

เครื่องป้อนแกลบอัตโนมัติ

Automatic Rice Husk Feeding Machine



โดย

นาย รัตพล แดงไสว

นาย สามารถ จรรย์คุณ

นาย อรุณ ชิวคำ



อาจารย์ที่ปรึกษา
รศ.ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2544

เลขที่.....
เลขทะเบียน 46000
วัน, เดือน, ปี 27 ก.พ. 2546

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่ขึ้นต้นการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำเอกสารไปใช้

5112 306 14

ปริญญาโทปีการศึกษา 2544

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง เครื่องป้อนแกลบอัตโนมัติ

Automatic Rice Husk Feeding Machine

ผู้จัดทำ

1. นาย รัตนพล แดงใสว รหัสประจำตัว 42515784
2. นาย สามารถ จรรย์คุณ รหัสประจำตัว 42515790
3. นาย อรุณ ชิวคำ รหัสประจำตัว 42515798





(รศ.ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์)

อาจารย์ที่ปรึกษา

เครื่องป้อนเกลบอัตโนมัติ

นาย รัตนพล	แดงไสว	42515784
นาย สามารถ	จรรย์คุณ	42515790
นาย อรุณ	ชีวคำ	42515798
รศ.ดร. พงษ์เจต	พรหมวงษ์	อาจารย์ที่ปรึกษา ปีการศึกษา 2544

บทคัดย่อ

ในปัจจุบันนี้ได้มีการพยายามนำวัสดุที่เหลือใช้จากการเกษตร มาเป็นวัตถุดิบในการผลิตเชื้อเพลิง
 แกลบเป็นหนึ่งในวัตถุดิบที่สามารถนำมาทำเป็นเชื้อเพลิงให้กับแหล่งผลิตความร้อน เนื่องจากเกลบมี
 ขนาดเล็กและมีน้ำหนักเบาทำให้การลำเลียงเข้าสู่เตาเผาเป็นไปได้ง่ายกว่าถ่านหิน ซึ่งต่างจากแก๊สหรือเชื้อ
 เพลิงเหลวทั่วไป ดังนั้นจึงต้องมีการพัฒนาเครื่องลำเลียงเกลบอัตโนมัติ เพื่อลำเลียงเกลบเข้าสู่เตาเผาใน
 อัตราที่แน่นอนซึ่งปริญญาานิพนธ์นี้ได้เน้นการศึกษาและจัดสร้างอุปกรณ์ลำเลียงเกลบเข้าเตาเผาแบบ
 vortex และแบบ Fluidized - bed จากการทดลองเราจะทราบอัตราการป้อนเกลบที่คงที่เมื่อเวลาเปลี่ยน
 แปลงไปในการป้อนเกลบเข้าเตาเผาแบบ Fluidized - bed และการเปลี่ยนแปลงของความเร็วรอบของใบ
 เกลียวที่แปรผันตามเปอร์เซ็นต์ของ primary air ที่ให้แก่เตาเผา แบบ Vortex โดยมีค่าความเร็วรอบของใบ
 เกลียวสูงสุดที่ Primary air 100% รองลงมาคือ 85% และ 75% ตามลำดับ

Automatic Rice Husk Feeding Machine

Rattanapon Dangswai

Samart Jariyakun

Arun Chiukha

Assist. Prof.Pongjet Promvong Advisor

ABSTRACT

Nowadays attempts have been made to use waste materials from agricultural products as fuel. Rice husk is one of the materials that can be employed as a fuel to generate heat source. Because rice husk is small in size and has a light weight, it is difficult to control the feeding to the combustor directly, unlike gas or liquid fuel. Therefore, a development of automatic rice husk feeding machine is necessary to convey husk to the combustion chamber in an proper amount as needed. This project is to study and construct an automatic rice husk feeding device for vortex and fluidized-bed combustors. The construction and performance test of the device is reported to suit the combustors. Experiment shows that for the fluidized – bed combustor, the rice husk feeding rate run steadily and smoothly bus for the vortex combustor, the speed of screw conveyor in feeding is varied and depends on percentages of primary air amount . Hiher speed of screw feeding is needed for 100% primary air used and less feeding speed for lower primary air amount.

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณ รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงษ์ และรุ่นพี่ปริญญาโท(พี่ลิ่งและพี่หลุง)ที่ช่วยให้คำที่ปรึกษาเกี่ยวกับรายละเอียดต่างๆในการทำ project ครั้งนี้ และขอขอบคุณน้ามณฑาที่ช่วยอำนวยความสะดวกและให้คำปรึกษาในระหว่างที่ใช้ work shop สุดท้ายนี้ขอขอบคุณเพื่อนๆทุกคนที่ช่วยเป็นกำลังใจให้ project ชี้นี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

หน้าที่

บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VI
สารบัญภาพ	VII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1ความเป็นมาของโครงการ	1
1.2วัตถุประสงค์ของโครงการ	1
1.3ขอบเขตของโครงการ	1
1.4ประโยชน์ที่จะได้รับจากโครงการ	1
1.5ขั้นตอนการดำเนินงาน	1
บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	2
2.1ชื่อเพลิงเกลือ	2
2.2อุปกรณ์ขนถ่าย	2
2.2.1ลำตัวสกรูหนอน	3
2.2.2รางตัวถัง	4
2.3ต้นกำลังขับ	5
2.4แปริ่ง	5
2.5ลิ้มและสลัก	6
2.5.1ชนิดของลิ้ม	6
2.5.2ความเค้นที่รอยต่อด้วยลิ้ม	7
2.6สายพานลิ้ม	10
2.6.1ขนาดสายพานและล้อสายพานลิ้ม	10
2.6.2กลศาสตร์ของสายพานลิ้ม	10
2.6.3การทำให้เกิดแรงตึงขึ้นต้นในสายพานลิ้ม	12
2.6.4การคำนวณหาขนาดของสายพานลิ้ม	13
2.7การออกแบบเพลลา	14
2.7.1วัสดุเพลลา	14
2.7.2ขนาดของเพลลา	15
2.7.3การพิจารณาในการออกแบบ	15

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.7.4การออกแบบเพลตามโค๊ตของ ASME	16
2.7.5การออกแบบเพลภายใต้การเปลี่ยนแปลง	19
2.7.6ความเร็ววิกฤตของเพล	20
2.8การเชื่อม	21
2.8.1การเชื่อมด้วยไฟฟ้า	21
2.8.2การเชื่อมด้วยแก๊ส	22
2.8.3รอยเชื่อมรับแรงมีสมมาตร	23
2.8.4การตัดในรอยเชื่อม	24
2.8.5การบิดในรอยเชื่อม	26
บทที่ 3 การออกแบบและคำนวณ	28
3.1การหาอัตราขนถ่าย	29
3.2การหาค่าลึงขั้มอเตอร์	29
3.3การหาปริมาตร Hopper	29
3.4การหาขนาดลิ้ม	31
3.5การเลือกขนาดสายพาน	32
3.6การหาจำนวนสายพาน	33
3.7การหามุมลัมผัสสายพา	33
3.8การหาความเร็วสายพาน	33
3.9การหาแรงดึงสายพานขณะส่งกำลัง	33
3.10การคำนวณแบร์ริง	33
บทที่ 4 การทดลองและการวิเคราะห์ผลการทดลอง	36
4.1วัตถุประสงค์การทดลอง	36
4.2แนวทางการทดลอง	36
4.3อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง	36
4.4ขั้นตอนการทดลอง	36
4.4.1การทดลองป้อนเข้าเตาเผาแบบ Fluidized – bed	36
4.4.2 การป้อนเข้าเตาเผาแบบ Vortex	48
บทที่ 5 วิเคราะห์และสรุปผลการทดลอง	56
5.1วิเคราะห์ผลการทดลอง	56
5.2สรุปผลการทดลอง	56
5.3ข้อเสนอแนะ	56
5.4แนวทางพัฒนาต่อ	57
บรรณานุกรม	58
ภาคผนวก	59

สารบัญตาราง

หน้า

ตารางที่ 4.1ความเร็วรอบใบเกลียว 20 (rpm)	37
ตารางที่ 4.2ความเร็วรอบใบเกลียว 30 (rpm)	37
ตารางที่ 4.3ความเร็วรอบใบเกลียว 40 (rpm)	38
ตารางที่ 4.4ความเร็วรอบใบเกลียว 50 (rpm)	38
ตารางที่ 4.5ความเร็วรอบใบเกลียว 60 (rpm)	39
ตารางที่ 4.6ความเร็วรอบใบเกลียว 70 (rpm)	39
ตารางที่ 4.7ความเร็วรอบใบเกลียว 80 (rpm)	40
ตารางที่ 4.8ความเร็วรอบใบเกลียว 90 (rpm)	40
ตารางที่ 4.9ความเร็วรอบใบเกลียว 100 (rpm)	41
ตารางที่ 4.10ความเร็วรอบใบเกลียว 110 (rpm)	41
ตารางที่ 4.11ความเร็วรอบใบเกลียว 120 (rpm)	42
ตารางที่ 4.12ความเร็วรอบใบเกลียว 130 (rpm)	42
ตารางที่ 4.13 ความเร็วรอบใบเกลียว 140 (rpm)	43
ตารางที่ 4.14ความเร็วรอบใบเกลียว 150 (rpm)	43
ตารางที่ 4.15ความเร็วรอบใบเกลียว 160(rpm)	44
ตารางที่ 4.16แสดงการเปรียบเทียบระหว่างอัตราการขนถ่ายทางทฤษฎีกับอัตราการขนถ่าย จากกาทดลอง	46
ตารางที่ 4.17ค่า K ที่ได้จากการทดลอง	47
ตารางที่ 4.18การป้อนแกลบเข้าเตาเผาแบบ vortex ที่อัตราการป้อน 0.3 kg/min	48
ตารางที่ 4.19การป้อนแกลบเข้าเตาเผาแบบ vortex ที่อัตราการป้อน 0.4 kg/min	49
ตารางที่ 4.20การป้อนแกลบเข้าเตาเผาแบบ vortex ที่อัตราการป้อน 0.5 kg/min	49
ตารางที่ 4.21อัตราการไหลของอากาศที่ equivalent ratio และ เปอร์เซนต์ primary air ต่างๆ ที่อัตราการป้อน 0.3 kg/min	53
ตารางที่ 4.22อัตราการไหลของอากาศที่ equivalent ratio และ เปอร์เซนต์ primary air ต่างๆ ที่อัตราการป้อน 0.4 kg/min	53
ตารางที่ 4.23อัตราการไหลของอากาศที่ equivalent ratio และ เปอร์เซนต์ primary air ต่างๆ ที่อัตราการป้อน 0.5 kg/min	54
ตารางที่ 1 มิติมาตรฐานและแรงประมินของโรลิ่งแบร์ริง (Co , C เป็น KN)	67
ตารางที่ 2สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ้มหน้า ตัด " D " ต่อเส้น PR (KW) สำหรับสายพาน ยาว LP =6380 mm	68

ตารางที่ 3 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ่มหน้า ตัด " D " ต่อเส้น PR (KW) สำหรับสายพาน ยาว LP = 6380 mm และส่วนโค้ง = 180	69
ตารางที่ 4 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ่มหน้า ตัด " Z " ต่อเส้น PR (KW) สำหรับสายพาน ยาว LP = 824 mm และส่วนโค้ง = 180	70
ตารางที่ 5 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ่มหน้า ตัด " Y " ต่อเส้น PR (KW) สำหรับสายพานยาว LP = 319 mm และส่วนโค้ง = 180	71
ตารางที่ 6 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ่มหน้า ตัด " C " ต่อเส้น PR (KW) สำหรับสายพานยาว LP = 3811 mm และส่วนโค้ง = 180	72
ตารางที่ 7 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ่มหน้า ตัด " B " ต่อเส้น PR (KW) สำหรับสายพานยาว LP = 2282 mm และส่วนโค้ง = 180	73
ตารางที่ 8 ตัวประกอบของสายพาน	74
ตารางที่ 9 ตัวประกอบของเฟือง	74
ตารางที่ 10 ตัวประกอบของแรงกระแทก	74
ตารางที่ 11 ตัวประกอบ X และ Y สำหรับโรลเลอร์เบริง	75
ตารางที่ 12 ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส N_u สำหรับสายพานลิ่ม	77
ตารางที่ 13 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิช d_p ของล้อสายพานลิ่มตามมาตรฐาน ISO/R 52-1975 (E) และ ISO/R 253-2962 (E) ขนาดเป็น mm	78
ตารางที่ 14 ตัวประกอบใช้งาน	78
ตารางที่ 15 ค่าตัวประกอบ k_2	78
ตารางที่ 16 ขนาดสายพานลิ่มและล้อสายพานลิ่ม ตามมาตรฐาน ISO /R 52-1957(E) และ ISO /R 256 – 1963 (E)	79
ตารางที่ 17 ขนาดลิ่มมาตรฐานที่ใช้กับเพลานขนาดต่างๆ	80

สารบัญญภาพ

หน้า

รูปที่ 2-1 ส่วนประกอบของชุดขนถ่ายในแนวระนาบ	2
รูปที่ 2.2 ตัวสกรูหนอนที่ใช้ในการขนถ่าย	3
รูปที่ 2-3 ลักษณะต่างๆของชุดลำตัวสกรู	3
รูปที่ 2-4 ภาคตัดขวางของรางตัวถังที่แสดงการเอียงศูนย์	4
รูปที่ 2-5 คสกรูขนถ่าย	5
รูปที่ 2-6 ลิ้มสีเหลี่ยมผืนผ้าและลิ้มสีเหลี่ยมจัตุรัส	6
รูปที่ 2-7 ความเค้นบนลิ้ม	7
รูปที่ 2-8 แรงบนรอยต่อด้วยลิ้ม	8
รูปที่ 2-9 หน้าตัดสายพานลิ้มและล้อสายพาน	10
รูปที่ 2-10 เพลายู่ภายใต้แรงต่างๆ	16
รูปที่ 2-11 เพลายู่เนื่องจากน้ำหนัก	20
รูปที่ 2-12 การเชื่อมด้วยไฟฟ้า	21
รูปที่ 2-13 การเชื่อมแก๊ส	22
รูปที่ 2-14 รอยเชื่อมมุม	22
รูปที่ 2-15 รอยเชื่อมชนิดต่างๆ	23
รูปที่ 2-16 รอยเชื่อมรับแรงมีสมมาตร	23
รูปที่ 2-17 รอยเชื่อมรับแรงคด	24
รูปที่ 2-18 หน้าตัดรอยเชื่อม	25
รูปที่ 2-19 รอยเชื่อมรับแรงบิด	26
รูปที่ 3-1 แสดง hopper ส่วนล่าง	29
รูปที่ 3-2 แสดง hopper ส่วนบน	30
รูปที่ 3-3 แสดงขนาดลิ้ม	31
รูปที่ 4-1 แสดงเวลาที่ใช้ในการขนถ่ายกับน้ำหนักแกลบเฉลี่ยที่ความเร็วรอบใบเกลียวต่างๆ	41
รูปที่ 4-2 แสดงอัตราการขนถ่ายกับความเร็วรอบต่างๆของใบเกลียว	45
รูปที่ 4-3 เปรียบเทียบอัตราการขนถ่ายจริงกับทฤษฎี	46
รูปที่ 4-4 เปรียบเทียบ volt ที่ใช้กับความแตกต่างของความดันลมที่อัตราการป้อน 0.3 kg/min	49
รูปที่ 4-5 เปรียบเทียบ volt ที่ใช้กับความแตกต่างของความดันลมที่อัตราการป้อน 0.4 kg/min	50
รูปที่ 4-6 เปรียบเทียบ volt ที่ใช้กับความแตกต่างของความดันลมที่อัตราการป้อน 0.5 kg/min	51
รูปที่ 4-7 แสดงการเปรียบเทียบระหว่าง equivalence ratio กับค่าความเร็วรอบของใบเกลียว	51
ที่ส่วนผสมของอากาศ 100% 85% และ 75% ที่อัตราการป้อน 0.3 kg/min	

รูปที่ 4-8 แสดงการเปรียบเทียบระหว่าง equivalence ratio กับค่าความเร็วรอบของใบเกลียว ที่ส่วนผสมของอากาศ 100% 85% และ 75% ที่อัตราการป้อน 0.4 kg/min	52
รูปที่ 4-9 แสดงการเปรียบเทียบระหว่าง equivalence ratio กับค่าความเร็วรอบของใบเกลียว ที่ส่วนผสมของอากาศ 100% 85% และ 75% ที่อัตราการป้อน 0.5 kg/min	52
รูปที่ 4-10 แสดงการเปรียบเทียบระหว่าง อัตราการไหลของอากาศกับ ความเร็วรอบใบเกลียว ที่อัตราการป้อน 0.3 kg/min	53
รูปที่ 4-11 แสดงการเปรียบเทียบระหว่าง อัตราการไหลของอากาศกับ ความเร็วรอบใบเกลียว ที่อัตราการป้อน 0.4 kg/min	54
รูปที่ 4-12 แสดงการเปรียบเทียบระหว่าง อัตราการไหลของอากาศกับ ความเร็วรอบใบเกลียว ที่อัตราการป้อน 0.5 kg/min	55
รูปที่ 1 แผนภูมิที่ใช้เลือกขนาดหน้าตัดของสายพานลิ้ม	81



บทที่ บทนำ

1.1 ความเป็นมาของโครงการ

ในปัจจุบันจะเห็นว่ามีการรณรงค์ให้นำวัสดุที่เหลือใช้มาใช้ประโยชน์อีกเช่นการ Recycle วัสดุต่างๆมาใช้อีกรอบแทนที่จะทิ้งไปโดยเปล่าประโยชน์ เชื้อเพลิงตามธรรมชาติ ก็มีแนวโน้มลดลงเรื่อยๆ โดยที่สังเกตได้ง่ายๆเช่น น้ำมัน ถ่านหิน เป็นต้น ขณะนี้จึงมีการรณรงค์ให้ประหยัดน้ำมันอย่างมากโดยใช้ประโยชน์จากเชื้อเพลิงให้ได้สูงที่สุด

ในอุตสาหกรรมหลายชนิด ความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง มีส่วนสำคัญอย่างมากต่อการประกอบ กิจการ ความร้อนเหล่านี้ได้มาจากการเผาไหม้ น้ำมัน ถ่านหิน หรือเชื้อเพลิงธรรมชาติชนิดอื่นๆ เชื้อเพลิงธรรมชาติเหล่านี้อาจได้มาจาก ขี้เลื่อย หรือแกลบก็ได้

แกลบเป็นเชื้อเพลิงที่ให้ความร้อนสูงสามารถจุดติดไฟได้ง่าย หาได้ง่าย มีอยู่เป็นจำนวนมากได้จากเปลือกของข้าวหลังจากผ่านการสีในอดีตแกลบจะถูกเผาทิ้งโดยเปล่าประโยชน์ ปัจจุบันได้มีผู้สนใจพัฒนาระบบการเผาแกลบให้ได้ความร้อนสูงที่สุด แกลบเป็นเชื้อเพลิงที่มีขนาดเล็กและมีน้ำหนักเบาทำให้การลำเลียงเข้าสู่เตาเผาเป็นไปได้ง่ายกว่าถ่านหินจึงต้องมีการพัฒนาการลำเลียงให้มีอัตราที่แน่นอน โดยจะมีการเปลี่ยนอัตราการป้อนได้หลายระดับในขณะที่ลำเลียงจะต้องป้องกันฝุ่นละอองที่เกิดจากการลำเลียงแกลบได้

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

เพื่อทำการป้อนแกลบเข้าเตาเผาได้สะดวกและมีการเปลี่ยนอัตราการไหลของแกลบได้หลายระดับ

1.3 ขอบเขตของโครงการ

ออกแบบและสร้างเครื่องป้อนแกลบอัตโนมัติให้ได้อัตราการป้อน 0.25 kg/min, 0.3 kg/min และ 0.5kg/min

1.4 ประโยชน์ที่จะได้รับจากโครงการ

- 1.4.1 ใช้เป็นเครื่องลำเลียงแกลบเข้าเตาเผา
- 1.4.2 นำวัสดุที่เหลือใช้มาใช้ประโยชน์ได้อีก
- 1.4.3 สามารถนำความรู้ไปประยุกต์สร้างเครื่องจักรอื่นๆได้ต่อไป

1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน

- 1.5.1 ศึกษาทฤษฎีต่างๆของระบบลำเลียงพร้อมทั้งออกแบบและคำนวณ
- 1.5.2 สำนักรวราคาและคำนวณงบประมาณที่จะใช้
- 1.5.3 สร้างเครื่องลำเลียงและ ทดสอบใช้งานจริง
- 1.5.4 บันทึกผลการทดลองและ ทำการแก้ไขจุดบกพร่องเกิดขึ้นในการใช้งาน
- 1.5.5 ทำรายงานและสรุปผลที่ได้ ว่าเป็นไปตามเป้าหมายหรือไม่

บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

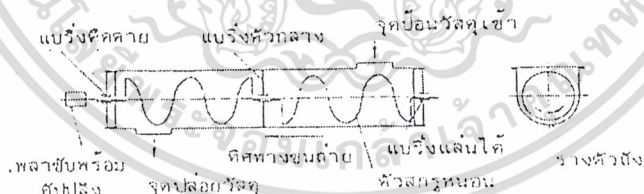
2.1 เชื้อเพลิงแกลบ

คุณสมบัติโดยทั่วไปของแกลบ จะประกอบไปด้วย คาร์บอน ไฮโดรเจน ออกซิเจน ไนโตรเจน และกำมะถันเมื่อเผาไหม้จะได้พลังงานความร้อนที่มีอุณหภูมิสูง สามารถนำความร้อนที่ได้ไปใช้ประโยชน์ได้หลายแบบแกลบมีความหนาแน่นประมาณ 116 kg/m^3 ตัวแปรที่มีผลกระทบต่อการเผาไหม้ของแกลบคือ อุณหภูมิของการเผาไหม้และความปั่นป่วนของอากาศ และปัจจัยอื่นๆอีกคือ ชนิดของแกลบ ความชื้น ขนาดของแกลบ ความหนาของชั้นแกลบ ชนิดของแกลบนั้นเราสามารถเลือกใช้ได้ ความชื้นนั้นขึ้นอยู่กับ การเก็บรักษาถ้าแกลบที่ได้มามีความชื้นมากเราอาจนำไปตากแดดก่อนนำมาใช้งาน ความหนาของชั้นแกลบขึ้นอยู่กับ การออกแบบเตาเผา

2.2 อุปกรณ์ขนถ่าย

ในการขนถ่ายแกลบนี้เราจะใช้สกรูในการขนถ่าย สกรูขนถ่ายนี้เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ลำเลียงวัสดุที่มีการไหลได้ง่ายทั้งวัสดุที่เป็นเม็ดเป็นก้อนหรือเป็นผงละเอียด สกรูขนถ่ายนั้นไม่เหมาะกับการขนถ่ายวัสดุที่มีความเหนียวหรือเกาะกันเป็นก้อนมากๆ ระยะทางในการขนถ่ายนั้นจะเป็นระยะที่ไม่ไกลนัก สกรูขนถ่ายจะทำงานได้ที่ความลาดเอียงในระดับต่างๆ การใช้งานบางอย่างอาจใช้ที่มุม 90 องศาแต่จะต้องมีอุปกรณ์มาประกอบด้วยขึ้นอยู่กับ การออกแบบที่เหมาะสม

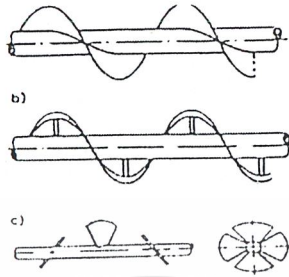
สกรูขนถ่ายนั้นเป็นอุปกรณ์ที่สามารถสร้างได้โดยง่ายและมีการออกแบบที่ไม่ยุ่งยากนักและมีการควบคุมที่ง่ายคุณสมบัติเหล่านี้เป็นข้อดีของระบบขนถ่ายแบบนี้ ส่วนประกอบของสกรูขนถ่ายมีส่วนประกอบหลักๆ3ส่วนคือ รางตัวถัง ใบเกลียวลำเลียง และต้นกำลังขับเคลื่อนซึ่งอาจใช้มอเตอร์ก็ได้ซึ่งส่วนประกอบของชุดขนถ่ายแสดงในรูปด้านล่าง



รูปที่ 2-1 ส่วนประกอบของชุดสกรูขนถ่ายในแนวระนาบ

ในเชิงปฏิบัติสกรูขนถ่ายสามารถขนถ่ายมวลได้ในปริมาณต่างๆตามต้องการ ไม่ว่าวัสดุนั้นจะเป็นเม็ดผงละเอียด เป็นก้อนเล็กๆหรือจะเป็นเส้นใยก็ตามขนถ่ายได้ทั้งในระนาบและแนวเอียงซึ่งสามารถเอียงได้ถึง 20 องศา กับแนวระดับลักษณะพิเศษยังมีใช้ขนถ่ายในแนวตั้งและอาจใช้ร่วมกับกระบวนการอื่นๆพร้อมกันเช่นงานกวนของเหลวงานชะล้างงานแยกคัดขนาดและงานแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger)

สกรูขนถ่ายสามารถนำไปผนวกเข้ากับระบบงานอัตโนมัติต่างๆได้ โครงสร้างมีความคงทนแข็งแรง ขนาดกะทัดรัดใช้พื้นที่ในการทำงานน้อยจึงเหมาะที่จะใช้ขนถ่ายวัสดุในพื้นที่ที่จำกัด เช่น ในจุดระหว่างเครื่องกล เครื่องกลเคมี และถังล้างภาชนะต่างๆ เป็นต้น



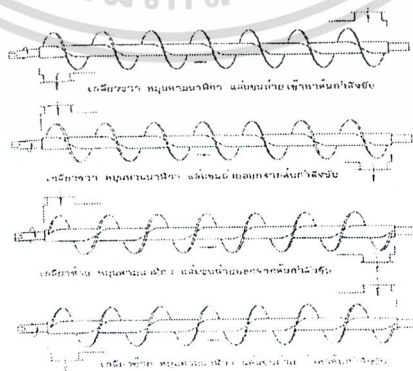
รูปที่ 2-2 ตัวสกรูขนถ่ายที่ใช้ในการขนถ่าย

(a) สกรูเต็มตัว (b) แผ่นเส้นเกลียวสกรู (c) แผ่นใบพัดสกรู

ขนาดปริมาณขนถ่ายนั้นมีตั้งแต่ 1- 30 m³/hr ความยาวที่ขนถ่ายมีตั้งแต่ ระดับปกติ จนถึง 50 เมตร ความเร็วรอบมีตั้งแต่ 10 รอบต่อนาที จนถึง 250รอบต่อนาทีและความเร็วในการขนถ่ายมักไม่เกิน 0.5 m/s ส่วนประกอบของสกรูขนถ่ายมีด้วยกัน 3 ชนิดคือ

2.2.1 ลำตัวสกรูขนถ่าย

ส่วนประกอบที่สำคัญที่สุดของชุดสกรูขนถ่ายคือ ลำตัวสกรู สกรูที่เป็นแผ่นเส้นเกลียวเหมาะกับการขนถ่ายวัสดุที่เป็นก้อนๆและเกาะติดผนังพอประมาณ ส่วนตัวสกรูที่เป็นชุดแผ่นใบพัดเหมาะที่จะใช้เป็นแกนหมุนและเหมาะกับวัสดุที่มักเกาะติดผนังรอบๆตัวถัง ทิศทางในการขนถ่ายนั้นขึ้นอยู่กับลักษณะของเกลียวสกรูและทิศทางการหมุน โดยเกลียวสกรูมีทั้งเกลียวขวาและเกลียวซ้าย ขึ้นอยู่กับการจัดวางบนเพลลาหมุนเดียวกัน หรืออาจสร้างเกลียวขวาข้างหนึ่งเกลียวซ้ายข้างหนึ่งก็ได้ โดยทิศทางการขนถ่ายจะตรงข้ามกัน



รูปที่ 2-3 ลักษณะต่างๆของชุดลำตัวสกรู

แบบต่างๆของเกลียวสกรูและทิศทางการขนถ่ายใน รูปที่ 2.3 นี้ได้บอกไว้อย่างชัดเจนแล้วในตัวเส้นเกลียวหรือแผ่นเกลียวเองโดยปกติจะสร้างจากแผ่นเหล็กติดเข้ากับแกนหมุนโดยวิธีเชื่อม ส่วนเพลากลียวสกรูนั้นนิยมใช้ท่อกลวงแทนเพลาดัน เพราะท่อกลวงมีมวลที่น้อยกว่าน้ำหนักจึงน้อยกว่าแต่ให้ความแข็งแรงที่เท่ากันนอกจากนั้นการประกอบขึ้นรูปยังทำได้สะดวกกว่า

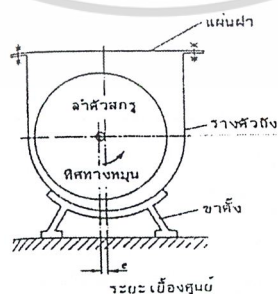
เพลาสกรูนั้นที่ปลายทั้งสองข้างจะต้องมีแบริ่งยึดไว้ถ้าหากระยะทางที่ใช้ขนถ่ายนั้นยาวมากจะต้องใส่แบริ่งตรงกลางเพลาก็ขึ้นอยู่กับความยาวของเพลลา โดยระยะห่างของแบริ่งแต่ละตัวควรห่างกันประมาณ 2.5ถึง3เมตร ส่วนแบริ่งแขนที่ต้องปรับหรือเปลี่ยนบ่อยๆควรใช้แบริ่งเปลือกที่ถอดเข้าออกได้สะดวก

2.2.2 รางตัวถัง

ขนาดของรางตัวถังนั้นกำหนดได้จากขนาดวัดผ่านศูนย์กลางของเกลียววัสดุ และจากตัววัสดุขนถ่ายนั้นๆโดยพิจารณาจากการสึกหรอ ปกติรางนี้จะสร้างด้วยแผ่นเหล็กที่หนาประมาณ 3 ถึง 8 mm ม้วนขึ้นรูปตัวถังที่ขอบตัวถังนั้นด้านบนจะพับแบนไว้รางตัวถังที่มีฝาปิดแน่นหนาจะมีความแข็งแรงกว่าที่ไม่มีฝาปิด ระยะเบียดระหว่างตัวสกรูกับผนังรางตัวถังปกติจะอยู่ที่ 5 ถึง 10 mm ถ้าสกรูโตขึ้นระยะเบียดก็ควรมากขึ้นตาม ระยะเบียดที่ยอมได้นั้นขึ้นอยู่กับารออกแบบของผู้ผลิตเอง และชนิดของวัสดุขนถ่ายนั้นๆในการที่จะลดการเกาะติดผนังของวัสดุขนถ่ายที่เป็นก้อนๆให้น้อยลงนั้นตัวแกนเกลียวจะตั้งศูนย์ให้เอียงศูนย์จากรางตัวถังไว้ระยะหนึ่ง โดยถ้าสกรูได้เอียงไว้มีระยะเบียดระหว่างตัวถังกับสกรูในลักษณะที่หมุนแล้ว เป็นทางที่ลมขยายออก วิธีการนี้นอกจากจะลดการสึกหรอได้มากแล้วมวลของวัสดุก็จะไม่เกิดการเสียดสีกันเองจนบดละเอียดมากขึ้นโดยไม่จำเป็นอีกด้วยและกำลังขับก็จะลดลงมากอีกด้วย

กรณีชุดสกรูขนถ่ายขนถ่ายระยะทางยาวๆหากมีจุดปล่อยวัสดุออกได้หลายๆจุด ณ.ตำแหน่งต่างๆ เช่นที่ด้านบนของถังเบอร์เกอร์ต่างๆ เป็นต้น จะต้องใช้แผ่นเปิดปิดที่เป็นแผ่นแบนๆเลื่อนเข้าออกหรือแผ่นอุปกรณ์อื่นก็ตามตัวขับเคลื่อนอาจใช้ล้อมือหมุนตัวถัง วิธีนี้จะเปิดฝาได้เร็วหากมีข้อบกพร่องเกิดขึ้นจะได้เข้าบริการช่างในได้ทัน

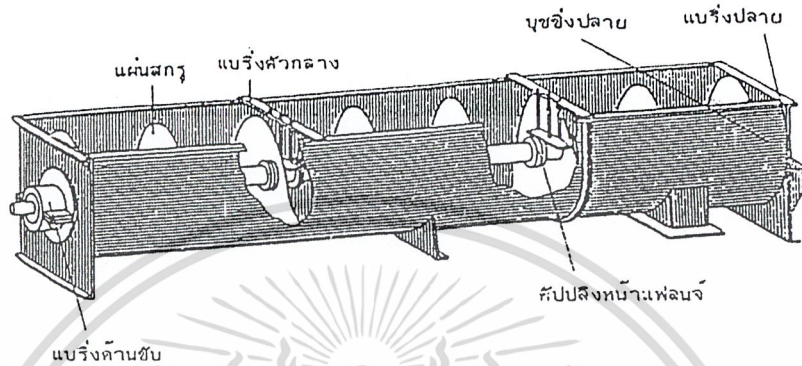
ขนาดความยาวของรางตัวถังนี้มักได้ตั้งเป็นตอนๆ รวมกันแล้วจะยาวแต่ 1.6 ถึง 6 เมตรข้อสำคัญคือรางตัวถังนั้นจะต้องมีความแข็งแรง สามารถรับแรงบิดในตัวที่เกิดจากสกรูขนถ่ายหมุนได้



รูปที่ 2-4 ภาคตัดขวางของรางตัวถังที่แสดงการเอียงศูนย์

2.3 ต้นกำเนิดขั้ว

ต้นกำเนิดขั้วคือมอเตอร์ไฟฟ้าการทำงานโดยทั่วไปไม่นิยมขั้วแบบต่อตรงเข้ากับเพลาสกรู ทอร์คจากมอเตอร์นิยมขั้วผ่านชุดคลีปปลิงหมุนชนิดซี่หุ่่นได้และขั้วผ่านชุดเฟืองทดเว้นแแต่มอเตอร์นั้นเป็น เกียร์มอเตอร์หรือมอเตอร์ที่สร้างติดมากับชุดเฟืองทดพร้อมกันทีเดียว ลักษณะสร้างทั่วไปที่ประกอบขึ้นเป็นชุดขนถ่ายดังรูป



รูปที่ 2-5 ชุดสกรูขนถ่าย

2.4 แบริ่ง

โดยปกติแบริ่งแบ่งเป็นสองพวกใหญ่ๆคือบอลแบริ่งซึ่งมีลูกกลิ้ง (rolling element) เป็นรูปทรงกลมและโรลเลอร์แบริ่ง (roller bearing) ซึ่งมีลูกกลิ้งเป็นรูปทรงกระบอกตรง (straight roller) หรือเป็นรูปทรงกระบอกเรียวก็ได้โดยปกติแบริ่งเหล่านี้จะรับแรงได้ทั้งแนวรัศมีและแรงรุนได้ยกเว้นโรลเลอร์แบริ่งลูกกลิ้งแบบทรงกระบอกตรงเท่านั้นแบริ่งแต่ละลักษณะยังแบ่งออกเป็นรูปแบบต่างๆอีกคือบอลแบริ่งชนิดมีลูกกลิ้งหนึ่งแถวร่องลึก (single row deep groove) เป็นแบริ่งที่มีอายุการใช้งานมากที่สุดประกอบด้วยร่องลึกเป็นทางกลิ้งสำหรับลูกกลิ้งทรงกลม อัตราส่วนของแรงในแนวรัศมีและแรงรุนประมาณ 0.7 และสามารถรับการเอียงของแนวของเพล่าได้ประมาณ $\pm 0^{\circ} 15'$ เมื่อต้องการเพิ่มความสามารถในการรับแรงในแนวรัศมีขึ้นอีกอาจทำได้โดยเพิ่มจำนวนลูกกลิ้งขึ้นไปอีก

แบริ่งชนิด angular contact เป็นแบริ่งที่ออกแบบสำหรับใช้รับแรงในแนวแกนซึ่งมีค่าสูง โดยมีมุมสัมผัสต่างๆกันเมื่อมุมสัมผัสเพิ่มขึ้นแบริ่งจะสามารถรับแรงในแนวแกนเพิ่มขึ้นแต่แรงในแนวรัศมีจะน้อยลงถ้าจะให้รับแรงได้ทั้ง2ทิศทางก็ให้ใช้แบบมีลูกกลิ้งสองแถวหรือใช้แบริ่งสองอันหันหน้าเข้าหากัน

บอลแบริ่งชนิดปรับแนวได้เองออกแบบสำหรับกรณีที่เพล่าอาจมีการเอียงแนวเป็นมุมที่ค่อนข้างมากแบบปรับแนวได้เองภายในอาศัยผิวทรงกลมของวงแหวนนอกช่วยปรับมุมบอลแบริ่งกันรุนออกแบบสำหรับรับแรงในแนวแกนโดยเฉพาะ ถ้ามีแรงในแนวรัศมีอยู่ด้วยแล้วจะต้องใช้แบริ่งชนิดอื่นช่วยรับแรงนี้ดังนั้นในกรณีที่มีแรงทั้งสองชนิดอยู่พร้อมกันแล้ว ควรเลือกใช้บอลแบริ่งชนิด angular contact

2.5 ลิ้มและสลัก

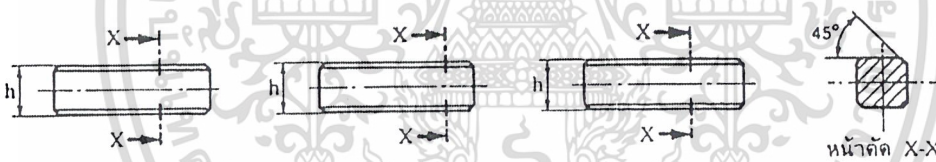
ลิ้มเป็นแท่งโลหะที่ใส่ไว้ในร่องของชิ้นส่วนทั้งสองที่ยึดอยู่ด้วยกันซึ่งเรียกว่ร่องลิ้ม ฉะนั้นชิ้นส่วนเครื่องจักรกลที่จะนำมายึดกับเพล่าและเพล่าเองก็จะต้องทำร่องลิ้มไว้เพื่อใส่ลิ้ม ลิ้มทำหน้าที่ป้องกัน

การเกิดการหมุนสัมพัทธ์ขึ้นระหว่างชิ้นส่วนทั้งสอง ในบางครั้งยังอาจใช้ลิ้มทำหน้าที่กันมิให้เกิดการเคลื่อนที่ในแนวแกนของเพลาด้วย การตัดร่องลิ้มบนเพลาทำให้ความแข็งแรงของเพลาลดลง ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับขนาดและชนิดของร่องลิ้ม ลิ้มแบ่งออกเป็นหลายชนิด ดังนั้นการเลือกใช้และการติดตั้งจึงขึ้นอยู่กับองค์ประกอบหลายอย่าง เช่น กำลังที่จะส่ง ชนิดของพิคัดความเพื่อ ความมั่นคงของรอยต่อ และราคา ในการส่งกำลังน้อย ๆ อาจใช้หมุดเกลียวปรับ (set screw) ขันขึ้นชิ้นส่วนติดกับเพลากลมได้โดยตรงโดยไม่ต้องใช้ลิ้ม แต่โดยมากมักใช้ลิ้มยึด การใช้หมุดเกลียวปรับมักใช้ยึดลิ้มติดกับร่องลิ้มบนเพลา เพื่อป้องกันชิ้นส่วนเคลื่อนตัวในแนวแกนของเพลา

2.5.1 ชนิดของลิ้ม

ลิ้มแบ่งออกเป็นหลายชนิดด้วยกันดังนี้คือ

1. ลิ้มสี่เหลี่ยมผืนผ้าและลิ้มสี่เหลี่ยมจัตุรัส ลิ้มชนิดนี้จะฝังอยู่ในเพลาค้างหนึ่ง และฝังอยู่ในคูดุมของเฟือง (hub) ล้อสายพานหรือข้อเหวี่ยงอีกประมาณครึ่งหนึ่งของความหนา ลิ้มชนิดนี้มักใช้กับเครื่องจักรกลอุตสาหกรรมทั่วไป ลิ้มสี่เหลี่ยมผืนผ้าและลิ้มสี่เหลี่ยมจัตุรัสมีพื้นที่หน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าและสี่เหลี่ยมจัตุรัส ตามลำดับ ถ้ามีพื้นที่หน้าตัดเท่ากันตลอดความยาวเรียกว่า เฟียเธอร์คีย์ (feather key) มักใช้กับงานที่ต้องการให้คูดุมเลื่อนไปบนเพลาได้ เพียงแต่ป้องกันมิให้เกิดการหมุนสัมพัทธ์เท่านั้น บางครั้งอาจต้องยึดลิ้มให้ติดกับเพลาด้วยหมุดเกลียวปรับด้วย เช่น เฟืองทดของรถยนต์ เป็นต้น



รูปที่ 2-6 ลิ้มสี่เหลี่ยมผืนผ้าและลิ้มสี่เหลี่ยมจัตุรัส

การเลือกใช้ลิ้มต้องเลือกใช้ตามขนาดมาตรฐาน นอกจากนี้ยังต้องเลือกขนาดลิ้มให้สอดคล้องกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลาที่ใช้งานกับลิ้มด้วย ดังตารางดังต่อไปนี้

1. ถ้าเพลามีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโตกว่า 630 mm อาจคำนวณหาขนาดของลิ้มได้โดยใช้สมการ

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

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

2. ถ้าเพลารับแรงกระตุกบ่อยครั้ง หรือเปลี่ยนทิศทางการหมุนบ่อย ๆ ต้องใช้ขนาดลิ้มโตกว่าในตารางซึ่งคำนวณหาขนาดลิ้มได้โดยใช้สมการ

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

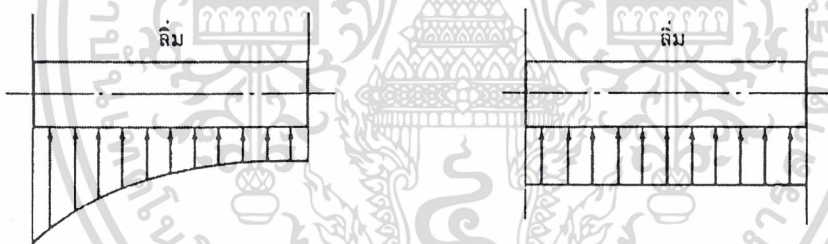
$$b = \sqrt{t(d - t)} \quad (2.4)$$

2.5.2 ความเค้นที่รอยต่อด้วยลิ้ม

เมื่อใช้ลิ้มต่อเพลากับดุมล้อเพื่อส่งโมเมนต์บิด ความเค้นที่เกิดขึ้นในลิ้มจะเป็นแบบสามมิติ และมีความยุ่งยากในการคิดคำนวณมาก ความเค้นที่เกิดขึ้นนี้เป็นผลมาจากแรง 2 ชนิดคือ

1. แรงเนื่องจากการสวมอัดลิ้มลงในร่องลิ้ม เช่น การสวมอัดลิ้มแบบธรรมดาหรือแบบเรียวแรงเหล่านี้ทำให้เกิดความเค้นอัดขึ้นในลิ้มซึ่งไม่อาจหาค่าที่แน่นอนของแรงเหล่านี้ได้

2. แรงเนื่องจากการส่งโมเมนต์บิด ทำให้เกิดความเค้นอัดและความเค้นเฉือนในลิ้มแรงที่กระทำตามแนวขวางของลิ้มจะไม่กระจายอย่างสม่ำเสมอตลอดความยาวลิ้ม แต่จะมีค่ามากในบริเวณใกล้กับจุดที่รับโมเมนต์บิด ทั้งนี้เนื่องมาจากการบิดระหว่างเพลากับดุมล้อ เพราะเพลามีความแข็งดิ่งบิด (torsional stiffness) น้อยกว่าดุมล้อ มีผู้ทำการทดลองหาลักษณะการกระจายความเค้นตลอดความยาวลิ้ม พบว่ามีลักษณะดังรูป

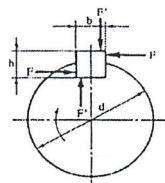


รูปที่ 2-7 ความเค้นบนลิ้ม

ในการหาความเค้นที่เกิดขึ้นในลิ้มนั้น เพื่อความสะดวกในการคำนวณจึงมักจะใช้ข้อสมมติฐาน ดังนี้คือ

- แรงที่กระจายตลอดความยาวของลิ้มมีค่าสม่ำเสมอ
- ไม่คิดแรงที่เกิดจากการสวมอัดลิ้ม

จากสมมติฐานดังกล่าวทำให้คำนวณหาขนาดของลิ้มได้ง่ายขึ้น ในทางปฏิบัติการคำนวณ



รูปที่ 2-8 แรงบนรอยต่อด้วยลิ้ม

พิจารณารอยต่อด้วยลิ่มให้ F เป็นแรงที่กระทำกับลิ่มเนื่องจากโมเมนต์บิด และ F เป็นแรงที่กดลิ่มไว้ไม่ให้ลิ่มเอียง โมเมนต์บิดบนเพลลาทำให้คูล้อมีแรงต้านทาน F เกิดขึ้นซึ่งกระทำในแนวตั้งฉากกับลิ่ม สมมติว่าแรงนี้กระทำที่จุดกึ่งกลางของลิ่มส่วนที่โผล่พ้นจากเพลลา ดังนั้นจึงหาแรง F ได้จากสมการ

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

จากข้อสมมติฐานที่ได้กล่าวมาแล้ว เมื่อคิดว่าลิ่มขาดเนื่องจากแรงเฉือน ฉะนั้น

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

โดยที่ T คือโมเมนต์บิดบนเพลลา

F คือแรงที่กระทำกับลิ่ม

d คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลลา

b คือความกว้างของลิ่ม

l คือความยาวของลิ่ม

τ คือความเค้นเฉือนบนลิ่ม

แต่เมื่อคิดว่าลิ่มโดนอัดแตก

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

โดยที่ h คือความสูงของลิ่ม

σ_c คือความเค้นอัดบนลิ่มหรือเพลลาหรือคูล้อม

เนื่องจากโมเมนต์บิดบนเพลลามีค่าเท่ากัน ดังนั้นจากสมการที่ 6 และสมการที่ 7 จะได้

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

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

$$b = h$$

ซึ่งแสดงให้เห็นว่าลิมส์เหลี่ยมจัตุรัสเป็นลิมส์ที่ดีที่สุด เพราะความสามารถรับแรงเฉือนและแรงอัดได้เท่ากัน แต่เมื่อพิจารณาทางด้านแข็งแรงของเพลาล้วนแล้วจะเห็นว่าไม่เหมาะสม เนื่องจากร่องลิมของลิมส์เหลี่ยมจัตุรัสจะต้องเจาะลงไปบนเพลาลึกมาก ดังนั้นในทางปฏิบัติจึงไม่นิยมใช้ลิมชนิดนี้เท่าใดนัก ยกเว้นในกรณีที่ใช้กับเพลานขนาดเล็กเท่านั้น ในกรณีที่ลิมเพลลา และคูล้อม ทำจากวัสดุต่างชนิดกัน ให้ทำการคำนวณโดยใช้ค่าความเค้นอัดของวัสดุที่มีความต้านแรงอัดน้อยที่สุด

ถ้าลิมและเพลลาทำจากวัสดุชนิดเดียวกัน ก็สามารถจะหาความยาวของลิมได้โดยถือว่าลิมและเพลลา รับโมเมนต์บิดเท่ากัน ดังนั้น

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

เพราะฉะนั้น

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

โดยทั่วไปแล้วกรรมวิธีการออกแบบจะเริ่มต้นด้วยการหาขนาดของเพลลาที่ใช้ จากนั้นจึงเลือกขนาดลิมมาตรฐานที่ใช้กับเพลลาที่ต้องการจากราย แล้วจึงคำนวณหาความยาวของแล้วจึงคำนวณหาความยาวของลิม และเลือกใช้ความยาวค่ามาก จากนั้นจึงใช้ความยาวของคูล้อมให้เท่ากับความยาวของลิม แม้ว่า จะยาวเกินความต้องการไปบ้างก็ตาม

ในทางปฏิบัติพบว่าถ้าการคำนวณหาความยาวลิมจึงมักจะใช้สมการที่ความเค้นอัดบนลิม คือ

$$\sigma_c = \frac{4T}{d h l} \leq \sigma_{cd}$$

ดังนั้นจึงหาความยาวประสิทธิผล (effective length) ของลิม l_e ได้จากสมการ

$$l_e \geq \frac{4T}{d h \sigma_{cd}}$$

โดยที่ l_e คือความยาวประสิทธิผลของลิม เป็นความยาวของลิมส่วนที่ใช้รับแรงอัดจริง ๆ

σ_{cd} คือค่าความเค้นอัดใช้งานของวัสดุ

เมื่อคำนวณโดยใช้สมการดังกล่าวแล้วควรตรวจสอบค่าความเค้นเฉือนด้วย แต่มีข้อควรระวังก็คือ ควรจะใช้ลิมให้ยาวกว่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลาอย่างน้อย 25% ทั้งนี้เพื่อป้องกันการขัดตัวของลิมในร่องลิมของเพลลาและคูล้อม

2.6 สายพานลิม

สายพานลิมใช้ส่งกำลังได้ค่อนข้างมาก โคนต้องการแรงดึงขึ้นต้นในสายพานค่อนข้างน้อย

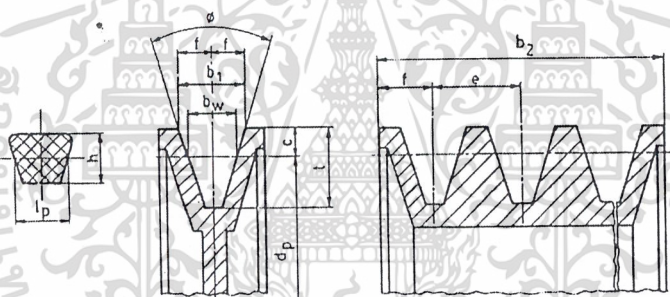
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทั้งเพราะผลจากการเกาะยึดตัวกันระหว่างด้านข้างของสายพานที่เรียวย กับร่องรูปลิ้มของล้อสายพาน ทำให้เกิดแรงเสียดทานสูง ซึ่งเป็นผลให้สายพานทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพดี แม้ว่าจะมีส่วนโค้งสัมผัสสั้นน้อย และมีแรงดึงชั้นต้นค่อนข้างต่ำ และเหมาะกับการใช้งานในกรณีที่มีระยะห่างระหว่างศูนย์กลางน้อย ในการส่งกำลังและส่งได้มากที่สุดเมื่อผิวด้านข้างของสายพานอัดแน่นกับร่องบนล้อสายพาน และในกรณีที่มีเหตุฉุกเฉิน ก็อาจใช้ผลจากการอัดแน่นนี้ทำหน้าที่เป็นเบรกได้ด้วย

การจับด้วยสายพานลิ้ม มีข้อดีคือเงียบ สะอาด และสามารถรับแรงกระตุกได้ นอกจากนี้ยังมีขนาดกะทัดรัด มีประสิทธิภาพดี และแบเร็งของเพลไม่ต้องรับแรงมากเกินไป จึงมักใช้ในการจับทางด้านอุตสาหกรรมทั่วไป ซึ่งใช้สายพานจับได้โดยมีอัตราทดสูงประมาณ 7:1 หรืออาจใช้ได้สูงถึง 10:1

2.6.1 ขนาดสายพานและล้อสายพานลิ้ม

สานพานลิ้ม มีหน้าตัดเป็นรูปลิ้ม ดังนั้นในการกำหนดขนาดจึงมักกำหนดโดยใช้ความกว้างพิตซ์ (pitch width) และความหนาสายพานโดยใช้ตัวอักษรทน ซึ่งแบ่งออกเป็น สายพานลิ้มแบบแคบ (narrow V-belts) มีขนาด SPZ SPA SPB และ SPC และสายพานลิ้มแบบธรรมดา มีขนาด Y Z A B C D และ E ซึ่งในที่นี้จะกล่าวถึงเฉพาะสายพานลิ้มแบบธรรมดาเท่านั้น รูปร่างหน้าตัดของสายพานลิ้มและล้อสายพาน ดูได้จากรูป 2.9



รูป 2-9 หน้าตัดสายพานลิ้มและล้อสายพาน

2.6.2 กลศาสตร์ของสายพานลิ้ม

ในการจับด้วยสายพานลิ้ม แรงปฏิกิริยาระหว่างสายพานกับล้อสายพานจะอยู่ในทิศทางตั้งฉากกับผิวสัมผัส ดังรูป 10.20 ให้ F_n เป็นแรงปฏิกิริยาใน แนวตั้งฉากระหว่างผิวสัมผัสของสายพานกับร่องบนล้อสายพาน ดังนั้นจากสมการ $fF_t = dF$ ของสายพานแบน ในกรณีของสายพานลิ้มจะกลายเป็น

$$2 f F_n = d F \tag{2.11}$$

แรงปฏิกิริยารวมของแรง F_n ทั้งสองแรงคือ

$$F_n = 2 F_n \sin \frac{\phi}{2} \tag{2.12}$$

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

$$\frac{F_n}{\sin \frac{\phi}{2}} = dF \quad (2.13)$$

เมื่อรวมแรงในแนวตั้ง จะได้

$$F_c + F_n = (F + \frac{1}{2} dF) d\theta \quad (2.14)$$

เมื่อกำจัด F_n ออกจากสมการทั้งสองนี้จะได้

$$\begin{aligned} dF &= \frac{f}{\sin \frac{\phi}{2}} (F + \frac{1}{2} dF) d\theta - \frac{f}{\sin \frac{\theta}{2}} F_c \\ &= \frac{f}{\sin \frac{\phi}{2}} (F + \frac{1}{2} dF - \frac{WAV^2}{g}) d\theta \\ \frac{dF}{F + \frac{1}{2} dF - WAV^2} &= \frac{f}{\sin \frac{\theta}{2}} d\theta \end{aligned} \quad (2.15)$$

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

$$\ln \left(\frac{F - \frac{WAV^2}{g}}{F_1 - \frac{WAV^2}{g}} \right) = c \frac{\alpha F}{\sin \frac{\theta}{2}} \quad (2.16)$$

หรือ $\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{\alpha F}$ (2.17)

โดยที่

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

และกำลังที่ส่งได้โดยสายพานลิมิตค่าได้จากสมการ

$$W_p = z (F_1 - F_2) v \quad (2.18)$$

โดยที่ V = ความเร็วของสายพาน เป็น m

Z = จำนวนสายพาน

ความยาวพิชต์โดยประมาณของสายพานลิมิตค่าได้จากสมการ

$$L_p \approx 2c + 1.57 (w_p + d_p) + \frac{(d_p - d_p)^2}{4c} \quad (2.19)$$

โดยที่ลักษณะต่าง ๆ ยังคงมีความหมายเช่นเดียวกับสายพานแบน แต่ในกรณีของสายพานลิมิตจะใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิชต์แทน หรือในกรณีที่ทราบความยาวพิชต์แล้วต้องการหาระยะห่างระหว่างศูนย์กลางก็ทำได้โดยใช้สมการ

$$C \approx p + \sqrt{p^2 - q} \quad (2.20)$$

$$p = 0.25L_p - 0.393(D_p + D_p)$$

โดยที่

$$q = 0.125(D_p + d_p)^2 \quad (2.21)$$

2.6.3 ทำให้เกิดแรงดึงขั้นต้นในสายพานลิ่ม

การทำให้เกิดแรงดึงขั้นต้นจะช่วยทำให้การขับเคลื่อนด้วยสายพานมีประสิทธิภาพดี และยืดอายุการใช้งานของสายพาน ถ้าออกแรงดึงขั้นต้นไม่เพียงพอจะทำให้ส่งกำลังได้น้อยลง ประสิทธิภาพต่ำลง ทำให้สายพานมีอายุการใช้งานลดลงเนื่องจากการสลิป แต่ถ้าออกแรงดึงขั้นต้นมากเกินไป จะทำให้ขอบสายพานยืดตัวมากเกินไป เกิดความเค้นในสายพานมาก แบร็งที่รองรับล้อสายพานจะรับแรงมากเกินไป ด้วยเหตุนี้เอง จึงต้องออกแรงดึงขั้นต้นให้เหมาะสมกับแรงภายนอกที่กระทำกับสายพาน จากสมการ (10.18) แรงดึงในสายพานขณะส่งกำลังคือ

$$F = F_1 - F_2 = \frac{W_p}{V} \quad (2.22)$$

ให้แรงดึงในแนวแกน

$$F_w = F_1 + F_2 = F \left(\frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right) \quad (2.23)$$

แรงหนีศูนย์กลางเนื่องจากน้ำหนักสายพาน

$$F_c = \frac{WAV^2}{g} \quad (2.24)$$

แรงลัพท์เนื่องจากแรงหนีศูนย์กลาง คือ

$$F_R = 2ZF_c \sin \frac{\alpha}{2} \quad (2.25)$$

โดยที่ Z = จำนวนสายพาน

ดังนั้นแรงดึงขั้นต้นในสายพานจึงหาได้จากการรวมแรงดึงในแนวแกนขณะส่งกำลัง กับแรงลัพท์ เนื่องจากแรงหนีศูนย์กลาง นั่นคือ

$$F_t = F_w + F_R \quad (2.26)$$

ในทางปฏิบัติมักจะใช้วิธีหาค่าประมาณของแรงดึงในแนวแกนจากสมการ

$$F_w = K_t F_s \sin \frac{\alpha}{2} \quad (2.27)$$

โดยที่ k_1 เป็นตัวประกอบใช้งาน ซึ่งขึ้นอยู่กับสภาวะการทำงานซึ่งหาค่าได้จากตาราง แล้วใช้แรงนี้เป็นแรงดึงขึ้นต้น

ในกรณีที่ขับโดยมีระยะห่างระหว่างศูนย์กลางคองที่ หรือ ไม่มีอุปกรณ์ที่ทำให้เกิดแรงดึงในสายพานตลอดเวลาก็จำเป็นจะต้องนำเอาแรงหนีศูนย์กลางมาคิดด้วย

จากสมการ

$$\begin{aligned} F_R &= 2 Z F_c \sin \frac{\alpha}{2} \\ &= 2Z \frac{W_{av}^2}{g} \sin \frac{\alpha}{2} \end{aligned} \quad (2.28)$$

ซึ่งเขียนได้ใหม่เป็น

$$F_R = ZK_2 v^2 \sin \frac{\alpha}{2} \quad (2.29)$$

ค่า k_2 หาได้จากตาราง 10.19 ดังนั้นแรงดึงขึ้นต้นในสายพานจึงเท่ากับ

$$F_1 = K_1 F + ZK_2 v^2 \sin \frac{\alpha}{2} \quad (2.30)$$

2.6.4 การคำนวณหาขนาดของสายพานลิม

การคำนวณทางด้านกำลังโดยสายพานลิมจะใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิชซ์ของล้อสายพาน d_p เป็นพื้นฐาน และในที่นี้ก็จะแสดงวิธีการเลือกขนาดของสายพานลิมตามคำแนะนำของบริษัทผู้ผลิต เช่นเดียวกับในกรณีของสายพานแบน ในการเลือกขนาดของล้อสายพาน บริษัทผู้ผลิตได้แนะนำให้เลือกขนาดของล้อสายพานให้โตที่สุดเท่าที่จะทำได้ ขนาดของล้อสายพานไม่ควรจะเล็กกว่าค่าที่กำหนดไว้ในตาราง 2.3 แต่ข้อควรระวังก็คือ ขณะใช้งานปกติความเร็วของสายพานไม่ควรสูงกว่า 30 m/s การหาขนาดหน้าตัดโดยประมาณของสายพานลิมสำหรับการส่งกำลัง อาจทำได้โดยใช้รูป 3.0 แต่กำลังที่ส่งได้จริงของสายพานจะต้องตรวจสอบจากตารางการกำหนดสมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิม ซึ่งจะได้กล่าวถึงต่อไป การเลือกขนาดของสายพานลิมจะแตกต่างไปจากสายพานแบนเล็กน้อยคือ จะใช้วิธีการคำนวณเส้นของสายพานลิมที่ต้องการใช้งานจากกำลังงานที่ต้องการขับ และตัวประกอบที่ใช้แก้ไขต่าง ๆ จำนวนเส้นของสายพานลิมหาได้จากสมการ

$$Z = \frac{W_p N_s}{P_R N_s N_1} \quad (2.31)$$

โดยที่ Z = จำนวนเส้นของสายพานลิม

W_p = กำลังงานที่ต้องการส่ง

N_s = ตัวประกอบใช้งานหาค่าได้จากตาราง 2

N_u = ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส หาค่าได้จากตาราง 3

N_1 = ตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน (belt length correction factor) หาค่าได้จากตาราง 2-7

P_R = กำลังที่สายพานลืมห้างหนึ่งเส้นส่งได้ หาค่าได้จากตาราง 2-7

2.7 การออกแบบเพลา

เพลา (shaft) เป็นชิ้นส่วนที่หมุนและใช้ในการส่งกำลังแกน (axle) เป็นชิ้นส่วนลักษณะเดียวกันกับเพลาแต่ไม่หมุน ส่วนมากเป็นตัวรองรับชิ้นส่วนที่หมุนเช่น ล้อ สายพาน เป็นต้น อย่างไรก็ตามทั้งเพลาและแกนก็นิยมเรียกรวมกันว่า เพลา ไม่ว่าจะชิ้นส่วนนั้นจะหมุนหรืออยู่นิ่งก็ตาม

สปินเดิล (spindle) เป็นเพลาขนาดสั้นที่ไม่หมุน เช่น เพลาที่หัวแท่นกลึง (Head-stock spindle) เป็นต้น

สตับชาฟต์ (stub shaft) หรือบางครั้งเรียก เฮดชาฟต์ (head shaft) เป็นเพลาที่ติดเป็นชิ้นส่วนต่อเนื่องกับเครื่องยนต์ มอเตอร์ หรือเครื่องต้นกำลังอื่นๆ มีขนาด รูปร่าง และส่วนที่ยื่นออกมาสำหรับใช้ต่อกับเพลาอื่นๆ

เพลาแนว (line shaft) หรือเพลาส่งกำลัง (power transmission shaft) หรือเพลาเมน เป็นเพลาซึ่งต่อตรงจากเครื่องต้นกำลัง และใช้ในการส่งกำลังไปยังเครื่องจักรกลอื่นๆ โดยเฉพาะ

แจ็กชาฟต์ (jackshaft) หรือแกนเตอร์ชาฟต์ (counter shaft) เป็นเพลาขนาดสั้นที่ต่อระหว่างเครื่องต้นกำลังกับเพลาเมนหรือเครื่องจักรกล

เพลาอ่อน (flexible shaft) เป็นเพลาที่สามารถอ่อนตัวหรือโค้งได้ เพลาประเภทนี้ทำด้วยสายลวดใหญ่ (cable) ลวดสปริงหรือลวดเกลียว (wire rope) ใช้ในการส่งกำลังในลักษณะที่แกนหมุนทำมุมกันได้ แต่ส่งกำลังได้น้อย

เพลาอาจจะรับแรงดึง แรงกด แรงบิด แรงดัด หรือแรงหลายอย่างรวมกันก็ได้ ดังนั้นการคำนวณจึงต้องใช้ความคุ้นเคยผสมเข้าช่วย แรงเหล่านี้ยังอาจจะมีการเปลี่ยนแปลงขนาดตลอดเวลา ทำให้เพลาเสียหายเพราะความล้าได้ ฉะนั้นจึงต้องออกแบบเพลาให้มีความแข็งแรงเพียงพอสำหรับการใช้งานในลักษณะนี้นอกจากนั้นเพลาจะต้องมีความแข็งแรง (rigidity) เพียงพอ เพื่อลดมุมบิดภายในเพลาให้อยู่ในขีดจำกัดที่พอเหมาะ ระยะโก่ง (deflection) ของเพลาเป็นสิ่งสำคัญในการกำหนดขนาดของเพลาเช่นเดียวกัน เพราะถ้าเพลา มีระยะโก่งมากก็จะเกิดการแกว่งขณะหมุน ทำให้ความเร็ววิกฤต (critical speed) ของเพลาลดลงซึ่งอาจทำให้เพลาเกิดการสั่นอย่างรุนแรงในขณะที่ความเร็วของเพลาเข้าใกล้ความเร็ววิกฤตนี้ได้ ระยะโก่งนี้ยังมีผลต่อการเลือกชนิดของที่รองรับเพลา เช่น บอลแบร์ริง (ball bearing) ก็ต้องมีการเยื้องแนว (misalignment) ในการใช้งานที่พอเหมาะกับเพลาด้วย

2.7.1 วัสดุเพลา

วัสดุที่ใช้สำหรับทำเพลาทั่วไปคือ เหล็กกล้าอะลูมิเนียม (mild steel) แต่ถ้าต้องการให้มีความเหนียวและความทนทานต่อแรงกระตุกเป็นพิเศษแล้ว มักจะใช้เหล็กกล้าผสมโลหะอื่นทำเพลา เช่น AISI 1347 3140 4150 4340 เป็นต้น เพลาที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโตกว่า 90 mm. มักจะกลึงมาจากเหล็กกล้าคาร์บอนซึ่งผ่านการรีดร้อน อย่างไรก็ตาม เพื่อให้เพลา มีราคาถูกลงที่สุด ผู้ออกแบบควรพยายามเลือกใช้เหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดาก่อนที่จะเลือกใช้เหล็กกล้าชนิดอื่นๆ

2.7.2 ขนาดของเพลลา

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

2.7.3 การพิจารณาในการออกแบบ

การคำนวณหาขนาดของเพลลาที่พอเหมาะขึ้นอยู่กับลักษณะการใช้งาน ในบางครั้งการหาขนาดเพลลา เพื่อให้เพลลาทนต่อแรงที่มากระทำอย่างเฉียด ไม่เป็นการเพียงพอ เช่น ในกรณีของเพลลาลูกเบี้ยว (cam shaft) ในเครื่องยนต์สันดาปภายใน ต้องการให้มีตำแหน่งที่เที่ยงตรง ดังนั้นมุมบิดของเพลลาที่เกิดขึ้นในขณะที่ใช้งาน จะต้องไม่ค่าไม่มากกว่าที่กำหนดไว้ เป็นต้น นั่นคือเพลลาจะต้องมีความแข็งแรงอยู่ภายในพิกัดที่ต้องการ ถ้ามุมบิดมากเกินไปนอกจากจะเสียความเที่ยงตรงทางด้านตำแหน่งแล้ว ยังอาจจะก่อให้เกิดความสั่นสะเทือน ซึ่งมีผลทำให้เฟืองและแบริ่งที่รองรับเพลลาอยู่เกิดความเสียหายได้ง่ายขึ้นถึงแม้ว่าจะไม่มาตรฐานสำหรับพิกัดมุมบิดของเพลลาไว้ก็ตาม ในทางปฏิบัติแล้วมักจะให้มุมบิดของเพลลาในเครื่องจักรกลทั่วไปไม่เกิน 0.3 องศา ต่อความยาวเพลลา 1 เมตร สำหรับเพลลาส่งกำลังทั่วไปอาจจะให้มุมบิดได้ถึง 1 องศา ต่อความยาวเพลลา 20 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา ในกรณีของเพลลาลูกเบี้ยวสำหรับเครื่องยนต์สันดาปภายในแล้ว จะให้มุมบิดได้ไม่เกิน 0.5 องศา ตลอดความยาวของเพลลา

ความแข็งแรงที่สำคัญอีกอย่างหนึ่งก็คือ ความแข็งแรงทางด้านระยะโค้ง เพราะจะต้องใช้ระยะโค้งของเพลลาที่อยู่ภายใต้แรงภายนอกเป็นตัวสำคัญในการกำหนดระยะเบียดระหว่างล้อสายพาน เฟืองโครงของเครื่องจักร ตลอดจนการเลือกชนิดของแบริ่งสำหรับรองรับเพลลาให้เหมาะสม ถ้าเพลลามีระยะโค้งมากเกินไป จะทำให้ความยาวของฟันเฟืองส่วนที่สัมผัสหรือขบกันลดลง เป็นผลทำให้อัตราส่วนการขบ (contact ratio) ของเฟืองลดลงด้วย ทำให้การส่งกำลังของเฟืองไม่ราบเรียบเท่าที่ควร การเลือกแบริ่งมารองรับเพลลาก็เช่นกัน จำเป็นจะต้องเลือกแบริ่งชนิดที่อนุญาตให้มีการเอียงแนวสำหรับการใช้งาน ได้พอเหมาะกับระยะโค้งของเพลลาที่จะเกิดขึ้น ซึ่งอาจจะเป็นแบริ่งแบบธรรมดาหรือแบริ่งแบบปรับแนวได้เอง (self-aligning bearing) ทั้งนี้ก็ขึ้นอยู่กับค่าระยะโค้งเป็นสำคัญระยะโค้งดังกล่าวมานี้ก็ไม่มีมาตรฐานกำหนดเป็นแนวทางไว้ โดยทั่วไปแล้วผู้ออกแบบอาจถือค่าต่อไปนี้ เป็นแนวทางในการกำหนดความแข็งแรงทางด้านระยะโค้งได้ดังนี้คือ

สำหรับเพลลาเครื่องจักรกลทั่วไป ค่าระยะโค้งระหว่างจุดที่รองรับด้วยแบริ่งควรจะไม่เกิน 0.08mm

สำหรับเพลลาที่มีเฟืองตรง (spur gear) คุณภาพคืออยู่ด้วย ระยะโค้ง ณ ตำแหน่งที่มีเฟืองขบกันไม่ควรเกิน 0.125 mm และความลาดเอียงของเพลลา ณ ตำแหน่งนี้ควรจะน้อยกว่า 0.0286 องศา

สำหรับเพลลาที่มีเฟืองดอกจอก (bevel gear) คุณภาพคือติดอยู่ ระยะโค้ง ณ ตำแหน่งที่มีเฟืองขบกันไม่ควรเกิน 0.075 mm

จากเหตุผลดังกล่าวจะเห็นว่าขนาดของเพลลาอาจจะหามาได้ โดยใช้ความแข็งแรงที่ต้องการ แทนที่จะเป็นความแข็งแรงในการรับแรงภายนอกได้ การหาระยะโค้งของเพลลาที่มีขนาดเท่ากันตลอด อาจทำ

ได้โดยใช้วิธีที่ได้เรียนรู้มาแล้วในวิชา กลศาสตร์วัสดุ เช่น วิธีการอินทิเกรตสองครั้ง วิธีพื้นที่ของโมเมนต์ดัด เป็นต้น

สำหรับเพลที่มีขนาดไม่เท่ากันตลอด (stepped shaft) การใช้วิธีดังกล่าวมาแล้ว อาจจะล่าช้าและเสียเวลาโดยเฉพาะวิธีการอินทิเกรตสองครั้ง เพราะต้องใช้สภาพของขอบเขต (boundary condition) ใหม่ทุกครั้งที่เพลเปลี่ยนขนาด วิธีที่นิยมใช้กัน (แต่ก็ยังใช้เวลามาก) คือวิธี graphical integration และ numerical integration

2.7.4 การออกแบบเพลตามโค้ดของ ASME

ก่อนปี พ.ศ. 2497 ได้มีการยอมรับวิธีการคำนวณหาขนาดของเพลส่งกำลัง ซึ่งกำหนดเป็นโค้ด (code) โดยสมาคมวิศวกรเครื่องกลแห่งสหรัฐอเมริกา (ASME) ถึงแม้ว่าเวลาจะล่วงเลยมานานแล้วก็ตาม วิธีการออกแบบเพลตามโค้ด ASME ก็ยังมีความสะดวกและง่ายต่อการใช้งาน ซึ่งจะกล่าวถึงดังต่อไปนี้

วิธีการดังกล่าวนี้ ใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด และไม่พิจารณาถึงความล้าหรือความเค้นหนาแน่นที่เกิดขึ้นบนเพล ซึ่งเป็นการออกแบบโดยวิธีสถิตยศาสตร์ ในการหาสมการ สำหรับการออกแบบเพล ให้พิจารณาเพลดังรูปด้านล่างนี้ ให้เพลเป็นแบบกลมและกลวง โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกเท่ากับ d_i และ d ตามลำดับ ความเค้นต่างๆที่เกิดขึ้นบนเพลมีดังต่อไปนี้



รูป 2-10 เพลอยู่ภายใต้แรงต่างๆ

ความเค้นดึงหรือกด

$$\sigma_a = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_i^2)} \quad (2.32)$$

ความเค้นดัด

$$\sigma_b = \frac{Mc}{I} = \frac{32Md}{\pi(d^4 - d_i^4)} \quad (2.33)$$

ความเค้นเฉือน

$$\tau_{xy} = \frac{Tr}{J} = \frac{16Td}{\pi(d^4 - d_i^4)} \quad (2.34)$$

ในกรณีที่เป็นแรงกด อาจมีผลจากการ โกงงอได้ ดังนั้นสมการ ความเค้นดึงหรือกด จะกลายเป็น

$$\sigma_a = \frac{4\alpha F}{\pi(d^2 - d_i^2)} \quad (2.35)$$

เพลส่วนมากจะอยู่ภายใต้ความเค้นที่เป็นวัฏจักร ทั้งนี้เพราะเพลหมุนอยู่ตลอดเวลา นอกจากนั้นแรงที่กระทำยังอาจจะเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลาก็ได้ ดังนั้นเพลจึงเกิดความเสียหายเนื่องมาจากความล้าเป็นส่วนใหญ่ สำหรับวิธีการคำนวณของ ASME ใช้วิธีการแบบสถิตยศาสตร์ ดังนั้นจึงต้องมีตัวประกอบความล้า (fatigue factor) มาเกี่ยวข้องด้วย

ถ้าให้ C_m = ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการตัด
 C_t = ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการบิด

ดังนั้นสมการ (2.33) จะกลายเป็น

$$\sigma_b = \frac{32C_m M d}{\pi(d^4 - d_i^4)} \tag{2.36}$$

และ
$$\tau = \frac{16C_t T d}{\pi(d^4 - d_i^4)} \tag{2.37}$$

ความเค้นกดหรือความเค้นดึงรวมคือ $\sigma = \sigma_a + \sigma_b$

จากทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด

$$= \left[\tau_{xy}^2 + \left[\frac{\sigma}{2} \right]^2 \right]^{1/2} \tag{2.38}$$

แทนค่าสมการ ลงในสมการข้างบนนี้แล้วจัดรูปใหม่จะได้ว่า

$$d^3 = \frac{16}{\pi\tau(1-K^4)} \left[(C_t T)^2 + \left[\frac{\alpha F_a (1+K)^2}{8} + C_m M \right]^2 \right]^{1/2} \tag{2.39}$$

โดยที่ $K = d_i/d$

ในกรณีที่ไม่มีแรง F กระทำอยู่ด้วย สมการ จะลดรูปเหลือเพียง

$$d^3 = \frac{16}{\pi\tau(1-K^4)} \left[(C_t T)^2 + (C_m M)^2 \right]^{1/2} \tag{2.40}$$

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

$$D^3 = \frac{16}{\pi\tau} \left[(C_t T)^2 + (C_m M)^2 \right]^{1/2} \tag{2.41}$$

ค่าตัวประกอบความล้าสามารถเลือกใช้ตามลักษณะของแรงที่มากระทำ ซึ่งหาได้จากตาราง ค่าตัวประกอบความล้า สำหรับตัวประกอบของการโค้งงอ ASME ได้แนะนำให้ใช้ค่าดังนี้

$\alpha = 1$ เมื่อ F เป็นแรงดึง

$$\alpha = \frac{1}{1 - 0.0044 \left(\frac{L}{K} \right)} \quad \text{เมื่อ } L/K \leq 115 \tag{2.42}$$

$$\alpha = \frac{\sigma_r \left(\frac{L}{k}\right)^2}{\pi^2 n E} \quad \text{เมื่อ } L/k > 115 \quad (2.43)$$

โดยที่ $n = 1.00$ เมื่อปลายเป็นแบบ ss

$n = 2.25$ เมื่อปลายเป็นแบบ cc

$n = 1.60$ เมื่อปลายเพลาถูกขึ้นเป็นบางส่วน (partially restrained)

$L =$ ความยาวจริงของเพลา

จะเห็นได้ว่าสมการ (2.42) เป็นสมการสูตรของเส้นตรง (straight line formula) และสมการ เป็นสมการของออยเลอร์ ซึ่งแก้ไขค่าคงที่ใหม่จากนี้ได้ออกของ ASME ยังได้ระบุเอาไว้ว่า เพลาซึ่งมีไออยู่ในงานธรรมดาทั่วไป ควรจะมีค่าความเค้นเฉือนใช้งานดังนี้

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

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

แต่ถ้ากำหนดวัสดุของเพลาที่บอกถึงหมายเลขของโลหะ หรือส่วนผสมของโลหะให้ใช้ค่าความเค้นเฉือนใช้งานจากสมการ โดยเลือกใช้น้อยมาคำนวณคือ

$$\tau_d = 0.3 \tau_y \quad \text{หรือ} \quad \tau_d = 0.18 \tau_u \quad (2.44)$$

และถ้าเพลาที่มีร่องลิ้ม ให้ลดค่าความเค้นเฉือนใช้งานโดยใช้เพียง 75% ของค่าในสมการความแข็งแรงทางด้านการบิด

สำหรับเพลาที่มีขนาดสม่ำเสมอ มุมบิดเป็น rad จะหาค่าได้จากสมการ

$$\tau_d = 0.3 \sigma_y \quad \text{หรือ} \quad \tau_d = 0.18 \sigma_u \quad (2.45)$$

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

$$\theta = \frac{5847L}{Gd^4} \quad (2.46)$$

ถ้าเป็นเพลากลมกลวง

$$\theta = \frac{5847L}{(1 - K^4)Gd^4} \quad (2.47)$$

ฉะนั้นถ้าต้องการให้เพลามีความแข็งแรงตามลักษณะการใช้งานแล้ว ก็ควรที่จะใช้สมการ ตรวจสอบมุมบิดให้อยู่ในค่าที่ต้องการ

2.7.5 การออกแบบเพลลาภายใต้แรงเปลี่ยนแปลง

การออกแบบเพลลาโดยคิดถึงแรงที่เปลี่ยนแปลงขนาดเป็นวัฏจักร ก็จะสามารถกระทำได้ตามวิธีการออกแบบสำหรับความล้าที่ได้กล่าวมาแล้วในบทก่อนคือ

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\tau_{eq}}{\tau_n} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{eq}}{\sigma_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.48)$$

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

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{\sigma_y} + K_r \frac{\sigma_a}{\sigma_n} \right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{\tau_y} + K_{rs} \frac{\tau_a}{\tau_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.49)$$

ในกรณีที่ใช้ทฤษฎีความเค้นเค้นสูงสุด $\tau = \frac{\tau_y}{N} = \frac{\sigma_y}{2N}$
จะนำค่าด้วย τ_y ในสมการ (48) จะได้สมการสำหรับการออกแบบอีกรูปหนึ่งคือ

$$\tau = \left[\frac{1}{4} \left(\sigma_m + K_r \frac{\sigma_y \sigma_a}{\sigma_n} \right)^2 + \left(\tau_m + K_{rs} \frac{\tau_y \tau_a}{\tau_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.50)$$

ถ้าไม่มีแรงดึงหรือกด F กระทำต่อเพลลาถ่วง จากสมการ (2.48) และสมการ (2.49) จะได้

$$\sigma_m = \frac{32M_m}{\pi d^3(1-K^4)} \quad (2.51)$$

$$\sigma_a = \frac{32M_a}{\pi d^3(1-K^4)} \quad (2.52)$$

$$\tau_m = \frac{16T_m}{\pi d^3(1-K^4)} \quad (2.53)$$

$$\tau_a = \frac{16T_a}{\pi d^3(1-K^4)} \quad (2.54)$$

แทนค่าสมการ(2.52) และสมการ (2.53) ลงในสมการ แล้วจัดรูปใหม่จะได้

$$\tau = \left[\left(M_m + K_r \frac{\sigma_y}{\sigma_n} M_a \right)^2 + \left(T_m + K_{rs} \frac{\tau_y}{\tau_n} T_a \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.55)$$

สมการที่ (2.54) นี้ก็เป็นสมการสำหรับใช้ออกแบบเพลลาภายใต้แรงเปลี่ยนแปลงในอีกรูปแบบหนึ่ง โดยอาศัยทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด ถ้าหากว่ามีความต้องการใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัล ซึ่ง

$$\tau = \frac{\tau_y}{N} = \frac{0.577\sigma_y}{N} = \frac{\sigma_y}{N\sqrt{3}} \quad (2.56)$$

ก็สามารถที่จะหารูปสมการทำนองเดียวกันกับสมการ โดยเริ่มแทนค่าลงในสมการ แล้วรวมพจน์ในทำนองเดียวกัน ซึ่งจะได้ว่า

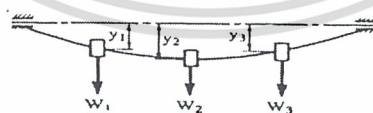
$$\tau = \frac{16}{\pi d^3(1-K^4)} \frac{1}{3} \left[\frac{4(M_m + K_r \frac{\sigma_y}{\sigma_n} M_a)^2 + (T_m + K_{rs} \frac{\tau_y}{\tau_n} T_a)^2 \right]^{1/2} \quad (2.57)$$

ซึ่งเป็นสมการที่สามารถใช้ในการออกแบบได้ อย่างไรก็ตามการที่จะถือทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด หรือทฤษฎีความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัล เป็นหลักในการออกแบบ ก็อาจใช้สมการ เพียงสมการเดียวได้ โดยที่ต้องเลือกใช้ค่า และให้ถูกต้องกับทฤษฎีเท่านั้น

2.7.6 ความเร็ววิกฤตของเพลลา

ในทางปฏิบัติแล้ว จุดศูนย์กลางถ่วงของมวลของเพลลาจะอยู่เยื้องไปจากแกนศูนย์กลางการหมุนของเพลลา ทั้งนี้เนื่องมาจาก

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



รูป 2-11 เพลลาโก่งเนื่องจากน้ำหนัก

พิจารณาเพลลาดังรูป ซึ่งประกอบด้วยน้ำหนัก w_1 , w_2 และ w_3 ซึ่งทำให้เกิดระยะโก่ง y_1 , y_2 และ y_3 ณ ตำแหน่งของน้ำหนักตามลำดับ ความเร็ววิกฤตของเพลลาซึ่งรองรับอย่างธรรมดา สามารถหาได้จากสมการ

$$n_c = 945 \left[\frac{W_1 Y_1 + W_2 Y_2 + W_3 Y_3}{W_1 Y_1^2 + W_2 Y_2^2 + W_3 Y_3^2} \right]^{1/2} \quad (2.58)$$

ถ้าเพลามีน้ำหนักติดอยู่เป็นจำนวน m ก้อน สมการข้างต้นก็สามารถเขียนได้เป็น

$$n_c = 945 \left[\frac{\sum WY}{\sum WY^2} \right]^{1/2} \quad (2.59)$$

โดยที่ m แทนจำนวน m พจน์

W คือ น้ำหนัก มีหน่วยเป็น N

y คือ ระยะโก่ง มีหน่วยเป็น mm

n_c คือ ความเร็ววิกฤต มีหน่วยเป็น rpm

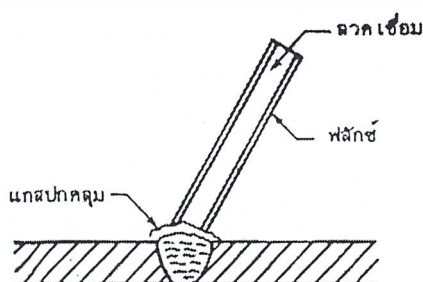
ค่าระยะโก่งอาจจะหาได้จากวิธีการต่างๆ ที่ได้เรียนมาจากกลศาสตร์วัสดุ ค่าความเร็ววิกฤตทางทฤษฎีนี้ จะสูงกว่าค่าที่ได้จากการทดลองเล็กน้อย ทั้งนี้เนื่องมาจากการหน่วงตัวเอง (self damping) ของวัสดุเพลลา และในขณะเดียวกันน้ำหนักของเฟืองหรืออื่นๆ ที่ติดอยู่ จะทำให้ความแข็งแกร่งของเพลลาเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นผลให้ค่าทางทฤษฎีต่ำกว่าค่าจากการทดลองเล็กน้อย ดังนั้นความผิดพลาดทางทฤษฎีจากเหตุผลทั้งสองนี้จึงช่วยหักลบกันไป ในทางปฏิบัติมักจะออกแบบให้เพลลาทำงานที่ความเร็วสูงหรือต่ำกว่าความเร็ววิกฤตอย่างน้อย 25% ทั้งนี้เพื่อหลีกเลี่ยงการคันสะเทือนอย่างรุนแรงของเพลลา ซึ่งจะทำให้ชิ้นส่วนอื่นๆ ในระบบ เช่น แบริ่ง เสียหายได้ง่ายขึ้น

2.8 การเชื่อม

การเชื่อมมีหลายวิธีในที่นี้จะกล่าวถึง วิธีที่มีการใช้งานมากกันทั่วไป ซึ่งใช้กับโปรเจกชันนี้ด้วย คือ

2.8.1 การเชื่อมด้วยไฟฟ้า

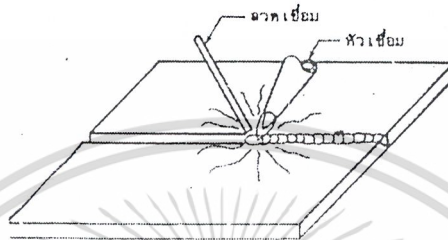
การเชื่อมวิธีนี้มักเรียกกันทั่วไปว่า การเชื่อมไฟฟ้าโดยใช้ลวดเชื่อม (electrode) เป็นตัวนำไฟฟ้า และในขณะเดียวกัน โลหะลวดเชื่อมก็จะละลายลงไป ณ รอยที่ต้องการเชื่อม ดังรูป ลวดเชื่อมมักจะท่อหุ้มไว้ด้วยสารชนิดหนึ่งซึ่งเรียกว่า ฟลักซ์ (flux) ซึ่งจะระเหยกกลายเป็นแก๊สในขณะที่ทำการเชื่อม แก๊สนี้จะช่วยป้องกันการเกิด ออกซิเดชัน (oxidation) ที่รอยเชื่อม ซึ่งเป็นการช่วยให้คุณภาพของรอยเชื่อมดีขึ้น



รูปที่ 2-12 การเชื่อมด้วยไฟฟ้า

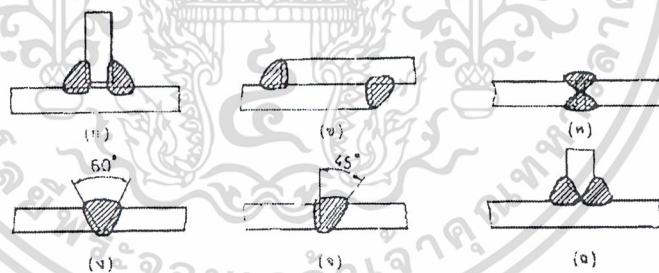
2.8.2 การเชื่อมด้วยแก๊ส

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



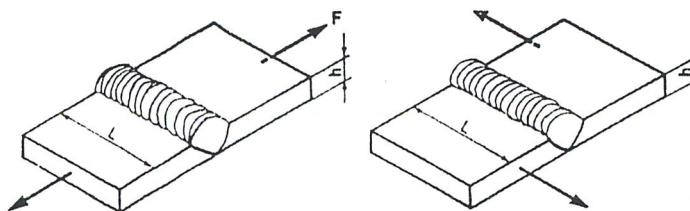
รูป 2-13 การเชื่อมแก๊ส

ชนิดของรอยเชื่อม ที่นิยมใช้กันทั่วไปมี การเชื่อมมุมและการเชื่อมต่อชน (butt weld) ความหนาของรอยเชื่อมมุมไม่จำเป็นต้องเท่ากับความหนาของแผ่น โลหะ และโดยปกติแล้วผิวบนของรอยเชื่อมมุม จะมีลักษณะดังเส้นประดังรูป



รูป 2-14 รอยเชื่อมมุม

ส่วนเกินนี้เรียกว่า ส่วนเสริม (reinforcement) ซึ่งถ้าไม่ต้องการให้มีก็อาจจะตะไบออกไปได้ ขนาดของรอยเชื่อมมุมจะบอกด้วยขนาดของขา ว่ามีความยาวเท่าใด ซึ่งโดยทั่วไปแล้วมักจะเชื่อมให้มีความยาวของขาเท่ากัน ส่วนขนาดของคอ (throat) เป็นขนาดที่จะใช้ในการคำนวณซึ่งจะได้กล่าวถึงต่อไป



รูป 2-15 รอยเชื่อมชนิดต่างๆ

2.8.3 รอยเชื่อมรับแรงมีสมมาตร



รูป 2-16 รอยเชื่อมรับแรงมีสมมาตร

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

$$F = \frac{\sigma_y Lh}{N} \quad (2.60)$$

โดยที่ N เป็นค่าความปลอดภัย

ในกรณีที่รอยต่อชนรับแรงเฉือนดังในรูป รอยเชื่อมรับแรงมีสมมาตร (ข) แรงที่รอยเชื่อมควรได้รับ สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$F = \frac{\tau_y Lh}{N} \quad (2.61)$$

ในกรณีของรูป รอยเชื่อมมุม (ก) รอยเชื่อมมักจะขาดในแนวของคอ ดังในรูป (ค) ดังนั้นพื้นที่ที่ใช้ในการคำนวณก็คือพื้นที่ของรอยเชื่อมที่คอ ถึงแม้ว่ารอยเชื่อมจะมีส่วนเสริมหนุนขึ้นมา ซึ่งช่วยเพิ่มกำลังเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของรอยต่อขึ้นไปอีก แต่ก็มิให้นำมาคิดในการคำนวณหาความแข็งแรงของรอยเชื่อม จากรูป (ค) จะเห็นได้ว่า

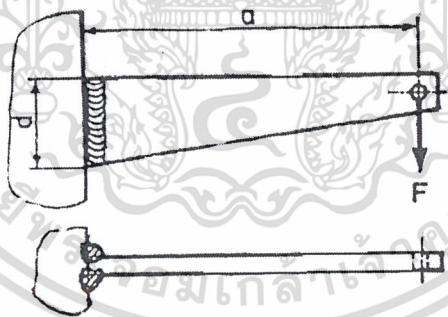
$$t = h \cos 45^\circ = 0.707 h$$

ดังนั้นแรง F ที่รอยเชื่อมในรูป รอยเชื่อมมุม(ก) ควรได้รับ คือ

$$F = \frac{\tau_y \cdot 2tL}{N} \quad (2.62)$$

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

2.8.4 การดัดในรอยเชื่อม



รูป 2-17 รอยเชื่อมรับแรงดัด

จากรูป 3.6 แสดงถึงชิ้นงานซึ่งรับแรงที่ทำให้เกิดการดัดขึ้นในรอยเชื่อม การคำนวณหาความเค้นที่เกิดขึ้นในรอยเชื่อมต่อประเภทนี้ จะยังมีความยากลำบากกว่ารอยเชื่อมที่ได้กล่าวมาแล้ว และจะเรียกได้ว่าไม่อาจจะหาคำตอบที่แน่นอนได้ ในทางปฏิบัติจึงต้องมีการใช้ข้อมูลต่างๆ เพื่อให้สามารถทำการคำนวณได้

สำหรับรอยเชื่อมในรูป จะเกิดทั้งความเค้นดึง เนื่องจากโมเมนต์ดัด และความเค้นเฉือนตรง

(direct shear) ขึ้นในรอยเชื่อม ในการคำนวณก็จะสมมติให้เกิดการแตกหักขึ้นที่คอเสมอ และยังสมมติให้รอยเชื่อมเป็นเส้น (weld line) อีกด้วย ทั้งนี้เพื่อความสะดวกในการหาโมเมนต์ความเฉื่อยของรอยเชื่อมในกรณีนี้

$$\text{ความเค้นเฉือน } \tau = \frac{F}{A} \quad (2.63)$$

$$\text{ความเค้นดัด } \sigma = \frac{Mc}{I} \quad (2.64)$$

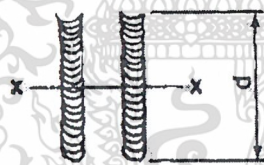
โดยที่ $A =$ พื้นที่ของคอ

$$M = Fa$$

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

สำหรับการหาค่า I ของรอยเชื่อม ให้พิจารณารูป หน้าตัดรอยเชื่อม จะได้ว่า โมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกนศูนย์กลาง xx คือ

$$I = 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot t \cdot d^3 \quad (2.65)$$



รูป 2-18 หน้าตัดรอยเชื่อม

ดังนั้นโมเมนต์ความเฉื่อยต่อหน่วยความกว้าง (unit moment of inertia) คือ

$$I_u = \frac{d^3}{6} \quad (2.66)$$

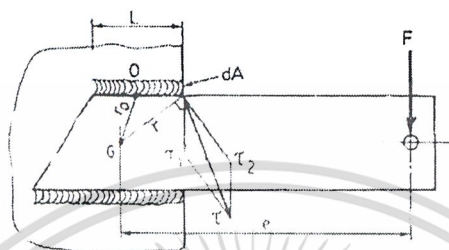
ค่า I ของรอยเชื่อมชนิดต่างๆ แสดงอยู่ในตาราง ซึ่งมีความสัมพันธ์กับค่า I ดังนี้

$$I = t I_u = 0.707 I_u$$

เมื่อคำนวณหาความเค้นคัตและความเค้นเฉือนได้แล้ว ก็ทำให้สมการหาขนาดของรอยเชื่อมได้ตามต้องการ โดยใช้ทฤษฎีความเสียหายต่างๆ สำหรับเรื่องเกี่ยวกับการเชื่อมนี้ นิยมใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดในการคำนวณ นั่นคือ

$$\tau_u = \left[\tau^2 + \left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.67)$$

2.8.5 การบิดในรอยเชื่อม



รูป 2-19 รอยเชื่อมรับแรงบิด

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

$$\tau_1 = \frac{F}{A} \quad (2.68)$$

โดยที่ A เป็นพื้นที่ของคอกของรอยเชื่อมทั้งหมดที่รับแรงเฉือน และมีทิศทางตามแรงเฉือน F ส่วนความเค้นเฉือนบิด สามารถคำนวณได้โดยใช้สมมติฐานดังนี้ คือ

1. ให้ O เป็นจุดศูนย์กลางของแต่ละรอยเชื่อม
2. ให้ G เป็นจุดศูนย์กลางรวมของรอยเชื่อมทั้งหมด โดยคิดให้รอยเชื่อมมีลักษณะเป็นเส้น แล้วให้คิดว่าแรง F ทำให้เกิดโมเมนต์ F_e ซึ่งพยายามหมุนชิ้นงานทั้งหมดรอบจุดศูนย์กลางรวม G
3. สมมติให้ความเค้นเฉือนบิด มีค่าแปรผันเป็นสัดส่วนโดยตรงกับระยะทางจากตำแหน่งบนรอยเชื่อมไปยังจุดศูนย์กลางรวม G ดังนั้นค่า จะมากที่สุดที่ตำแหน่งไกลจาก G ที่สุดให้พิจารณาพื้นที่เล็กๆ dA บนรอยเชื่อม ความเค้นเฉือนจะกระทำตั้งฉากกับระยะทาง r ดังในรูป รอยเชื่อมรับแรงบิด

โมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้ว (polar moment of inertia) ของรอยเชื่อมรอบจุด G ซึ่งให้แทนด้วย J ดังนั้นสมการ (2.67) จึงกลายเป็น

$$\tau_2 = \frac{Tr}{J} \quad (2.69)$$

จากนี้ทำให้สามารถรวมความเค้นเฉือนตามทิศทางได้โดยใช้สมการ

$$\tau = (\tau_1^2 + \tau_2^2 + 2\tau_1\tau_2\cos\theta)^{1/2} \quad (2.70)$$

โดยที่ θ เป็นมุมระหว่าง τ_1 และ τ_2

สำหรับค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วของพื้นที่รีขั้วยาวรอบจุดศูนย์กลางของตัวเองจะประมาณได้

จาก

$$J_0 = \frac{AL^2}{12} \quad (2.71)$$

ดังนั้น สำหรับแต่ละรอยเชื่อม โมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วรอบจุด G คือ

$$J = J_0 + Ar_0^2$$

หรือ

$$J = A\left(\frac{L^2}{12} + r_0^2\right) \quad (2.72)$$

โดยที่ A เป็นพื้นที่ของคอ = tL

ในทำนองเดียวกันกับเรื่องการตัด ถ้าให้ J_u เป็นโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วต่อหน่วยความกว้าง

$$J = tJ_u = 0.707hJ_u \quad (2.73)$$

และจากสมการ(2.71)

$$J_u = L\left(\frac{L^2}{12} + r_0^2\right) \quad (2.74)$$

การใช้ J_u นี้บางครั้งจะมีประโยชน์มาก ทั้งนี้เพราะค่า J_u ไม่ขึ้นอยู่กับขนาดของรอยเชื่อม

บทที่ 3

การออกแบบและการคำนวณ

3.1 ห้อัตรากาการขนถ่าย

ในการขนถ่ายวัสดุโดยใช้ใบเกลียวมีสมการหาความสามารถในการขนถ่ายคือ

$$C = \rho AV \quad (3.1)$$

โดย C คือความสามารถในการขนถ่ายวัสดุ ที่อัตราต่างๆ

A คือพื้นที่หน้าตัดของวัสดุที่ไหลผ่านราง หาได้จาก

$$A = \frac{D^2 \pi k}{4} \quad (3.2)$$

D คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของใบเกลียว(จากตารางความโตของใบอุปกรณ์ขนถ่าย แรงบิดสูงทดลองใช้ ที่ D=40 mm)

k คือ ค่า factor ตัวคูณในการลำเลียงวัสดุ จากตารางใช้ k = 45% เนื่องจากวัสดุที่ใช้ขนถ่ายมีน้ำหนักเบาไหลได้อย่างอิสระ และไม่มี ความคม

V คือความเร็วในการเคลื่อนที่ของวัสดุหาได้จาก

$$V = N \times D = N \times P \quad (3.3)$$

เนื่องจากระยะพิตซ์ของใบเกลียวจะมีขนาดเท่ากับเส้นผ่านศูนย์กลางของใบเกลียว

ขนถ่ายของ screw conveyor

จาก

$$C = \rho AV \\ = \rho AND$$

ที่

$$C = 0.05 \text{ kg/min}$$

$$N = \frac{C}{\rho AV}$$

$$= (0.05 \times 4) / [116 \times 0.45 \times \pi \times (0.04)^3]$$

$$= 19.05 \text{ r/min}$$

ที่

$$C = 0.3 \text{ kg/min}$$

$$N = (0.3 \times 4) / [\pi \times 116 \times 0.45 \times (0.04)^3]$$

$$= 114.3 \text{ r/min}$$

ที่

$$C = 0.4 \text{ kg/min}$$

$$\begin{aligned}
 N &= (0.4 \times 4) / [\pi \times 116 \times 0.45 \times (0.04^3)] \\
 &= 152.64 \text{ r/min} \\
 \text{ที่} \quad C &= 0.5 \text{ kg/min} \\
 N &= (0.5 \times 4) / [\pi \times 116 \times 0.45 \times (0.04^3)] \\
 &= 190.65 \text{ r/min}
 \end{aligned}$$

ดังนั้นความเร็วสูงสุดของเพลากลีวยวสกรคือ 190.65 r/min

3.2 หากำลังขับของมอเตอร์

กำลังขับ motor หาจากผลรวมของกำลังขับที่เอาชนะความฝืดที่เกิดขึ้นจากการลำเลียงวัสดุหา ได้จาก

$$P_s = \frac{3cgL\mu}{e} \quad (3.4)$$

L คือ ความยาวชุดขนถ่าย โดยออกแบบให้เท่ากับ 0.6 เมตร

μ คือ สัมประสิทธิ์ความเสียดทานของวัสดุใช้ที่ 75%

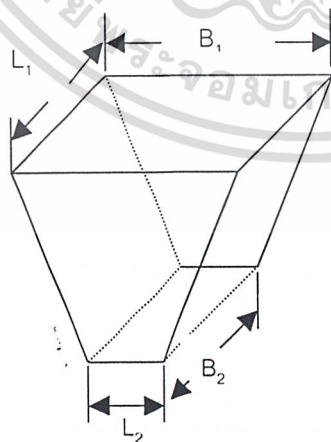
e คือ ประสิทธิภาพตัวต้นกำลังขับ มีค่าประมาณ 85%

แทนค่า

$$\begin{aligned}
 P_s &= \frac{3 \times 0.5 \times 9.81 \times 0.6 \times 0.75}{0.85 \times 60} \\
 &= 0.129 \text{ kw} \\
 &= 0.1739 \text{ Hp}
 \end{aligned}$$

ดังนั้นใช้ motor กำลังขับ 0.25 Hp

3.3 หาปริมาตร Hopper



รูป 3-1 แสดง hopper ส่วนล่าง

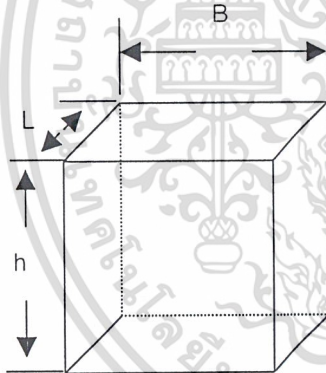
จากอัตราการป้อนแกลบ 0.05– 0.5 kg /min ในที่นี้ออกแบบมาให้ใส่ได้ประมาณ 17 kg ปริมาตร Hopper ส่วนล่างหาได้จาก

$$V = \left(\frac{h}{3}\right) \times (A_g + A_d + \sqrt{A_g \times A_d}) \quad (3.5)$$

A_g คือพื้นที่ Hopper ด้านบน

A_d คือพื้นที่ Hopper ด้านล่าง

$$\begin{aligned} A_g &= L_1 \times b_1 = 0.3 \times 0.5 = 0.15 \text{ m}^2 \\ A_d &= L_2 \times b_2 = 0.042 \times 0.3 = 0.0126 \text{ m}^2 \\ &= \frac{0.5}{3} \times (0.15 + 0.0126 + \sqrt{0.15 \times 0.0126}) \\ &= 0.0343 \text{ m}^3 \\ m &= \rho \times V \\ &= 116 \times 0.0343 \\ &= 3.984 \text{ kg} \end{aligned} \quad (3.6)$$



รูป 3-2 แสดง hopper ส่วนบน

จากรูปสามารถหาปริมาตร hopper ได้จาก

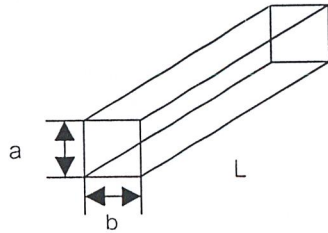
$$\begin{aligned} v &= B \times L \times h \\ &= 0.3 \times 0.5 \times 0.8 \\ &= 0.12 \\ m &= \rho \times V \\ &= 116 \times 0.12 \\ &= 13.92 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \therefore \text{มวลแกลบทั้งหมดเท่ากับ } m_1 + m_2 &= 3.984 + 13.92 \\ &= 17.904 \text{ kg} \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้น Hopper ใส่เกลบได้ทั้งหมด 17.904 kg แสดงว่าขนาดที่ออกแบบสามารถใช้ได้

3.4 หาขนาดลิ้ม



รูปที่ 3-3 แสดงขนาดลิ้ม

จากรูป

$$T = F \left[\left(\frac{d}{2} \right) + \left(\frac{h}{4} \right) \right] \quad (3.7)$$

จากความเค้นเฉือน (Shear stress)

$$T = \frac{b d \tau}{2} \quad (3.8)$$

จากความเค้นอัด (Compressed stress)

$$T = \frac{h d \sigma}{4} \quad (3.9)$$

จากตาราง 13 ใช้ ISO/R 773 – B(5x5) AISI 1030 HR

จากความเค้นเฉือน

$$\begin{aligned} L &= \left(\frac{2T}{b d \tau} \right) \quad (3.10) \\ &= \left(d^3 \frac{2\tau\pi}{16 b d \tau} \right) \\ &= \left(17^2 \times \frac{\pi}{8 \times 5} \right) \\ &= 22.6 \text{ mm} \end{aligned}$$

จากตาราง 13 ใช้ลิ้มยาว 25 mm

Effective length

$$L_c = \left(\frac{4T}{d h \sigma} \right) \quad (3.11)$$

$$\sigma_y = 44 \text{ ksi} = 303.38 \text{ N/mm}^2$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

เนื่องจากมีการส่ง moment บิดสม่ำเสมอ $N_y = 1.5$

$$\begin{aligned} \text{แทนค่า} \quad \sigma_{cd} &= 303.38 \times 1.5 \\ &= 455.07 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

จาก ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา 17 mm

หา Torque ที่กระทำกับเพลลา

$$\begin{aligned} T_{\text{shaft}} &= (F r) \\ &= (49 \times 8.5) \\ &= 416.5 \text{ N mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{แทนค่าใน} \quad I_c &= \left(\frac{4 \times 416.5}{17 \times 5 \times 455.07} \right) \\ &= 0.04 \text{ mm} \end{aligned}$$

จะเห็นว่าค่า I_c ที่คำนวณนั้นมีค่าน้อยกว่าที่ออกแบบดังนั้นความยาวที่ออกแบบในขั้นต้นนั้นใช้ได้

3.5 การเลือกขนาดสายพาน

กำลังส่งสายพาน

$$\begin{aligned} W_p &= 0.25 \text{ Hp} \times 0.7457 \\ &= 0.186 \text{ kw} \end{aligned}$$

ค่าตัวประกอบใช้งาน

$$\begin{aligned} N_s &= 0.3 \\ W_p N_s &= 186 \times 1.3 \\ &= 241.8 \text{ watt} \end{aligned}$$

ออกแบบให้ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง pulley ที่มอเตอร์มีขนาด 50 mm ($d_p = 50$) และที่เพลลา มีขนาด 150mm ($D_p = 150$ mm)

$$\begin{aligned} \text{อัตราทด} \quad m &= (d_p / D_p) \\ &= 3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_{\text{max}} &= 2(d_p + D_p) \\ &= 2(150 + 50) \\ &= 400 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_{\text{min}} &= 0.7(d_p + D_p) \\ &= 0.7(150 + 50) \\ &= 140 \text{ mm} \end{aligned}$$

ทดลองใช้ระยะห่างสายพาน (C) ที่ 300 mm

$$\begin{aligned} L_p &= 2C + 1.57((d_p + D_p) + [(d_p + D_p) / (4C)]^2) \\ &= (2 \times 300) + 1.57(50 + 150) + [(150 + 50) / (4 \times 300)]^2 \end{aligned} \quad (3.12)$$

$$= 914.006 \text{ mm}$$

จากค่า $d_p=50 \text{ mm}$ เลือกใช้สายพานหน้าตัด Z ที่ $L_p=914.006\text{mm}$ เปิดตาราง
ได้ $L_i=900 \text{ mm}$ ดังนั้น L_p ที่ใช้จริงหาจาก

$$\begin{aligned} L_p &= L_i+22 \\ &= 900+22 \\ &= 922 \text{ mm} \end{aligned}$$

จากตาราง 4 ได้ $N_L = 1.3$

จากตาราง 4 $P_r = 0.41 \text{ kw}$

ดังนั้นระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของ pulleyจริงหาจาก

$$C = P + (P^2 - Q)^{1/2}$$

$$\begin{aligned} \text{จาก } P &= 0.25(L_p) - 0.393(D_p + d_p) \\ &= (0.25 \times 914) - 0.393(150 + 50) \\ &= 149.9 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q &= 0.125(D_p - d_p)^2 \\ &= 0.125(150 - 50)^2 \\ &= 1250 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

แทนค่า

$$\begin{aligned} C &= 149.9 + [(149.9)^2 - 1250]^{1/2} \\ &= 295.7 \text{ mm} \end{aligned}$$

เปิดตาราง 12 ได้ตัวประกอบความโค้งสัมพันธ์ (N_s) = 0.951

3.6 หาจำนวนสายพาน

$$\begin{aligned} \text{จาก } Z &= (W_p N_s) / (P_r N_L) \\ &= (0.186 \times 1.3) / (0.41 \times 0.951 \times 1.3) \\ &= 0.47 \text{ เส้น} \quad \text{ดังนั้นใช้สายพาน 1 เส้น} \end{aligned}$$

3.7 หามุมสัมผัสสายพาน (α)

$$\begin{aligned} \text{จาก } \alpha &= \pi - 2\sin[(D_p - d_p) / (2C)] \\ &= \pi - 2\sin[(150 - 50) / (2 \times 295.7)] \\ &= 160.52 \text{ องศา} \end{aligned}$$

3.8 หาความเร็วสายพาน (V)

$$\begin{aligned} \text{จาก } V &= \pi d_p N_m ; N_m \text{ คือความเร็วรอบของ motor} \\ &= (\pi \times 0.05 \times 1450) / (60) \\ &= 3.79 \text{ m/s} \end{aligned}$$

3.9 หาแรงดึงของสายพานขณะส่งกำลัง (F)

$$\begin{aligned} \text{จาก } F &= (W_p / V) \\ &= (0.186 \times 10^3) / (3.79) \end{aligned}$$

$$= 49 \text{ N}$$

3.10 การคำนวณแบร์ริง

เลือกใช้แบร์ริงอนุกรมมิติ 02 แบบ Deep groove bearing ขนาด Diameter รูสวมและด้านนอก เท่ากับ 17 mm และ 40 mm ตามลำดับ ความหนาแบร์ริง 17 mm เพลามีความเร็วสูงสุด 190.65 rpm ค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน $f_u = 0.0025$ $f_f = 0.006$ แรงส่งของสายพาน (w_p) 186.5 w

หาแรงในแนวรัศมี (F_r) และแรงในแนวแกน (F_a) จาก

$$\begin{aligned} F_r &= \left(\frac{W_p \times 60}{f_r d N \pi} \right) \\ &= \left(\frac{186.5 \times 60}{\pi \times 0.0025 \times 0.017 \times 190.65} \right) \\ &= 439.59 \text{ KN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_a &= \left(\frac{W_p \times 60}{f_a d N \pi} \right) \\ &= \left(\frac{186.5 \times 60}{\pi \times 0.006 \times 0.017 \times 190.65} \right) \\ &= 1783.65 \text{ KN} \end{aligned}$$

เลือกใช้เหล็กเหนียว ซึ่งมีค่า $\rho = 7.86 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$

พิจารณาส่วนที่ 1 คิดเฉพาะส่วนของใบเกลียว โดยสมมติให้ Diameter ของใบเกลียวลดลงครึ่งหนึ่งหามวลของใบเกลียวจาก

$$\begin{aligned} V &= AL \\ &= \frac{\pi}{4} \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - d^2 \right] L \\ &= \frac{\pi}{4} [(20^2 - 17^2)] (600) \\ &= 66600 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

มวลของใบเกลียวหาจาก

$$\begin{aligned} m &= \rho V \\ &= 7.86 \times 10^3 \times 0.0000666 \\ &= 0.52 \text{ kg} \end{aligned}$$

ปริมาตรของเพลาดังแต่ 0- 600mm โดยไม่รวมใบเกลียว

$$\begin{aligned} V &= AL \\ &= \frac{\pi}{4} (17)^2 \times 600 \\ &= 136188 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

มวลของเพลหาจาก

$$\begin{aligned} m &= \rho V \\ &= 7.86 \times 10^3 \times 0.000136188 \\ &= 1.07 \text{ kg} \end{aligned}$$

แรงที่กระทำกึ่งกลางของใบเกลียวหาจาก

$$\begin{aligned}
 F_1 &= (m_{เหล็ก} + m_{พลา}) \times 9.81 \\
 &= (0.52 + 1.07) \times 9.81 \\
 &= 15.59 \text{ N}
 \end{aligned}$$

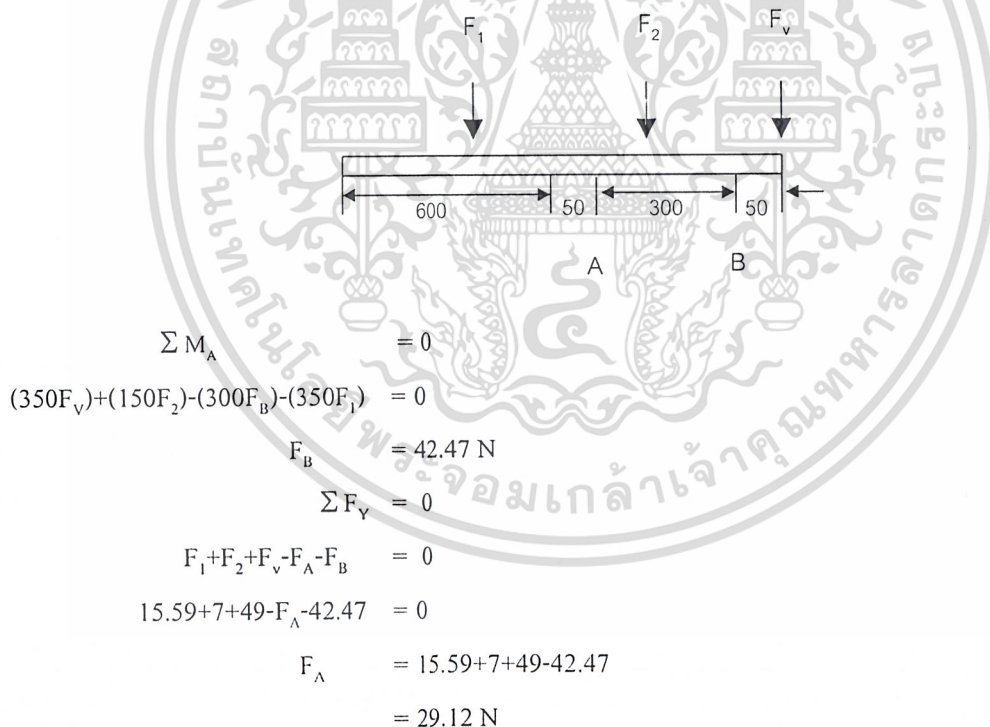
คติน้ำหนักที่เพลลาที่มีความยาว 600- 1000mm ปริมาตรเพลลาหาได้จาก

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{\pi}{4} (d^2) L \\
 &= \frac{\pi}{4} (17)^2 \times 400 \text{ mm}^3 \\
 &= 90792 \text{ mm}^3 \\
 &= 0.00090792 \text{ m}^3
 \end{aligned}$$

มวลของเพลลาหาจาก

$$\begin{aligned}
 m &= \rho V \\
 &= 0.00090792 \times 7.86 \times 10^3 \\
 &= 0.7136 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_2 &= 0.7136 \times 9.81 \\
 &= 7 \text{ N}
 \end{aligned}$$



$$\Sigma M_A = 0$$

$$(350F_v) + (150F_2) - (300F_B) - (350F_1) = 0$$

$$F_B = 42.47 \text{ N}$$

$$\Sigma F_v = 0$$

$$F_1 + F_2 + F_v - F_A - F_B = 0$$

$$15.59 + 7 + 49 - F_A - 42.47 = 0$$

$$F_A = 15.59 + 7 + 49 - 42.47$$

$$= 29.12 \text{ N}$$

จะเห็นว่า $F_1 \gg F_A, F_B$ แสดงว่าแบริ่งที่เลือกไว้ขันตุนั้นใช้ได้

บทที่ 4

การทดลองและผลการทดลอง

4.1 วัตถุประสงค์

1. เพื่อศึกษาความสัมพันธ์ของอัตราการขนถ่ายกับความเร็วยรอบใบเกลียว
2. เพื่อทดสอบผลจากการคำนวณกับการออกแบบเพื่อนำมาใช้งานจริง
3. เพื่อหาความเร็วของชุดสกรุนถ่ายให้สัมพันธ์กับอัตราการขนถ่ายที่ต้องการ

4.2 แนวทางการทดลอง

1. ทดลองหาอัตราการขนถ่ายตามที่ต้องการ โดยปรับความเร็วรอบมอเตอร์
2. ทดลองหาอัตราการขนถ่ายที่ความเร็วรอบมอเตอร์ต่างๆกัน

4.3 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

1. เครื่องลำเลียงเกลบ
2. เกลบแห้ง
3. เครื่องชั่งน้ำหนัก
4. นาฬิกาจับเวลา
5. Blower
6. มานอมิเตอร์

4.4 ขั้นตอนการทดลอง

4.4.1 การทดลองป้อนกับเตาเผาแบบ Fluidized - bed

1. ใส่เกลบลงใน Hopper
2. เปิด switch motor
3. ปรับความเร็วรอบมอเตอร์โดยการปรับกระแสไฟ มอเตอร์โดยใช้ inverter โดยเริ่มตั้งแต่ความเร็ว 20 รอบ / นาที
4. นำภาชนะมารองรับเกลบที่ออกมาจากเครื่องป้อนเกลบพร้อมทั้งจับเวลาที่เวลา 1 นาที 2 นาที และ 3 นาทีตามลำดับ
5. นำเกลบที่ออกมาไปชั่งน้ำหนักแล้วบันทึกค่าลงในตาราง
6. ทำการทดลองตามข้อ 3-5 โดยทำจนถึงความเร็วรอบ 160 รอบ/นาที โดยที่แต่ละความเร็วรอบทำการทดลอง 3 ครั้งแล้วหาค่าเฉลี่ยของน้ำหนักที่ได้แต่ละค่า

ผลการทดลองที่ 1

ตารางบันทึกผลการทดลองที่ 1

เวลา (min)	น้ำหนักแกลบ(kg)			น้ำหนัก เฉลี่ย (kg)
	การทดลองครั้งที่1	การทดลองครั้งที่2	การทดลองครั้งที่3	
1	0.082	0.081	0.082	0.0816
2	0.181	0.185	0.184	0.1833
3	0.30	0.311	0.315	0.3086

ตารางที่ 4-1 ความเร็วรอบใบเกลียว 20 (rpm)

เวลา (min)	น้ำหนักแกลบ(kg)			น้ำหนัก เฉลี่ย (kg)
	การทดลองครั้งที่1	การทดลองครั้งที่2	การทดลองครั้งที่3	
1	0.118	0.116	0.118	0.117
2	0.225	0.221	0.223	0.223
3	0.340	0.338	0.345	0.341

ตารางที่ 4-2 ความเร็วรอบใบเกลียว 30 (rpm)

เวลา (min)	น้ำหนักเกลือ (kg)			น้ำหนัก เกลือ (kg)
	การทดลองครั้งที่1	การทดลองครั้งที่2	การทดลองครั้งที่3	
1	0.179	0.174	0.178	0.177
2	0.340	0.342	0.340	0.340
3	0.491	0.493	0.489	0.491

ตารางที่ 4-3 ความเร็วรอบใบเกลียว 40 (rpm)

เวลา (min)	น้ำหนักเกลือ (kg)			น้ำหนัก เกลือ (kg)
	การทดลองครั้งที่1	การทดลองครั้งที่2	การทดลองครั้งที่3	
1	0.208	0.206	0.209	0.207
2	0.385	0.381	0.41	0.392
3	0.61	0.621	0.597	0.609

ตารางที่ 4-4 ความเร็วรอบใบเกลียว 50 (rpm)

เวลา (min)	น้ำหนักแกลบ(kg)			น้ำหนัก เฉลี่ย (kg)
	การทดลองครั้งที่1	การทดลองครั้งที่2	การทดลองครั้งที่3	
1	0.240	0.243	0.251	0.244
2	0.46	0.465	0.448	0.457
3	0.71	0.70	0.68	0.696

ตารางที่ 4-5 ความเร็วรอบใบเกลียว 60 (rpm)

เวลา (min)	น้ำหนักแกลบ(kg)			น้ำหนัก เฉลี่ย (kg)
	การทดลองครั้งที่1	การทดลองครั้งที่2	การทดลองครั้งที่3	
1	0.280	0.279	0.274	0.277
2	0.558	0.547	0.553	0.552
3	0.816	0.814	0.817	0.815

ตารางที่ 4-6 ความเร็วรอบใบเกลียว 70 (rpm)

เวลา (min)	น้ำหนักแกลบ(kg)			น้ำหนัก เฉลี่ย (kg)
	การทดลองครั้งที่1	การทดลองครั้งที่2	การทดลองครั้งที่3	
1	0.320	0.321	0.320	0.313
2	0.640	0.645	0.642	0.642
3	0.981	0.984	0.982	0.982

ตารางที่ 4-7 ความเร็วรอบใบเกลียว 80 (rpm)

เวลา (min)	น้ำหนักแกลบ(kg)			น้ำหนัก เฉลี่ย (kg)
	การทดลองครั้งที่1	การทดลองครั้งที่2	การทดลองครั้งที่3	
1	0.360	0.344	0.36	0.354
2	0.72	0.714	0.728	0.720
3	1.12	1.126	1.12	1.122

ตารางที่ 4-8 ความเร็วรอบใบเกลียว 90 (rpm)

เวลา (min)	น้ำหนักแกลบ(kg)			น้ำหนัก เฉลี่ย (kg)
	การทดลองครั้งที่1	การทดลองครั้งที่2	การทดลองครั้งที่3	
1	0.42	0.415	0.421	0.418
2	0.887	0.882	0.875	0.881
3	1.323	1.33	1.321	1.324

ตารางที่ 4-9 ความเร็วรอบใบเกลียว 100 (rpm)

เวลา (min)	น้ำหนักแกลบ(kg)			น้ำหนัก เฉลี่ย (kg)
	การทดลองครั้งที่1	การทดลองครั้งที่2	การทดลองครั้งที่3	
1	0.48	0.42	0.48	0.46
2	0.97	0.94	0.98	0.963
3	1.44	1.44	1.43	1.436

ตารางที่ 4-10 ความเร็วรอบใบเกลียว 110 (rpm)

เวลา (min)	น้ำหนักแคลบ(kg)			น้ำหนัก เฉลี่ย (kg)
	การทดลองครั้งที่1	การทดลองครั้งที่2	การทดลองครั้งที่3	
1	0.495	0.495	0.493	0.494
2	0.99	0.97	0.99	0.98
3	1.5	1.51	1.48	1.496

ตารางที่ 4-11 ความเร็วรอบใบเกลียว 120 (rpm)

เวลา (min)	น้ำหนักแคลบ(kg)			น้ำหนัก เฉลี่ย (kg)
	การทดลองครั้งที่1	การทดลองครั้งที่2	การทดลองครั้งที่3	
1	0.53	0.531	0.524	0.528
2	1:036	1.036	1.0351	1.041
3	1.56	1.568	1.54	1.556

ตารางที่ 4-12 ความเร็วรอบใบเกลียว 130 (rpm)

เวลา (min)	น้ำหนักแกลบ(kg)			น้ำหนัก เฉลี่ย(kg)
	การทดลองครั้งที่1	การทดลองครั้งที่2	การทดลองครั้งที่3	
1	0.56	0.57	0.558	0.562
2	1.1	1.13	1.15	1.126
3	1.64	1.65	1.641	1.643

ตารางที่ 4-13 ความเร็วรอบใบเกลียว 140 (rpm)

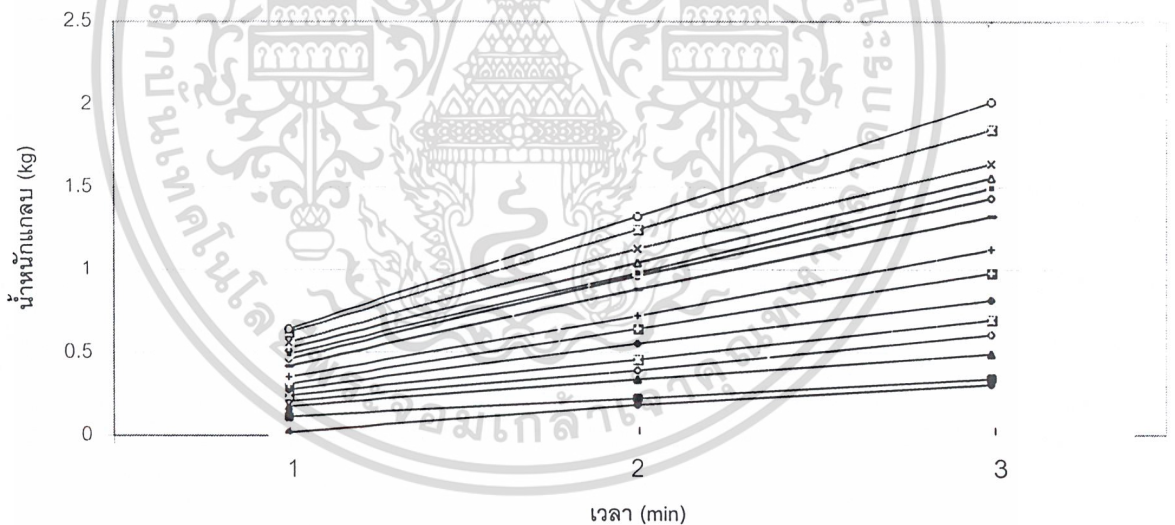
เวลา (min)	น้ำหนักแกลบ(kg)			น้ำหนัก เฉลี่ย(kg)
	การทดลองครั้งที่1	การทดลองครั้งที่2	การทดลองครั้งที่3	
1	0.62	0.623	0.629	0.624
2	1.242	1.241	1.243	1.242
3	1.88	1.875	1.88	1.851

ตารางที่ 4-14 ความเร็วรอบใบเกลียว 150 (rpm)

เวลา (min)	น้ำหนักแกลบ(kg)			น้ำหนัก เฉลี่ย(kg)
	การทดลองครั้งที่1	การทดลองครั้งที่2	การทดลองครั้งที่3	
1	0.64	0.64	0.65	0.643
2	1.32	1.31	1.34	1.323
3	2.01	2.01	2.024	2.014

ตารางที่ 4-15 ความเร็วรอบใบเกลียว 160 (rpm)

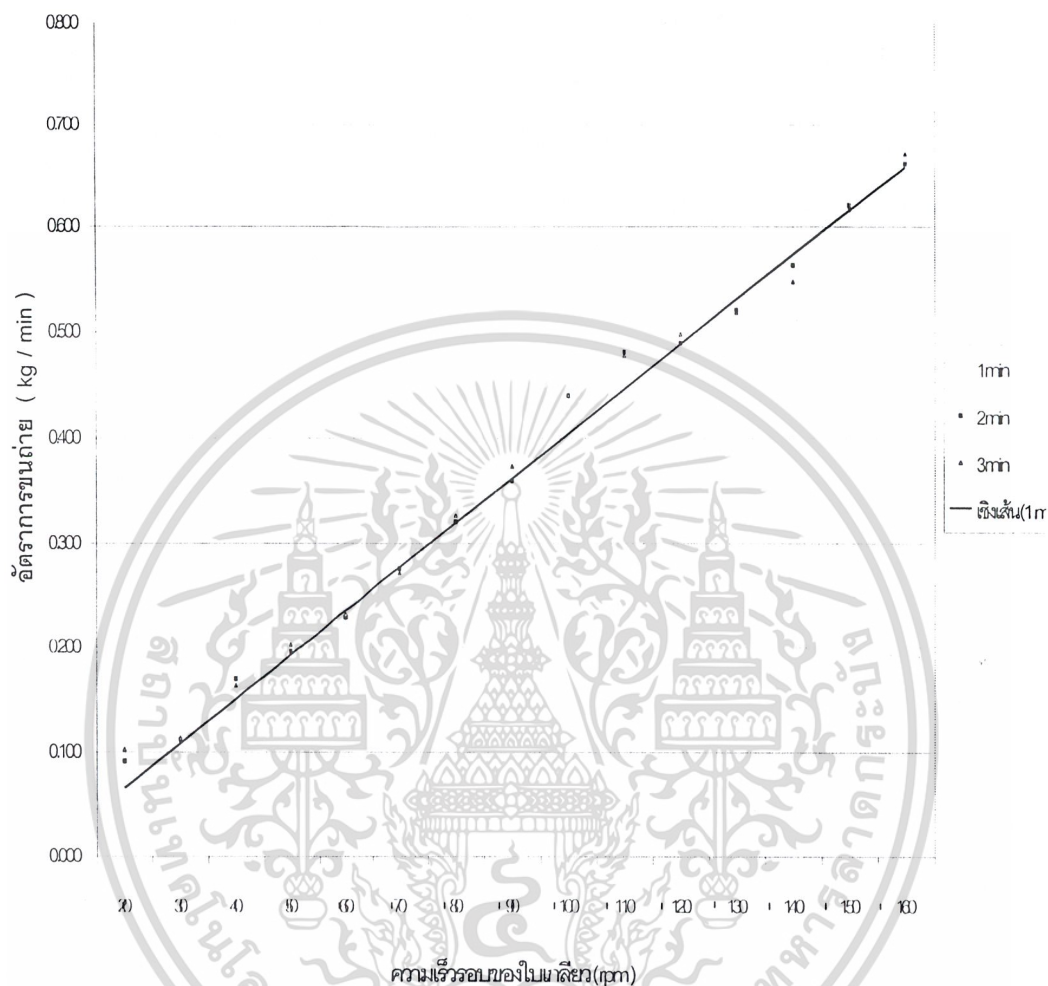
กราฟแสดงผลการทดลองที่ 1



● 20rpm ■ 30rpm ▲ 40rpm ○ 50rpm ▣ 60rpm ◆ 70rpm ◊ 80rpm † 90rpm
 — 100rpm ○ 110rpm ▪ 120rpm ◌ 130rpm × 140rpm ▤ 150rpm ◐ 160rpm

รูปที่ 4-1 แสดงเวลาที่ใช้ในการขนถ่ายกับน้ำหนักแกลบเฉลี่ยที่ความเร็วรอบใบเกลียวต่างๆ

จากกราฟจะเห็นว่ากราฟที่ได้มีลักษณะค่อนข้างเป็นเส้นตรงแสดงว่าอัตราการลำเลียงเกลบค่อนข้างสม่ำเสมอเนื่องจากน้ำหนักเกลบที่ออกมาจะแปรผันตามเวลาที่ใช้ในการขนถ่ายเกลบ น้ำหนักเกลบที่ซึ่งจากการทดลองที่เวลาเพิ่มขึ้นทุกๆ นาทีที่ความเร็วรอบต่างๆ จะมีการเพิ่มที่เท่าๆ กัน

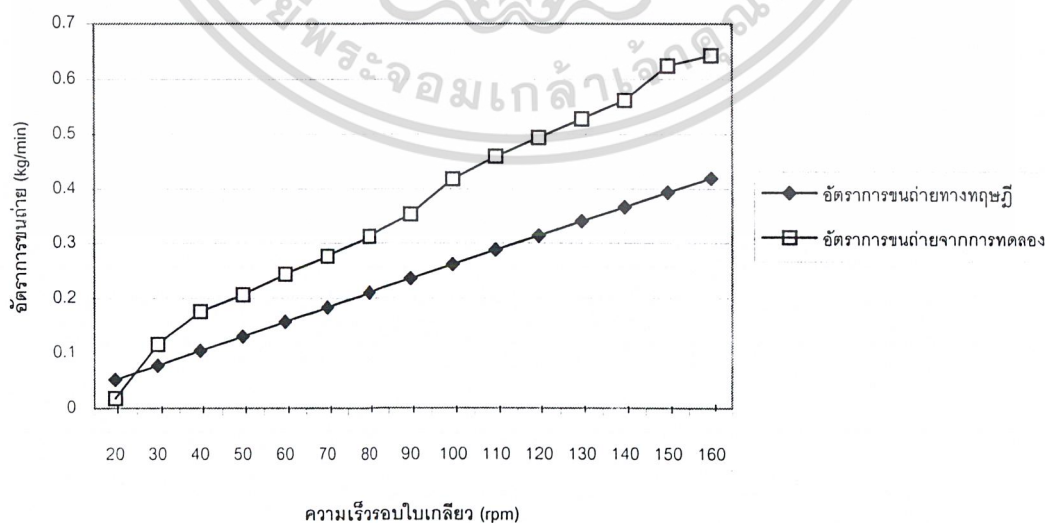


รูปที่ 4-2 แสดงอัตราการขนถ่ายกับความเร็วรอบต่างๆ ที่เวลาถึง 3 นาที

จากรูปจะเห็นว่าเมื่อความเร็วรอบของใบเกลียวเพิ่มขึ้นอัตราการขนถ่ายก็จะเพิ่มขึ้นตามไปด้วย แต่จากการทดลองเส้นกราฟอัตราการขนถ่ายที่ได้มีลักษณะเส้นที่ขึ้นสม่ำเสมอเนื่องจากความผิดพลาดบางอย่าง เช่น กระแสไฟตกทำให้มอเตอร์ทำงานที่รอบช้าลงบ้างในบางครั้ง และระยะพิชชิ่งของใบเกลียวบางช่วงไม่เท่ากันเป็นผลทำให้อัตราการขนถ่ายไม่ค่อยสม่ำเสมอ

ความเร็วรอบใบเกลียว (rpm)	อัตราการขนถ่ายทางทฤษฎี (kg/min)	อัตราการขนถ่ายจากการทดลอง (kg/min)
20	0.0524	0.0816
30	0.0786	0.117
40	0.1049	0.177
50	0.1311	0.207
60	0.1573	0.244
70	0.1836	0.277
80	0.2098	0.313
90	0.236	0.354
100	0.2623	0.418
110	0.2885	0.46
120	0.3147	0.494
130	0.3409	0.528
140	0.3672	0.562
150	0.3934	0.624
160	0.4196	0.643

ตารางที่ 4-16 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างอัตราการขนถ่ายทางทฤษฎีกับอัตราการขนถ่ายจากการทดลอง



รูปที่ 4-3 เปรียบเทียบอัตราการขนถ่ายจริงกับทฤษฎี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วิเคราะห์ผลการทดลองการป้อนเข้าเตาแบบ fluidized - bed จากการทดลองจะเห็นว่า เมื่อใช้ความเร็วรอบเท่ากันค่าที่ได้จากการทดลองจะมีค่าอัตราการขนถ่ายมากกว่าค่าที่ได้จากการคำนวณทางทฤษฎี ปัจจัยที่มีผลต่อการทดลองคือ ค่าแฟกเตอร์ตัวคูณของวัสดุ (K) ที่ใช้ในการคำนวณ มีค่าเท่ากับ 0.45 ซึ่งเป็นค่าตัวคูณของวัสดุค่า K จะเป็นตัวบอกถึงประสิทธิภาพการขนถ่ายด้วย ค่า K ยิ่งมากจะทำให้วัสดุขนถ่ายไหลตัวได้ดี มีผลทำให้อัตราการขนถ่ายสูงขึ้นด้วย จากการทดลองเราสามารถหาแฟกเตอร์ของวัสดุค่า K นี้ได้โดยย้ายสมการ $C = A \times \rho \times V$ เมื่อ $A = \left(\frac{K \times \pi \times D^2}{4} \right)$ จะได้สมการ $K = \left(\frac{C \times 4}{\pi \times D^2 \times \rho \times V} \right)$ จากนั้นแทนค่าอัตราการขนถ่ายเท่ากับความเร็วรอบลงในสมการ จะได้ค่า K ออกมาดังนี้

ความเร็วรอบใบเกลียว(rpm)	อัตราการขนถ่าย(kg/ min)	ค่า k
20	0.081	0.699
30	0.117	0.668
40	0.177	0.758
50	0.207	0.710
60	0.244	0.697
70	0.277	0.678
80	0.313	0.670
90	0.354	0.674
100	0.418	0.716
110	0.460	0.717
120	0.494	0.706
130	0.528	0.696
140	0.562	0.688
150	0.624	0.713
160	0.643	0.689
	ค่าเฉลี่ย	0.696

ตารางที่ 4-17 ค่า K ที่ได้จากการทดลอง

จากตาราง 4.16 จะได้ค่า K เฉลี่ยของเกลบนี้นี้เท่ากับ 0.696 แสดงว่าเกลบเป็นวัสดุที่เบาและไหลได้ดีกว่าวัสดุที่เรานำมาใช้ในการคำนวณ ซึ่งมีค่า K เท่ากับ 0.45 เราสามารถหาค่า K ความเร็วใบเกลียว และอัตราการขนถ่ายที่อยู่ในช่วงใดช่วงหนึ่งของการทดลองได้โดยการกำหนดค่าตัวแปรใดตัวแปรหนึ่ง ส่วนตัวแปรที่เหลือเราสามารถหาได้โดยการ interpolate จากตาราง

นอกจากนี้ค่า ความหนาแน่นของแกลบ(ρ) ก็มีผลต่อการทดลอง เนื่องจากว่าแกลบในแต่ละภาคของประเทศไทยมี ลักษณะต่างกันตามสภาพภูมิอากาศทำให้ความหนาแน่นต่างกัน จึงมีผลต่อการทดลอง ในขณะที่แกลบกำลังลำเลียงจะเกิดการตกค้างของแกลบที่ระยะระหว่างไบเกลียวกับดั่งราง รวมถึงประสิทธิภาพของมอเตอร์ก็มีผลต่อการทดลองเช่นกัน

4.4.2 การทดลองป้อนเข้าเตาเผาแบบ Vortex

1.ใส่แกลบลงใน Hopper

2.เปิด switch motor

3.รับค่าความดันลมที่ออกจาก blowerตามค่าต่างๆให้ได้ตามที่ต้องการใช้เป็นส่วนผสมของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการเผาไหม้

4.ปรับความเร็วรอบมอเตอร์โดยการปรับกระแสไฟ มอเตอร์โดยใช้ inverterปรับความเร็วรอบไบความเร็วรอบไบเกลียวให้ได้อัตราการป้อน 0.3,0.4 ,0.5 kg/min

5. นำภาชนะมารองรับแกลบที่ออกมาจากเครื่องป้อนแกลบพร้อมทั้งจับเวลาที่เวลา 1 นาที 2 นาที และ3นาทีตามลำดับ

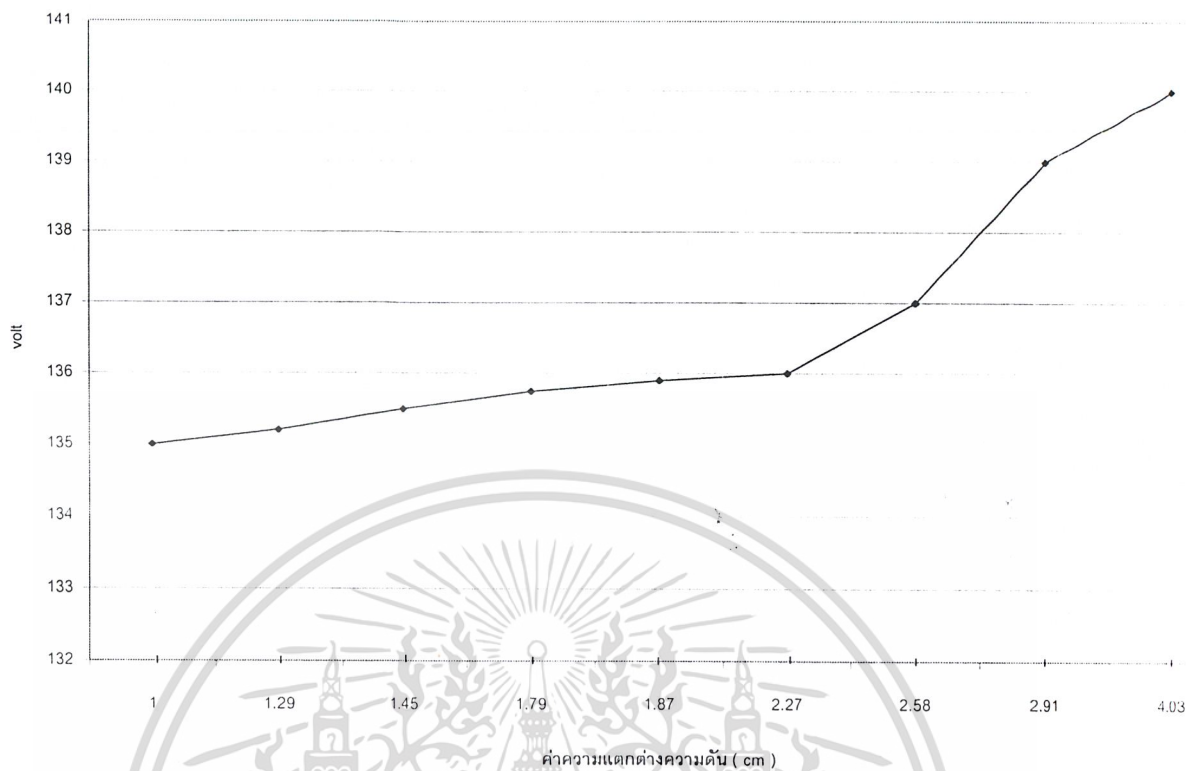
6. นำแกลบที่ออกมาไปชั่งน้ำหนักแล้วบันทึกค่าลงในตาราง

7. ทำการทดลองตามข้อ 3-5 โดยทำงาน ครบที่ค่าความแตกต่างความดันต่างๆ

ผลการทดลองที่2

ΔH	Equivalent ratio(ϕ)	Primary air (%)	volt
4.03	0.8	100	140
2.91	0.8	85	139
2.27	0.8	75	137
2.58	1	100	136
1.87	1	85	135.9
1.45	1	75	135.75
1.79	1.2	100	135.5
1.29	1.2	85	135.2
1	1.2	75	135

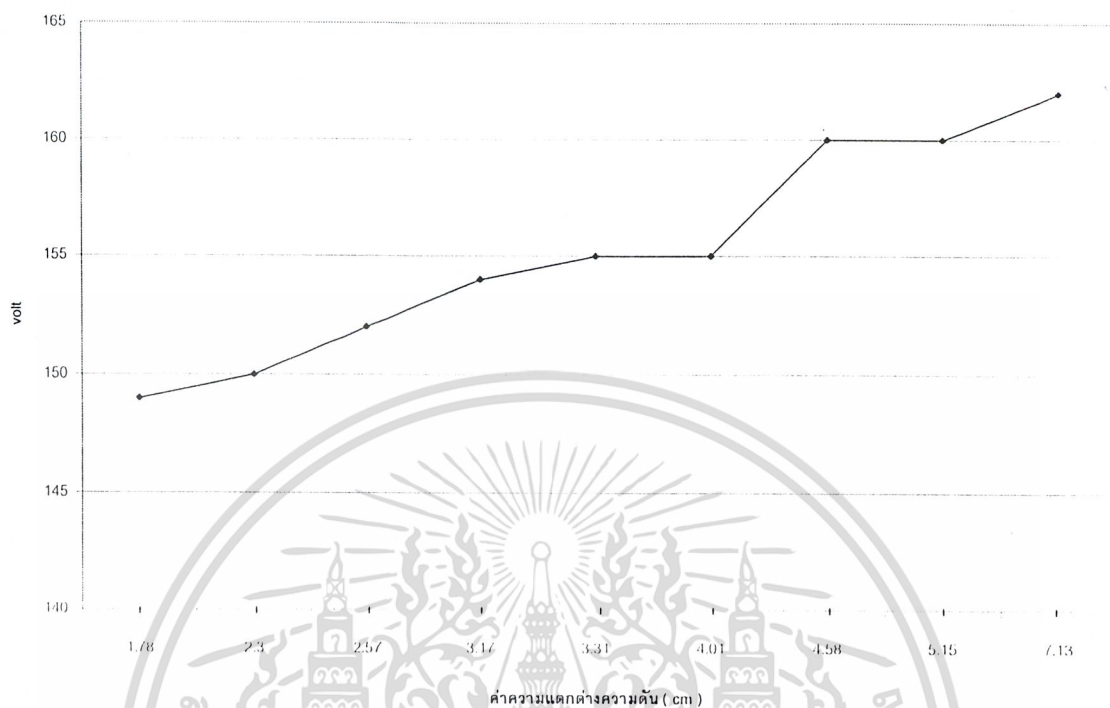
ตารางที่4-18 การป้อนแกลบเข้าเตาเผาแบบ vortex ที่อัตราการป้อน 0.3 kg/min



รูปที่ 4-4 เปรียบเทียบ volt ที่ใช้กับค่าความแตกต่างความดันลมที่ทำให้ได้อัตราการป้อน 0.3 kg/min

ΔH	Equivalent ratio (ϕ)	Primary air (%)	volt
7.13	0.8	100	162
5.15	0.8	85	160
4.01	0.8	75	155
4.58	1	100	160
3.31	1	85	155
2.57	1	75	152
3.17	1.2	100	154
2.3	1.2	85	150
1.78	1.2	75	149

ตาราง 4-19 การป้อนแกลบเข้าเตาเผาแบบ vortex ที่อัตราการป้อน 0.4kg/min

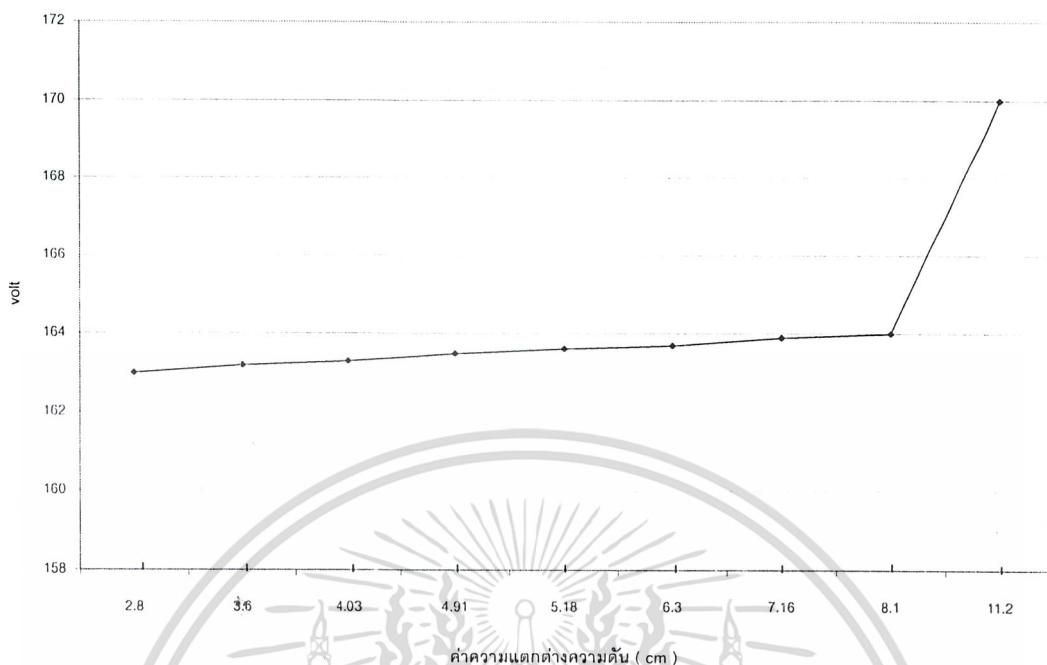


รูปที่ 4-5 เปรียบเทียบ volt ที่ใช้กับค่าความแตกต่างความดันลมที่ทำให้ได้อัตราการป้อน 0.4 kg/min

ΔH	Equivalent ratio ϕ	Primary air (%)	Volt
11.2	0.8	100	170
8.1	0.8	85	164
6.3	0.8	75	163.9
7.16	1	100	163.7
5.18	1	85	163.62
4.03	1	75	163.5
4.97	1.2	100	163.3
3.6	1.2	85	163.2
2.8	1.2	75	163

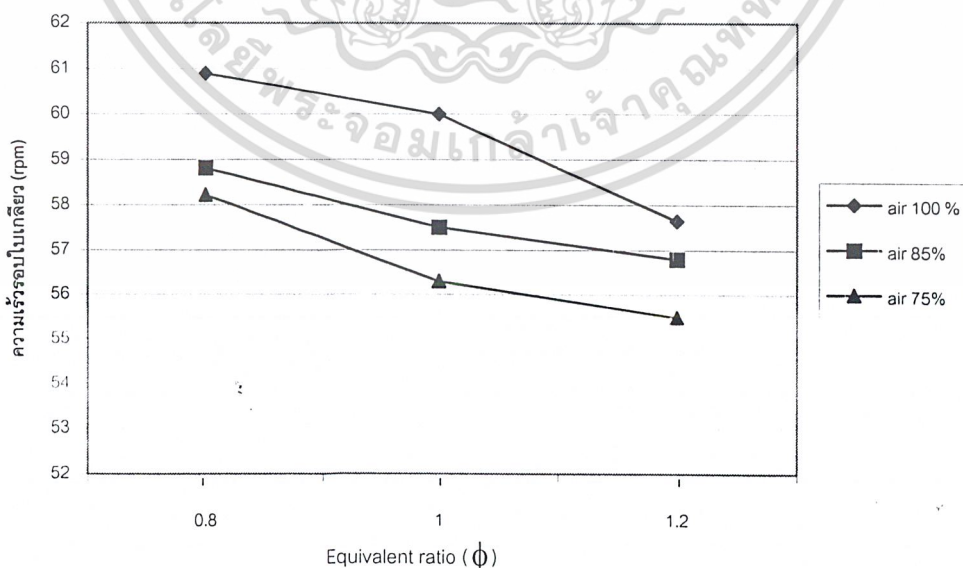
ตารางที่ 4-20 การป้อนแกลบเข้าเตาเผาแบบ vortex ที่อัตราการป้อน 0.5kg/min

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



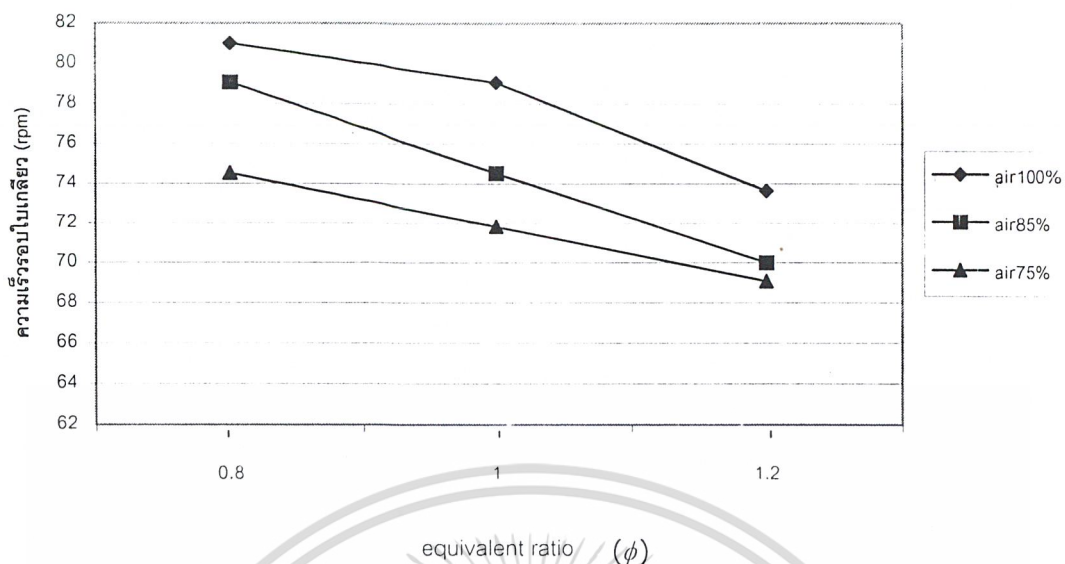
รูปที่ 4-6 เปรียบเทียบ volt ที่ใช้กับค่าความแตกต่างความดันลมที่ทำให้ได้อัตราการป้อน 0.5 kg/min

จากกราฟแสดงผลการทดลองทั้ง 3 กราฟเราจะเห็นได้ว่าที่อัตราการป้อนต่างๆค่า volt จะแปรผันตามค่าความแตกต่างของความดันคือถ้าความแตกต่างของความดันมากก็ต้องปรับ volt ให้มากขึ้น และถ้าความแตกต่างของความดันน้อยลงก็ต้องปรับ volt ให้ลดลงเพื่อให้ได้อัตราการป้อนตามต้องการ

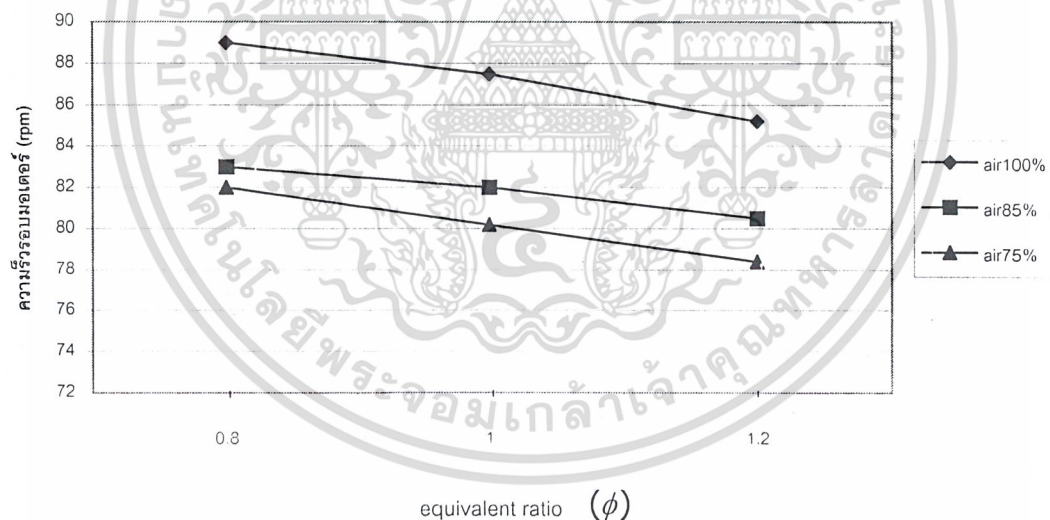


รูปที่ 4-7 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างค่า equivalent ratio กับ ค่าความเร็วรอบมอเตอร์ที่ส่วน

ผสมของอากาศ 100% 85% และ 75% ที่อัตราการป้อน 0.3 kg/min



รูปที่ 4-8 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างค่า *equivalent ratio* กับ ค่าความเร็วรอบมอเตอร์ที่ส่วนผสมของอากาศ 100% 85% และ 75% ที่อัตราการป้อน 0.4 kg/min



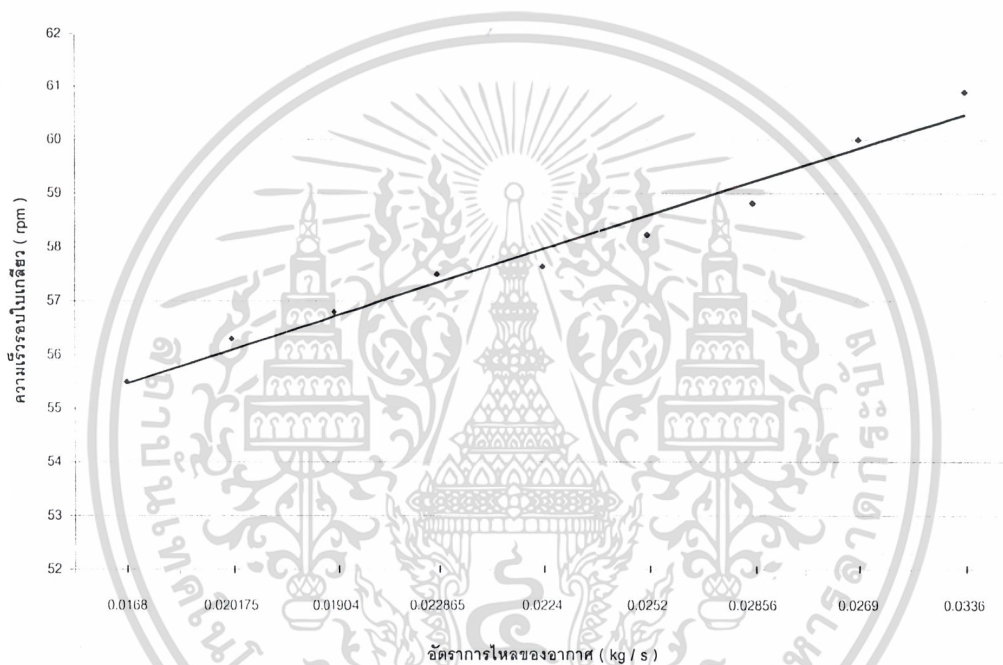
รูปที่ 4-9 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างค่า *equivalent ratio* กับ ค่าความเร็วรอบมอเตอร์ที่ส่วนผสมของอากาศ 100% 85% และ 75% ที่อัตราการป้อน 0.5 kg/min

จากรูปที่ 4-7 ถึง 4-9 ที่อัตราการป้อนคงที่ที่ 0.3, 0.4 และ 0.5 kg/min โดยมีค่า *equivalent ratio* และค่า เปอร์เซนต์ ของ primary air ต่างกันอาจจะสังเกตที่ *equivalent ratio* เท่ากับ 0.8 ของแต่ละกราฟ ส่วนผสมจะบาง จำนวนรอบใบเกลียวที่หมุนจะมากที่สุด แต่เมื่อ *equivalent ratio* เพิ่มขึ้น ความเร็วรอบใบเกลียวก็จะลดลงเรื่อยๆตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Φ	primary		
	100%	85%	75%
0.8	0.0336	0.0285	0.0252
1	0.0269	0.0228	0.0201
1.2	0.0224	0.0190	0.0168

ตารางที่ 4-21 อัตราการไหลของอากาศที่ *equivalent ratio* และ เปอร์เซ็นต์ *primary air* ต่างๆ
ที่อัตราการป้อน 0.3 kg/min

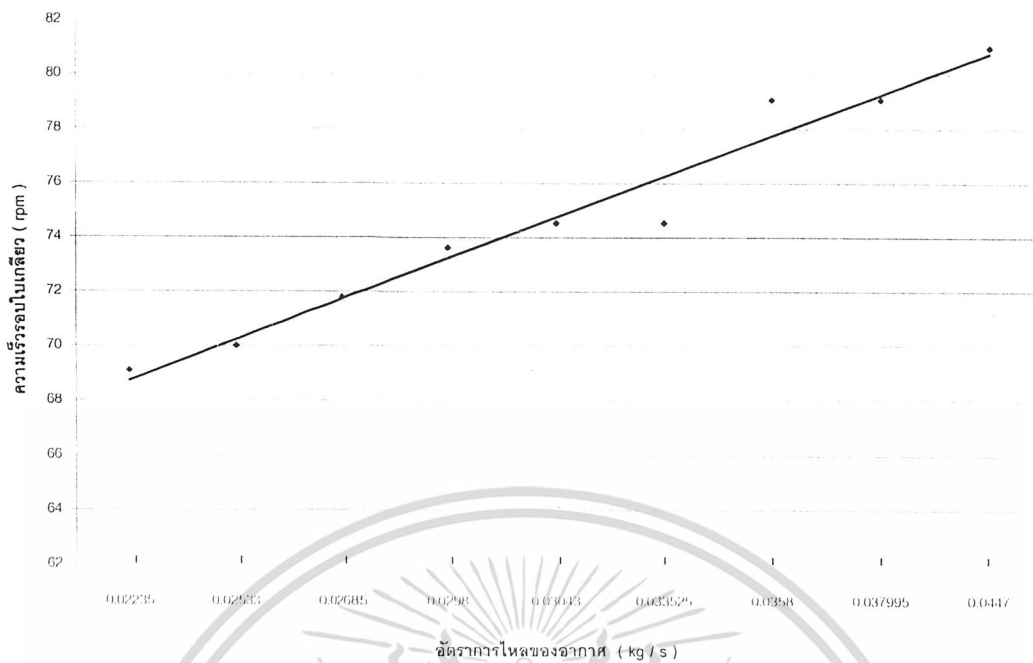


รูปที่ 4-10 แสดงการเปรียบเทียบระหว่าง อัตราการไหลของอากาศกับ ความเร็วรอบใบเกลียว
ที่อัตราการป้อน 0.3 kg/min

Φ	primary		
	100%	85%	75%
0.8	0.0447	0.0379	0.0335
1	0.0358	0.0304	0.0268
1.2	0.0298	0.0253	0.0223

ตารางที่ 4-22 อัตราการไหลของอากาศที่ *equivalent ratio* และ เปอร์เซ็นต์ *primary air* ต่างๆ
ที่อัตราการป้อน 0.4 kg/min

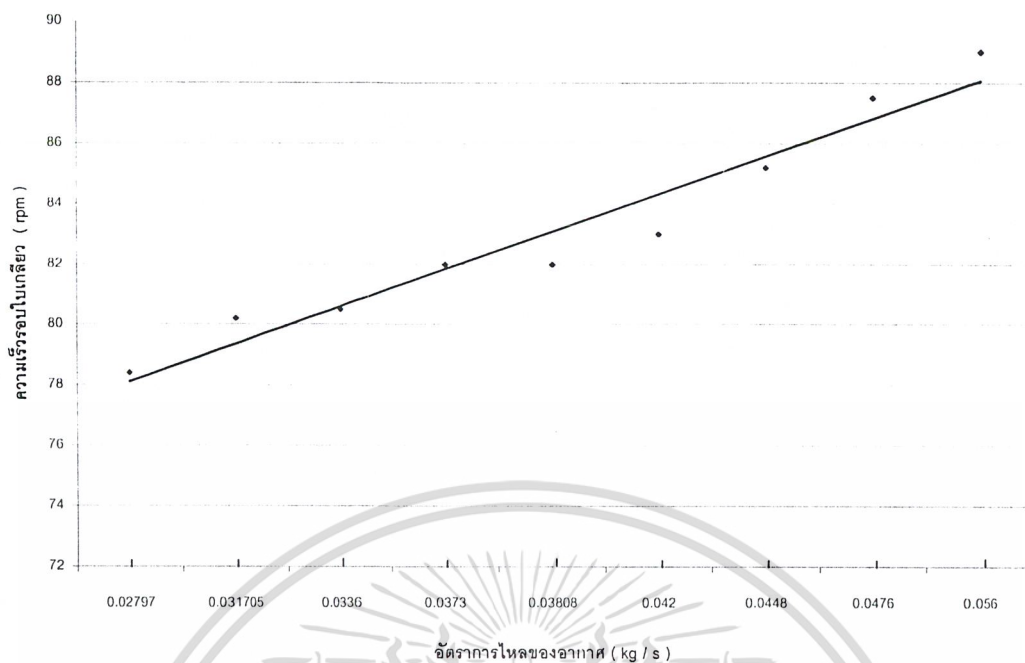
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-11 แสดงการเปรียบเทียบระหว่าง อัตราการใช้ของอากาศกับ ความเร็วรอบใบพัด ที่อัตราการใช้ 0.4 kg/min

Φ	primary		
	100%	85%	75%
0.8	0.0560	0.0476	0.0420
1	0.0448	0.0380	0.0336
1.2	0.0373	0.0317	0.0279

ตารางที่ 4-23 อัตราการใช้ของอากาศที่ equivalent ratio และ เปอร์เซ็นต์ primary air ต่างๆ ที่อัตราการใช้ 0.5 kg/min



รูปที่ 4-12 แสดงการเปรียบเทียบระหว่าง อัตราการไหลของอากาศกับ ความเร็วรอบใบเกลียว
ที่อัตราการป้อน 0.5 kg/min

จากรูปที่ 10-12 เป็นการแสดงการเปรียบเทียบระหว่างอัตราการไหลของอากาศส่วนที่ 1 (primary - air) กับความเร็วรอบของใบเกลียวที่อัตราการไหลของแก๊สเท่ากับ $0.3 - 0.5 \text{ kg/min}$ พบว่าเมื่อทำการเพิ่มอัตราการไหลของอากาศส่วนที่ 1 ความเร็วของใบเกลียวจะต้องเพิ่มขึ้น โดยสังเกตจากกราฟมีลักษณะแปรผันเป็นเชิงเส้นตรง

บทที่ 5

วิเคราะห์และสรุปผลการทดลอง

5.1 วิเคราะห์ผลการทดลอง

จากการทดลองและวิเคราะห์ผลจะเห็นว่าเครื่องลำเลียงเกลบนั้นสามารถที่จะปรับความเร็วรอบตามอัตราการขนถ่ายที่ต้องการได้ จากการคำนวณทำให้เราทราบว่า อัตราการขนถ่ายมีความสัมพันธ์กับความเร็วรอบของใบเกลียวในลักษณะคงที่คือเป็นลักษณะเชิงเส้น เมื่อเปรียบเทียบกับกราฟทดลอง จากการทดลองอัตราการขนถ่ายจะสัมพันธ์กับความเร็วรอบของใบเกลียวในลักษณะคงที่ คือเป็นลักษณะเชิงเส้นเหมือนกับที่คำนวณ แต่จากการทดลองจะได้อัตราการขนถ่ายที่มากกว่า เมื่อใช้ความเร็วรอบใบเกลียวที่เท่ากัน ปัจจัยที่ทำให้อัตราการขนถ่ายมากขึ้นคือแฟกเตอร์ตัวคูณของวัสดุ ซึ่งจากการคำนวณเราเลือก CLASS I ซึ่งเป็นวัสดุที่เบา ไหลตัวได้อิสระ ไม่มีความคม เช่น แป้งสาลี, ข้าวไร, เปลือกข้าวโพด แต่เกลบซึ่งเรานำมาใช้เป็นวัสดุขนถ่ายจะเป็นวัสดุที่เบากว่าวัสดุที่อยู่ใน CLASS I ทำให้เกลบสามารถไหลตัวได้ดีกว่า และเกิดแรงเสียดทานในระหว่างขนถ่ายน้อยกว่า มีผลทำให้ได้อัตราการขนถ่ายที่เพิ่มขึ้น และอัตราการขนถ่ายที่ได้จากการทดลองเมื่อดูจากกราฟค่อนข้างสม่ำเสมอ ซึ่งปัจจัยที่ทำให้ได้อัตราการขนถ่ายที่ค่อนข้างสม่ำเสมอนั้นขึ้นอยู่กับปัจจัยหลายอย่างเช่น การทำตัวราง, ระยะพิตซ์ของใบเกลียวโดยการทำระยะพิตซ์ให้เท่ากันจะช่วยทำให้การขนถ่ายสม่ำเสมอขึ้น นอกจากนี้ประสิทธิภาพมอเตอร์ก็มีผลทำให้การขนถ่ายสม่ำเสมอด้วย

5.2 สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองกับเตาเผาเกลบทั้ง 2 แบบเราจะพบว่าผลที่ได้เป็นไปตามวัตถุประสงค์ที่ได้ตั้งไว้คือสามารถทำการป้อนเกลบได้ทั้งเตาเผาแบบ Fluidized – bed และแบบ Vortex ที่อัตราการป้อน 0.3 , 0.4 และ 0.5 kg / min เมื่อป้อนเข้าเตาเผาแบบ Fluidized – bed เราจะสังเกตเห็นได้ว่าเมื่อเวลาผ่านไปมากขึ้น ปริมาณเกลบที่ป้อนเข้าเตาเผาก็จะเพิ่มขึ้นอย่างคงที่เช่นกัน

สำหรับการป้อนเข้าเตาเผาแบบ Vortex ที่อัตราการป้อนต่างกันคือ 0.3 , 0.4 และ 0.5 kg/ min โดยพิจารณาตัวแปรต่างๆอันประกอบด้วย equivalent ratio, เปร้อเซ็นต์ของ primary air และค่าความแตกต่างของความดัน (ΔH) ซึ่งเมื่อพิจารณากราฟระหว่างความเร็วรอบกับค่า equivalent ratio ที่ค่า equivalent ratio เท่ากับ 0.8 จะพบว่าจำนวนรอบของใบเกลียวจะแปรผันตามอากาศส่วนที่ 1 (Primary air) ที่ให้แก่เตาเผา โดยมีค่าความเร็วรอบของใบเกลียวสูงสุดที่ Primary air 100% รองลงมาคือ 85% และ 75% ตามลำดับ

5.3 ข้อเสนอแนะ

ในระหว่างทำการทดลอง ค่าที่ได้จากการทดลองมีค่าที่ผิดพลาดบ้างเนื่องจากสาเหตุบางประการ อาทิเช่น ระยะพิตซ์ของใบเกลียวที่สร้างมา มีระยะที่ไม่เท่ากันในบางจุด จึงทำให้ปริมาณเกลบที่ออกมาไม่เท่ากันตลอดกล่าวคือถ้าระยะใดที่มีระยะพิตซ์ห่างมาก ปริมาณเกลบที่ออกมา ก็จะมาก ดังนั้นจึงควรสร้างใบเกลียวใหม่ให้มีระยะพิตซ์ที่เท่ากันเพื่อทำให้อัตราการป้อนสม่ำเสมอว่าที่เป็นอยู่ สำหรับการป้อนเข้าเตาเผาแบบ Vortex เมื่อ equivalent ratio มากการป้อนก็จะมีปัญหาคือเกลบจะติดบริเวณช่องว่างระหว่างปลายใบเกลียวจนถึงท่อลมที่ต่อกับท่อลำเลียงเกลบทำให้การทดลองต้องหยุดชะงักลงบ้างในบางครั้ง ดังนั้นจึง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ควรแก้ปัญหาที่จุดนี้ด้วยและจุดที่ควรปรับปรุงอีกจุดคือ Volt meter ที่ใช้ปรับกระแสไฟของ inverter ควรเปลี่ยนเป็นแบบ digital เพื่อการปรับรอบมอเตอร์จะได้มีความเที่ยงตรงมากกว่า

5.4 แนวทางการพัฒนาต่อ

การพัฒนาเครื่องป้อนเกลบในอนาคคนั้นอาจมีการพัฒนาในด้านของประสิทธิภาพในการขนถ่ายที่เพิ่มขึ้น โดยเราจะสามารถศึกษาถึงลักษณะการทำงานต่างๆรวมถึงปัจจัยที่มีผลต่อประสิทธิภาพในการขนถ่ายที่ได้จากเครื่องต้นแบบนี้ ซึ่งจะเป็แนวทางในการพัฒนาต่อไปในอนาคต การเพิ่มประสิทธิภาพนั้นอาจเพิ่มขนาดกำลังขับของมอเตอร์ให้มากขึ้น ในส่วนของการพัฒนาด้านต่อไปนั้นอาจเปลี่ยนโครงสร้างของเครื่องป้อนเกลบบางประการเพื่อนำไปใช้ในการป้อนเชื้อเพลิงประเภทอื่น และการพัฒนาในจุดสุดท้ายอาจพัฒนาในส่วนของ hopper ให้มีอุปกรณ์เพิ่มเพื่อช่วยไม่ให้เกลบมีการอัดตัวกันแน่นใน hopper



บรรณานุกรม

- [1] ดร.วริทธิ์ อิงภากรณ์และชาญ อดินงาน,การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม1, กรุงเทพฯ:ซีเอ็ดยูเคชั่น,2541
- [2] ดร.วริทธิ์ อิงภากรณ์และชาญ อดินงาน,การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม2, กรุงเทพฯ:ซีเอ็ดยูเคชั่น,2541
- [3] ศจ. บุญญศักดิ์ ใจจงกิจ. เครื่องกลขนถ่าย ระบบขนถ่ายต่อเนื่อง,พิมพ์ครั้งที่1. โรงพิมพ์สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ,2524
- [4] รศ.บรรเลง ศรีนิล,ศศ. ประเสริฐ ก๊วยสมบุรณ์. ตารางโลหะ. พิมพ์ที่ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
- [5] ประเสริฐ เทียนนิมิตร ,ขวัญชัย สันทิพย์สมบุรณ์ ,เชื้อเพลิงและสารหล่อลื่น ,พิมพ์ที่ หจก.HN, 2532





เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณหาค่าปริมาณอากาศที่ต้องการใช้

พิจารณาที่ข้าวเปลือก 100 kg เมื่อนำไปผ่านกระบวนการสีจะสามารถแยกสัดส่วนของข้าวเปลือกได้ดังต่อไปนี้

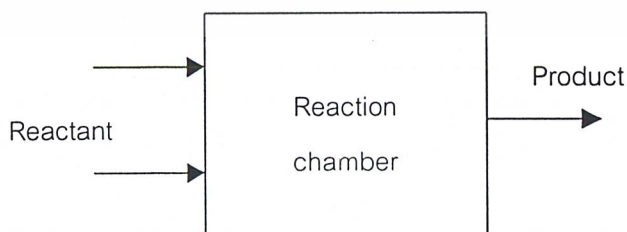
ตารางที่ 1 สัดส่วนของข้าวเปลือก

ส่วนประกอบ	จำนวน (Kg)
ข้าวสาร	44.14
ข้าวท่อน	18.04
ปลายข้าว	2.68
รำละเอียด	7.20
รำหยาบ	1.7
แกลบ	26.12

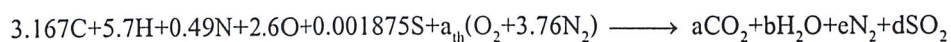
ตารางที่ 2 องค์ประกอบของเชื้อเพลิงรวม (แกลบ)

สาร	%	MW	จำนวนโมล
คาร์บอนมอนไดออกไซด์ C	38	12	3.167
ไฮโดรเจน H	5.7	1	5.7
ออกซิเจน O ₂	41.6	16	2.6
ไนโตรเจน N	0.69	14	0.049
ซัลเฟอร์ S	0.06	32	0.001875
ขี้เถ้า Ash	19.8	-	-

ทำการสมดุลสมการทางเคมี



จะได้สมการเคมีดังนี้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าที่ได้จากการ Balance

$$C : 3.167 = a$$

$$H : 5.7 = 2b$$

$$\therefore b = 2.85$$

$$S : 0.001875 = d$$

$$O : 2.6 + (a_{\text{th}} \times 2) = 2a + b + 2d$$

$$\therefore a_{\text{th}} = \frac{(2 \times 3.167) + 2.85 + (2 \times 0.001875) - 2.6}{2}$$

$$= 3.293875$$

$$N : 0.049 + (a_{\text{th}} \times 3.76 \times 2) = 2e$$

$$\therefore e = 12.40947$$

หาปริมาณความชื้นที่มากับอากาศแห้งจำนวน 4.76 $a_{\text{th}} = 4.76 \times 3.293875 \times 15.78845$ Kmol
ความดันย่อยของละอองน้ำในอากาศเท่ากับ

$$T_{\text{db}} = \text{Dry - bulb temperature} = 33 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\%RH = \text{Relative humidity} = 53\%$$

$$P_{\text{v,air}} = \phi_{\text{air}} P_{\text{sat,water}} @ 33^{\circ}\text{C} = 0.53 \times 5.0752 \text{ kPa} = 2.690 \text{ kPa}$$

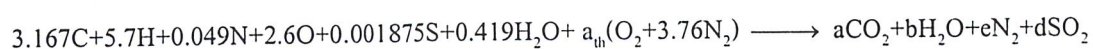
จำนวนโมลของละอองน้ำในอากาศเท่ากับ

จากสูตร
$$N_{\text{v,air}} = \left(\frac{P_{\text{v,air}}}{P_{\text{total}}} \right) N_{\text{total}}$$

$$N_{\text{v,air}} = \left(\frac{2.690 \text{ kPa}}{101.325 \text{ kPa}} \right) (15.678845 + N_{\text{v,air}})$$

$$N_{\text{v,air}} = 0.428 \text{ kmol}$$

ทำการสมดุลสมการทางเคมี โดยเอาจำนวนโมลของละอองน้ำมาแทนลงในสมการ



ทำการ Balance

$$C : 3.167 = a$$

$$H : 5.7 + (0.419 \times 2) = 2b$$

$$\therefore b = 3.269$$

$$S : 0.001875 = d$$

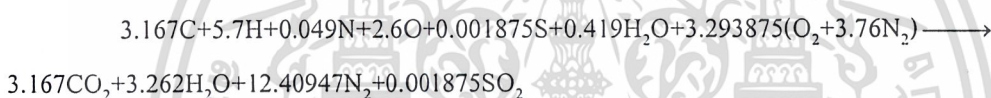
$$O : 2.6 + 0.419 + (a_{th} \times 2) = 2a + b + 2d$$

$$\therefore a_{th} = \frac{(2 \times 3.167) + 3.269 + (2 \times 0.001875) - 2.6 - 0.419}{2} = 3.293875$$

$$N : 0.049 + (a_{th} \times 3.76 \times 2) = 2e$$

$$\therefore e = 12.40947$$

\therefore นำค่าที่ได้จากการ Balance สมการมาแทนค่า จะได้สมการเผาไหม้พอดีดังต่อไปนี้



จากสูตร

$$\frac{A}{F_{(ratio)}} = \frac{m_{air}}{m_{fuel}}$$

$$m_{air} = 3.293875(4.76 \times 29) \text{ kmol} \times (0.428 \times 18) \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} = 462.269 \text{ kg}$$

$$m_{fuel} = (3.167 \times 12) + (5.7 \times 1) + (0.049 \times 14) + (2.6 \times 16) + (0.001875 \times 32) = 86.05 \text{ kg}$$

ดังนั้น

$$\frac{A}{F_{(ratio)}} = \frac{462.269}{86.05} = 5.372$$

กรณี Equivalent Ratio, $\Phi = 1$ จาก $\frac{A}{F_{(ratio)}}$ ที่ได้แสดงว่า

ถ้าใช้เชื้อเพลิงกลบ 1.0 kg ต้องใช้อากาศ 4.858 kg/min

ดังนั้น

ถ้าใช้เชื้อเพลิงกลบ 0.3 kg ต้องใช้อากาศ = $0.3 \times 4.858 \text{ kg/min} = 1.457 \text{ kg/min} = 0.024 \text{ kg/sec}$

การคำนวณอัตราส่วนสมมูล (Equivalence ratio ϕ)

หาได้จากสูตร

$$\phi = \frac{(A/F)_{\text{Stoic}}}{(A/F)_{\text{Actual}}} = \frac{(F/A)_{\text{Actual}}}{(F/A)_{\text{Stoic}}}$$

Fuel - rich mixtures, $\phi > 1$ มีเชื้อเพลิงมาก อากาศน้อย

Stoichiometric mixtures, $\phi = 1$ ปริมาณอากาศที่ใช้เท่ากับปริมาณที่ต้องใช้ทางทฤษฎี

Fuel - lean mixtures, $\phi < 1$ มีเชื้อเพลิงน้อย อากาศมาก

การคำนวณอัตราการไหล

เมื่อ A/F ratio = 5.372

ในการทดลองใช้แก๊สมีอัตราการไหล = 0.3 kg/min

ฉะนั้นจะใช้อากาศเท่ากับ = 0.3 x 5.372 kg/min

= 1.6116 kg/min

= (1.6116/60) kg/min

= 0.02686 kg/s

ตารางที่ 3 แสดงปริมาณอากาศที่ใช้ในการทดลอง

ϕ	Primary Air (kg/sec)			Secondary Air (kg/s)	
	100%	85%	75%	15%	25%
0.8	0.0336	0.0285	0.0252	0.00504	0.0084
1.0	0.0269	0.0229	0.0202	0.00403	0.0067
1.2	0.0224	0.0190	0.0168	0.00336	0.0056

การคำนวณหาค่าความแตกต่างระดับน้ำใน Manometer

โดยใช้แผ่น Orifice คำนวณหาอัตราการไหล

จากสมการความสูงของระดับน้ำในมานอมิเตอร์ของอากาศปฐมภูมิ

จากสูตร

$$\dot{m} = \frac{C_d \times A_t \times \sqrt{2\rho (P_1 - P_2)}}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_t}{A_1}\right)^2}}$$

$$0.022865 = 0.62(1.64 \times 10^{-3}) \frac{\sqrt{(2 \times 1.2)\Delta p}}{\sqrt{1 - (0.6)^4}}$$

$$\Delta P = 183.391 N / m^2$$

$$\Delta P = \rho_w gh$$

$$183.391 \frac{N}{m^2} = 1000 \frac{kg}{m^3} \times 9.81 \frac{m}{s^2} \times \Delta h m$$

$$\Delta h = 1.87 cm.$$

ตารางที่ 4 แสดงอัตราการไหลของอากาศปฐมภูมิและอากาศทุติยภูมิ

ϕ	Primary Air (kg/sec)		
	100%	85%	75%
0.8	4.03	2.91	2.27
1.0	2.58	1.87	1.45
1.2	1.79	1.29	1



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 1. มิติมาตรฐานและแรงประเมนของโรลลิงแบร์ริง (Co, C เป็น KN)

รูควม d (mm)	O.D. D (mm)	รัศมี ฟิลเลต สูงสุด(mm)	อนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง 0																	
			อนุกรมมิติ 10					อนุกรมมิติ 30												
			ความ หนา B (mm)	single deep groove ballbearing	row groove small Angle Ball bearing	Angular Contact		ความ หนา B (mm)	Double row Cylindrical Roller Bearing	Spherical Roller Bearing										
				C0	C	C0	c		C0	C	C0	c								
4																				
5																				
6																				
7	19	0.3	6			1.51														
8	22	0.3	7			2.51														
9	24	0.3	7			2.6														
10	26	0.3	8	1.96		3.51														
12	28	0.3	8	2.22		3.92														
15	32	0.3	9	2.51		4.29														
17	35	0.3	10	2.78		4.63														
20	42	0.6	12	4.45		7.21														
25	47	0.6	12	4.94		7.74			16	10.86	16.42									
30	55	1	13	6.9		10.19			19	14.06	20.51									
35	62	1	14	8.5		12.28	10.9	14.46	20	19.62	27.01									
40	68	1	15	9.3		12.9	12.37	15.53	21	24.07	32.31									
45	75	1	16	12.15		16.15	14.95	18.42	23	28.97	37.96									
50	80	1	16	13.08		16.78	16.73	19.62	23	31.86	40.27									
55	90	1	18	17		21.76	22.12	25.81	26	42.45	52.51									
60	95	1	18	18.29		22.65	23.36	26.43	26	46.28	55.62									
65	100	1	18	19.62		23.5	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	75.2									
80	125	1	22	31.28		36.67	42.01	44.28	34	82.77	92.56									
85	130	1	22	33.55		38.09	44.1	45.39	34	89.44	97.01									
90	140	1.5	24	39.11		44.5	52.51	54.29	37	103.68	113.03									
95	145	1.5	24	41.87		46.72	55.18	55.62	37	111.25	118.81									
100	150	1.5	24	41.87		46.28	57.85	56.96	37	119.26	124.15									

แบบรับแบบ Spherical roller สำหรับอนุกรมมิติ 30 มีขนาดเริ่มจากรูควม 120 mm

มุมสัมผัส น้อยกว่า 20 ให้ถือว่าเป็นแบบ small angle

ตาราง 2. สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ่มหน้า ตัด "D" ต่อเส้น PR (KW)

สำหรับสายพานยาว LP = 6380 mm และ ส่วนโค้ง = 180

dp (mm)	mw	ความเร็วรอบของล้อสายพานเล็ก n (rpm)										
		400	450	500	550	600	700	800	950	1000	1100	1200
สมรรถนะในการส่งกำลังต่อเส้น Pr(KW)												
315	1	8.22	8.99	9.72	10.41	11.07	12.27	13.34	14.66	15.02	15.61	16.03
	1.05	8.45	9.24	10	10.72	11.4	12.67	13.79	15.19	15.58	16.23	16.7
	1.2	8.89	9.73	10.54	11.32	12.06	13.44	14.67	16.23	16.68	17.43	18.02
	1.5	9.24	10.13	10.98	11.8	12.58	14.05	15.36	17.06	17.55	18.39	19.06
	>=3	9.48	10.4	11.29	12.14	12.95	14.48	1.86	7.65	18.16	19.07	9.8
355	1	10.32	11.31	12.24	13.14	13.99	15.55	16.92	18.6	19.05	19.78	2.27
	1.05	10.55	1.56	12.52	13.45	14.32	15.94	17.37	19.13	19.61	20.4	20.95
	1.2 *	10.99	12.05	13.07	14.05	14.98	16.71	18.25	20.17	20.71	21.61	22.27
	1.5	11.34	12.44	13.51	14.53	15.5	17.32	18.94	21	21.58	22.57	23.31
	>=3	11.58	12.72	13.82	14.87	15.87	17.75	19.44	21.59	22.2	23.24	24.05
400	1	12.64	13.86	15.02	16.13	17.17	19.09	20.75	22.73	23.24	24.03	24.49
	1.05	12.87	14.11	15.3	16.43	17.51	19.48	21.2	23.26	23.8	24.65	25.16
	1.2	13.3	14.61	15.85	17.04	18.17	20.25	22.08	24.31	24.9	25.86	26.48
	1.5	13.65	15	16.29	17.52	18.69	20.86	22.77	25.013	25.77	26.82	27.53
	>=3	13.9	15.27	16.59	17.86	19.06	21.29	23.27	25.72	26.39	27.49	28.27
450	1	15.16	16.63	18.02	19.34	20.59	22.84	24.75	26.92	27.44	28.16	28.41
	1.05	15.39	16.88	18.3	19.65	20.92	23.23	25.2	27.45	28	28.77	29.08
	1.2	15.83	17.37	18.85	20.25	21.58	24	26.07	28.49	29.1	29.98	30.4
	1.5	16.17	17.77	19.29	20.73	22.1	24.61	26.77	29.32	29.97	30.94	31.45
	>=3	16.42	18.04	19.59	21.07	22.47	25.04	27.26	29.91	30.58	31.62	32.19
500	1	17.63	19.32	20.93	22.44	23.86	26.38	28.46	30.64	31.1	31.59	31.45
	1.05	17.85	19.58	21.21	22.75	24.2	26.77	28.9	31.18	31.66	32.2	32.12
	1.2	18.29	20.07	21.76	23.36	24.86	27.54	29.78	32.22	32.76	3.41	33.44
	1.5	18.64	20.46	22.2	23.84	25.38	28.15	30.48	33.05	33.63	34.37	35.22
	>=3	18.89	20.74	22.5	24.18	25.75	28.58	30.97	33.63	34.25	35.05	
560	1	20.51	22.46	24.3	26.01	27.59	30.34	32.49	34.45	34.74	34.7	
	1.05	0.73	22.72	24.58	26.32	27.93	30.74	32.94	34.99	35.3	35.32	
	1.2	21.17	23.21	25.13	26.92	28.59	31.51	3.82	36.03	36.4	36.53	
	1.5	21.52	23.6	25.56	27.4	29.11	32.12	34.52	36.86	37.27	37.49	
	>=3	21.77	23.88	25.87	27.74	29.48	32.55	35.01	37.44	37.88	38.17	
630	1	23.77	25.99	28.05	29.94	31.67	34.54	36.59	37.9	37.82		
	1.05	23.99	26.24	28.33	30.25	32	34.93	37.03	38.43	38.88		
	1.2	24.43	26.73	28.88	30.86	32.66	35.7	37.91	39.48	39.48		
	1.5	24.78	27.12	29.31	31.34	33.18	36.31	38.61	40.3	40.35		
	>=3	25.03	27.4	29.62	31.68	33.55	37.4	39.1	40.89	40.97		

ตาราง 3 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ้มหน้า ตัด " D " ต่อเส้น PR (KW)
สำหรับสายพานยาว LP = 6380 mm และ ส่วนโค้ง = 180

ความเร็วรอบของล้อสายพานเล็ก n (rpm)												
dp (mm)	mw	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900
		สมรรถนะในการส่งกำลังต่อเส้น Pr(KW)										
450	1	17.52	19.09	20.55	21.91	23.16	24.3	25.32	26.22	27	27.64	28.52
	1.05	17.95	19.57	21.09	22.5	23.81	25	26.08	27.03	27.86	28.56	29.55
	1.2	18.8	20.52	22.15	23.66	25.07	26.37	27.55	28.61	29.55	30.35	31.55
	1.5	19.46	21.27	22.98	24.53	26.07	27.45	28.72	29.86	30.88	31.77	33.13
	>=3	19.94	21.81	23.57	25.23	26.78	28.2	29.55	30.75	31.83	32.78	34.26
500	1	21.14	23.05	24.82	26.48	27.99	29.35	30.56	31.61	32.5	33.21	34.09
	1.05	21.57	23.54	25.37	27.07	28.63	30.05	31.31	32.42	33.36	34.13	35.11
	1.2	22.42	24.49	26.43	28.23	29.9	31.42	32.79	34	35.04	35.92	37.12
	1.5	23.08	25.24	27.26	29.15	30.9	32.5	33.96	35.25	36.38	37.34	38.7
	>=3	23.56	25.77	27.85	29.8	31.61	33.27	34.78	36.14	37.33	38.34	39.83
560	1	25.38	27.67	29.79	31.74	33.5	35.07	36.43	37.58	38.51	39.2	39.84
	1.05	25.81	28.15	30.33	32.33	34.15	35.77	37.19	38.39	39.37	40.12	40.86
	1.2	26.65	29.1	31.38	33.49	35.41	37.14	38.66	39.97	41.06	41.91	42.86
	1.5	27.32	29.85	32.22	34.41	36.41	38.22	39.83	41.22	42.39	43.33	44.45
	>=3	27.79	30.39	32.81	35.06	37.12	38.99	40.66	42.11	43.34	44.51	45.57
630	1	30.17	32.86	35.32	37.55	39.53	41.24	42.68	43.82	44.65	46.07	45.12
	1.05	30.6	33.34	35.86	38.14	40.17	41.94	43.43	44.62	45.51	47.86	46.14
	1.2	31.44	34.29	36.91	39.3	41.4	43.31	44.9	46.2	47.19	49.28	48.14
	1.5	32.11	35.04	37.75	40.22	42.44	44.39	46.07	47.46	48.53	50.28	49.73
	>=3	32.59	35.57	38.34	40.87	43.12	45.16	46.9	48.34	49.48	50.45	50.85
710	1	35.44	38.51	41.28	43.73	45.84	47.58	48.93	49.88	50.39	51.37	
	1.05	35.87	39	41.82	44.32	46.48	48.28	49.69	50.69	51.26	51.37	
	1.2	36.71	39.94	42.87	45.48	47.75	49.65	51.16	52.27	52.94	53.16	
	1.5	37.38	40.7	43.71	46.4	48.75	50.73	52.33	53.52	54.28	54.58	
	>=3	37.85	41.23	43.3	47.05	49.46	51.5	53.16	54.41	55.22	55.58	
800	1	41.09	44.5	47.5	50.05	52.14	53.72	54.75	55.22			
	1.05	41.52	44.98	48.04	50.65	52.78	54.42	55.51	56.03			
	1.2	42.36	45.93	49.09	51.81	54.05	55.78	56.98	57.61			
	1.5	43.03	46.68	49.92	52.72	55.05	56.87	58.15	58.86			
	>=3	43.5	47.22	50.52	53.37	55.76	57.64	58.98	59.75			
900	1	47	50.65	53.75	56.23	58.05	59.18					
	1.05	47.43	51.14	54.28	56.82	58.7	59.88					
	1.2	48.27	52.09	55.34	57.98	59.96	61.25					
	1.5	48.94	52.84	56.17	58.9	60.97	62.33					
	>=3	49.41	53.37	56.76	59.55	61.68	63.1					

ตาราง 4 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ่มหน้า ตัด " Z " ต่อเส้น PR (KW)

สำหรับสายพานยาว LP = 824 mm และ ส่วนโค้ง = 180

dp (mm)	mw	ความเร็วรอบของล้อสายพานเล็ก n (rpm)										
		400	700	800	950	1200	1450	2000	2400	2850	3200	3600
50	1	0.13	0.21	0.22	0.25	0.3	0.35	0.44	0.5	0.56	0.6	0.65
	1.05	0.13	0.21	0.23	0.26	0.31	0.36	0.46	0.52	0.59	0.63	0.68
	1.2	0.14	0.22	0.24	0.28	0.34	0.39	0.49	0.56	0.64	0.69	0.74
	1.5	0.15	0.23	0.26	0.29	0.35	0.41	0.52	0.6	0.68	0.73	0.79
	>=3	0.15	0.24	0.26	0.3	0.36	0.42	0.54	0.62	0.71	0.77	0.83
56	1	0.16	0.25	0.28	0.33	0.39	0.45	0.58	0.66	0.75	0.81	0.87
	1.05	0.17	0.26	0.29	0.33	0.4	0.47	0.6	0.68	0.77	0.84	0.9
	1.2	0.17	0.27	0.31	0.35	0.42	0.49	0.63	0.73	0.82	0.89	0.97
	1.5	0.18	0.28	0.32	0.36	0.44	0.51	0.66	0.76	0.86	0.94	1.02
	>=3	0.18	0.29	0.32	0.37	0.45	0.53	0.68	0.78	0.89	0.97	1.05
63	1	0.2	0.32	0.35	0.41	0.49	0.57	0.74	0.84	0.96	1.04	1.12
	1.05	0.2	0.32	0.36	0.42	0.5	0.59	0.75	0.87	0.98	1.07	1.16
	1.2	0.21	0.34	0.38	0.43	0.52	0.61	0.79	0.91	1.03	1.12	1.22
	1.5	0.22	0.35	0.39	0.45	0.54	0.63	0.82	0.94	1.07	1.17	1.27
	>=3	0.22	0.35	0.39	0.46	0.55	0.65	0.84	0.97	1.1	1.2	1.31
71	1	0.24	0.39	0.43	0.5	0.61	0.71	0.91	1.05	1.19	1.3	1.4
	1.05	0.25	0.39	0.44	0.51	0.62	0.72	0.93	1.07	1.22	1.32	1.43
	1.2	0.25	0.41	0.45	0.52	0.64	0.75	0.97	1.12	1.27	1.38	1.5
	1.5	0.26	0.42	0.47	0.54	0.65	0.77	0.99	1.15	1.31	1.43	1.55
	>=3	0.26	0.42	0.47	0.55	0.67	0.78	1.01	1.17	1.34	1.46	1.58
80	1	0.29	0.46	0.52	0.6	0.73	0.85	1.11	1.28	1.45	1.57	1.7
	1.05	0.29	0.47	0.53	0.61	0.74	0.87	1.13	1.3	1.48	1.6	1.73
	1.2	0.3	0.48	0.54	0.63	0.76	0.89	1.16	1.34	1.53	1.66	1.8
	1.5	0.3	0.49	0.55	0.64	0.78	0.91	1.19	1.37	1.57	1.7	1.85
	>=3	0.31	0.5	0.56	0.65	0.79	0.93	1.21	1.4	1.59	1.74	1.88
90	1	0.34	0.55	0.62	0.71	0.87	1.02	1.32	1.52	1.73	1.87	2.01
	1.05	0.34	0.56	0.62	0.72	0.88	1.03	1.34	1.54	1.75	1.9	2.05
	1.2	0.35	0.57	0.64	0.74	0.9	1.06	1.37	1.58	1.8	1.95	2.11
	1.5	0.36	0.58	0.65	0.75	0.92	1.08	1.4	1.62	1.84	2	2.16
	>=3	0.36	0.59	0.66	0.76	0.93	1.09	1.42	1.64	1.87	2.03	2.2
100	1	0.39	0.63	0.71	0.82	1.01	1.18	1.53	1.76	1.99	2.15	2.31
	1.05	0.39	0.64	0.72	0.83	1.02	1.19	1.55	1.78	2.01	2.18	2.34
	1.2	0.4	0.65	0.73	0.85	1.04	1.22	1.58	1.82	2.06	2.23	2.4
	1.5	0.41	0.66	0.74	0.86	1.05	1.24	1.61	1.85	2.1	2.28	2.45
	>=3	0.41	0.67	0.75	0.87	1.07	1.25	1.63	1.88	2.13	2.31	2.49

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 5 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ้มหน้า ตัด " Y " ต่อเส้น PR (KW)
สำหรับสายพานยาว LP=319 mm และส่วนโค้ง = 180

dp (mm)	mw	ความเร็วรอบของล้อสายพานเล็ก n (rpm)										
		400	700	800	950	1200	1450	1600	2000	2400	2850	3200
		สมรรถนะในการส่งกำลังต่อเส้น Pr(KW)										
25	1	0.02	0.04	0.04	0.05	0.06	0.07	0.07	0.09	0.1	0.11	0.12
	1.05	0.02	0.04	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.1	0.12	0.13
	1.2	0.03	0.04	0.05	0.05	0.06	0.07	0.08	0.1	0.11	0.13	0.14
	1.5	0.03	0.04	0.05	0.05	0.07	0.08	0.08	0.1	0.11	0.13	0.14
	>=3	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.1	0.12	0.14	0.15
28	1	0.03	0.05	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.11	0.13	0.15	0.16
	1.05	0.03	0.05	0.05	0.06	0.07	0.09	0.09	0.11	0.13	0.15	0.16
	1.2	0.03	0.05	0.06	0.06	0.08	0.09	0.1	0.12	0.14	0.16	0.17
	1.5	0.03	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.1	0.12	0.14	0.16	0.18
	>=3	0.03	0.05	0.06	0.07	0.08	0.1	0.1	0.12	0.15	0.17	0.18
31.5	1	0.04	0.06	0.06	0.07	0.09	0.1	0.11	0.14	0.16	0.18	0.2
	1.05	0.04	0.06	0.06	0.07	0.09	0.11	0.12	0.14	0.16	0.19	0.2
	1.2	0.04	0.06	0.07	0.08	0.09	0.11	0.12	0.14	0.17	0.19	0.21
	1.5	0.04	0.06	0.07	0.08	0.1	0.11	0.12	0.15	0.17	0.2	0.22
	>=3	0.04	0.06	0.07	0.08	0.1	0.12	0.13	0.15	0.18	0.2	0.22
35.5	1	0.04	0.07	0.08	0.09	0.11	0.13	0.14	0.17	0.19	0.22	0.24
	1.05	0.04	0.07	0.08	0.09	0.11	0.13	0.14	0.17	0.2	0.23	0.25
	1.2	0.04	0.07	0.08	0.09	0.11	0.13	0.14	0.17	0.2	0.23	0.26
	1.5	0.04	0.07	0.08	0.09	0.12	0.14	0.15	0.18	0.21	0.24	0.26
	>=3	0.05	0.07	0.08	0.1	0.12	0.14	0.15	0.18	0.21	0.24	0.27
40	1	0.05	0.08	0.09	0.11	0.13	0.15	0.16	0.2	0.23	0.27	0.29
	1.05	0.05	0.08	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	0.2	0.23	0.27	0.3
	1.2	0.05	0.08	0.09	0.11	0.13	0.16	0.17	0.21	0.24	0.28	0.31
	1.5	0.05	0.09	0.1	0.11	0.14	0.16	0.17	0.21	0.25	0.28	0.31
	>=3	0.05	0.09	0.1	0.11	0.14	0.16	0.18	0.21	0.25	0.29	0.32
45	1	0.06	0.1	0.11	0.12	0.15	0.18	0.19	0.24	0.27	0.32	0.35
	1.05	0.06	0.1	0.11	0.13	0.15	0.18	0.2	0.24	0.28	0.32	0.35
	1.2	0.06	0.1	0.11	0.13	0.16	0.18	0.2	0.24	0.28	0.33	0.36
	1.5	0.06	0.1	0.11	0.13	0.16	0.19	0.2	0.25	0.29	0.33	0.37
	>=3	0.06	0.1	0.11	0.13	0.16	0.19	0.21	0.25	0.29	0.34	0.37
50	1	0.07	0.11	0.12	0.14	0.17	0.21	0.22	0.27	0.32	0.36	0.4
	1.05	0.07	0.11	0.12	0.14	0.18	0.21	0.23	0.27	0.32	0.37	0.4
	1.2	0.07	0.11	0.13	0.15	0.18	0.21	0.23	0.28	0.33	0.38	0.41
	1.5	0.07	0.11	0.13	0.15	0.18	0.21	0.23	0.28	0.33	0.38	0.42
	>=3	0.07	0.11	0.13	0.15	0.18	0.22	0.24	0.29	0.33	0.39	0.42

ตาราง 6 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ้มหน้า ตัด " C" ต่อเส้น PR (KW)
สำหรับสายพานยาว LP =3811 mm และส่วนโค้ง = 180

dp (mm)	mw	ความเร็วรอบของล้อสายพานเล็ก n (rpm)									
		700	800	950	1000	1200	1300	1450	1800	2000	2400
		สมรรถนะในการส่งกำลังต่อเส้น Pr(KW)									
180	1	3.65	4.04	4.57	4.73	5.05	5.34	5.62	6.64	6.87	6.99
	1.05	3.76	4.16	4.71	4.88	5.22	5.53	5.81	6.91	7.17	7.35
	1.2	3.97	4.39	4.99	5.18	5.54	5.88	6.2	7.44	7.76	8.06
	1.5	4.13	4.58	5.21	5.41	5.8	6.16	6.5	7.86	8.23	8.62
	>=3	4.25	4.71	5.37	5.58	5.98	6.36	6.72	8.16	8.56	9.02
200	1	4.5	4.98	5.65	5.86	6.27	6.64	7.45	8.27	8.55	8.67
	1.05	4.6	5.1	5.8	6.01	6.43	6.82	7.67	8.54	8.86	9.03
	1.2	4.81	5.34	6.08	6.31	6.76	7.18	8.1	9.08	9.45	9.74
	1.5	4.98	5.52	6.3	6.54	7.01	7.46	8.44	9.5	9.92	10.3
	>=3	5.09	5.66	6.46	6.71	7.2	7.66	8.68	9.8	10.25	10.7
224	1	5.49	6.09	6.92	7.18	7.68	8.14	9.13	10.09	10.38	10.36
	1.05	5.6	6.21	7.07	7.34	7.85	8.32	9.35	10.36	10.68	10.72
	1.2	5.81	6.45	7.35	7.63	8.17	8.68	9.78	10.89	11.28	11.43
	1.5	5.97	6.64	7.57	7.87	8.43	8.96	10.12	11.31	11.75	11.99
	>=3	6.09	6.77	7.73	8.03	8.61	9.16	10.36	11.61	12.08	12.39
250	1	6.55	7.27	8.26	8.57	9.16	9.7	10.84	11.86	12.1	11.76
	1.05	6.66	7.39	8.41	8.72	9.32	9.88	11.06	12.13	12.41	12.12
	1.2	6.86	7.62	8.69	9.02	9.65	10.24	11.49	12.66	13	12.83
	1.5	7.03	7.81	8.91	9.25	9.91	10.52	11.82	13.08	13.47	13.39
	>=3	7.14	7.94	9.07	9.42	10.09	10.72	12.07	13.38	13.8	13.79
280	1	7.74	8.59	9.75	10.11	10.79	11.4	12.65	13.63	13.72	
	1.05	7.85	8.71	9.9	10.26	10.96	11.59	12.87	13.9	14.02	
	1.2	8.06	8.95	10.18	10.56	11.28	11.94	13.3	14.43	14.62	
	1.5	8.22	9.13	10.4	10.79	11.54	12.22	13.64	14.85	15.08	
	>=3	8.34	9.27	10.56	10.96	11.72	12.42	13.88	15.15	15.42	
315	1	9.1	10.08	11.42	11.83	12.58	13.26	14.55	15.29	15.06	
	1.05	9.21	10.2	11.56	11.98	12.75	13.44	14.77	15.56	15.37	
	1.2	9.41	10.44	11.84	12.27	13.08	13.8	15.2	16.09	15.96	
	1.5	9.58	10.63	12.06	12.51	13.33	14.08	15.54	16.51	16.43	
	>=3	9.69	10.76	12.22	12.67	13.52	14.28	15.78	16.81	16.76	
355	1	10.6	11.72	13.22	13.67	14.48	15.19	16.4	16.59		
	1.05	10.7	11.84	13.36	13.82	14.65	15.37	16.62	16.87		
	1.2	10.91	12.07	13.64	14.11	14.97	15.72	17.05	17.4		
	1.5	11.08	12.26	13.86	14.35	15.23	16	17.39	17.82		
	>=3	11.19	12.39	14.02	14.51	15.42	16.2	17.63	18.12		

ตาราง 7 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิมน้ำ ตัด " B" ต่อเส้น PR (KW)

สำหรับสายพานยาว LP =2282 mmและส่วนโค้ง = 180

dp (mm)	mw	ความเร็วรอบของล้อสายพานเล็ก n (rpm)										
		700	800	950	1000	1200	1450	1800	2000	2400	2850	3200
		สมรรถนะในการส่งกำลังต่อเส้น Pr(KW)										
112	1	1.23	1.36	1.55	1.6	1.83	2.07	2.37	2.51	2.27	2.89	2.93
	1.05	1.27	1.41	1.6	1.66	1.9	2.16	2.48	2.63	2.88	3.06	3.12
	1.2	1.36	1.5	1.71	1.78	2.04	2.33	2.69	2.87	3.16	3.39	3.49
	1.5	1.42	1.58	1.8	1.87	2.15	2.46	2.85	3.05	3.38	3.65	3.78
	>=3	1.47	1.63	1.86	1.94	2.22	2.56	2.97	3.18	3.54	3.84	3.99
125	1	1.56	1.73	1.98	2.06	2.35	2.69	3.1	3.3	3.62	3.84	3.91
	1.05	1.6	1.78	2.03	2.11	2.42	2.77	3.2	3.41	3.76	4.01	4.1
	1.2	1.69	1.87	2.14	2.23	2.56	2.94	3.41	3.65	4.04	4.34	4.47
	1.5	1.75	1.95	2.23	2.32	2.67	3.08	3.58	3.83	4.26	4.6	4.76
	>=3	1.8	2	2.29	2.39	2.75	3.17	3.69	3.96	4.41	4.79	4.97
140	1	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	2.2	2.52	2.63	3.02	3.47	4.01	4.28	4.71	5.02	5.11
	1.2	2.06	2.3	2.63	2.74	3.16	3.63	4.22	4.51	4.99	5.35	5.48
	1.5	2.13	2.37	2.72	2.83	3.27	3.77	4.39	4.7	5.21	5.61	5.78
	>=3	2.17	2.42	2.78	2.9	3.35	3.86	4.5	4.83	5.37	5.8	5.98
160	1	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
	1.2	2.55	2.85	3.27	3.41	3.93	4.53	5.25	5.61	6.17	6.54	6.62
	1.5	2.62	2.92	3.36	3.5	4.04	4.66	5.42	5.79	6.39	6.8	6.91
	>=3	2.66	2.98	3.42	3.57	4.12	4.76	5.54	5.92	6.55	6.99	7.12
180	1	2.92	3.25	3.73	3.89	4.47	5.13	5.91	6.28	6.8	7.04	6.93
	1.05	2.96	3.3	3.79	3.95	4.54	5.22	6.02	6.39	6.94	7.21	7.12
	1.2	3.04	3.39	3.9	4.06	4.68	5.39	6.23	6.63	7.22	7.54	7.49
	1.5	3.1	3.47	3.99	4.16	4.79	5.52	6.39	6.81	7.44	7.8	7.78
	>=3	3.15	3.52	4.05	4.22	4.87	5.62	6.51	6.94	7.6	7.99	7.99
200	1	3.39	3.79	4.35	4.53	5.2	5.96	6.83	7.21	7.73	7.04	7.5
	1.05	3.44	3.83	4.4	4.59	5.27	6.04	6.93	7.33	7.87	7.21	7.69
	1.2	3.52	3.93	4.51	4.7	5.41	6.21	7.14	7.57	8.15	7.54	8.08
	1.5	3.58	4	4.6	4.79	5.52	6.35	7.31	7.75	8.37	7.8	8.36
	>=3	3.63	4.05	4.66	4.86	5.6	6.44	7.43	7.88	8.52	7.99	8.56
224	1	3.96	4.41	5.06	5.27	6.05	6.9	7.84	8.23	8.64	7.82	
	1.05	4	4.46	5.12	5.33	6.12	6.98	7.94	8.35	8.79	7.99	
	1.2	4.08	4.55	5.23	5.45	6.26	7.15	8.15	8.58	9.07	8.32	
	1.5	4.14	4.63	5.32	5.54	6.37	7.29	8.32	8.76	9.29	8.58	
	>=3	4.19	4.68	5.38	5.6	6.45	7.38	8.44	8.89	9.44	8.77	

ตาราง 8. ตัวประกอบของสายพาน

ชนิดของสายพาน	Ns
สายพานลิ่ม	1.5-2.0
สายพานแบน	2.0-4.0

ตาราง 9. ตัวประกอบของเฟือง

คุณภาพเฟือง	Ns
เฟืองซึ่งตัดฟันอย่างดีมาก	1.05-1.1
เฟืองที่ใช้ทั่วไป	1.1-1.3

ตาราง 10. ตัวประกอบของแรงกระแทก

ชนิดของแรง	Ns		
	บอลแบริง	โรลเลอร์ แบริง	ตัวอย่าง
แรงเรียบสม่ำเสมอ	1	1	มอเตอร์ไฟฟ้า, เครื่องอัดอากาศ
แรงกระแทกเล็กน้อย	1.5	1	เครื่องตัดโลหะ, บันจัน
แรงกระแทกอย่างหนัก	2.0-3.0	1.3-2	เครื่องบดแร่, เครื่องเขย่า

ตาราง 11. ตัวประกอบ X และ Y สำหรับโรลเลอร์แบร์ริง

Contact Angle	$\frac{IF_a^1}{C_0}$	Single-row Bearing ² $F_a / VFr > e$		Double Row Bearing ³				e
				$F_a / VFr \leq e$		$F_a / VFr \geq e$		
		x	y	x	y	x	y	
Deep groove ball bearing								
	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								
5	0.014		Use X,Y		2.78		3.74	0.23
	0.028		and		2.4		3.23	0.26
	0.056		E values		2.07		2.78	0.30
	0.085		Applicable		1.87		2.52	0.34
	0.11	0.56	To single	1.0	1.75	0.78	2.36	0.36
			row deep					
			groove					
			bearing					
	0.17				1.58		2.13	0.40
	0.28				1.39		1.87	0.45
	0.42				1.26		1.69	0.50
	0.56				1.21		1.63	0.52
10	0.014		1.88		2.18		3.06	0.29
	0.029		1.71		1.98		2.78	0.32
	0.057		1.52		1.76		2.47	0.36
	0.086		1.41		1.63		2.29	0.38
	0.11	0.46	1.34	1.0	1.55	0.75	2.18	0.40
	0.17		1.23		1.42		2.00	0.44
	0.29		1.10		1.27		1.79	0.49
	0.43		1.01		0.17		1.64	0.54
	0.57		1.00		0.16		1.63	0.54

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 11.(ต่อ) ตัวประกอบ X และ Y สำหรับโรลเลอร์เบริง

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

ตาราง 12. ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส N_a สำหรับสายพานลิ่ม

$\frac{D_p - d_p}{C}$	ส่วนโค้งสัมผัส α	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	120	0.82
1.15	110	0.78
1.3	100	0.73
1.45	90	0.68

ตาราง 13 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ d_p ของล้อยายพานลิ้ม

ตามมาตรฐาน ISO/R 52-1975 (E) และ

ISO/R 253-2962 (E)

ขนาดเป็น mm

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

ตาราง 14 ตัวประกอบใช้งาน

k_1	สภาวะการทำงาน
1.3	งานเบา ทำงานคงที่
1.5	งานปานกลาง
2.0	งานหนัก แรงกระตุก เปิดปิดบ่อยครั้ง

ตาราง 15 ค่าตัวประกอบ k_2

หน้าตัดสายพาน	K_2
Y	0.049
Z	0.126
A	0.217
B	0.385
C	0.637
D	1.332

ตาราง 16 ขนาดสายพานลิ้มและล้อสายพานลิ้ม ตามมาตรฐาน

ISO /R 52-1957(E) และ ISO /R 256 – 1963 (E)

หน้าตัดสายพาน		Y	Z	A	B	C	D	E
L_p		5.3	8.5	11	14	14	27	32
H		4	6	8	11	11	19	25
b_w		5.3	8.5	11	14	14	27	32
Bl		6.3	9.7	12.7	16.3	26.3	32	40
C		1.6	2	2.8	3.5	3.5	8.1	12
E		8 ± 0.3	12 ± 0.3	15 ± 0.3	19 ± 0.4	25.5 ± 0.5	37 ± 0.6	44.5 ± 7
F		6 ± 0.5	8 ± 0.6	10 ± 0.6	12.5 ± 0.8	17 ± 1	24 ± 2	29 ± 2
t_{min}		7	11	14	18	24	28	33
32	ϕ	≤ 63	-	-	-	-	-	-
34	สำหรับ	-	63-80	90-118	140-190	2224-315	-	-
หน้าตัดสายพาน		Y	Z	A	B	C	D	E
36	เส้นผ่าน	63	-	-	-	-	≤ 500	≤ 630
38	ศูนย์กลางพิตช์ d_p	-	>80	>118	>190	>315	>500	>630
B_2	1	12	16	20		34	48	58
	2	20	28	35		59.5	85	102.5
	3	28	40	50		85	122	147
	4	36	52	65		110.5	159	191.5
	5	44	64	80		136	196	236
	6	52	76	95	120	161.5	233	280.5
	7	60	88	110	139	187	270	325
	8		100	125	158	212.5	307	369.5
	9		112	140	177	238	344	411
	10		124	155	196	263.5	381	458.5
	11		136	170	215	289	418	503
	12		148	185	234	314.5	455	547.5
$d_{p min}$		28	50	80	125	200	355	500

ตาราง 17 ขนาดลิ้มมาตรฐานที่ใช้กับเพลานขนาดต่างๆ

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

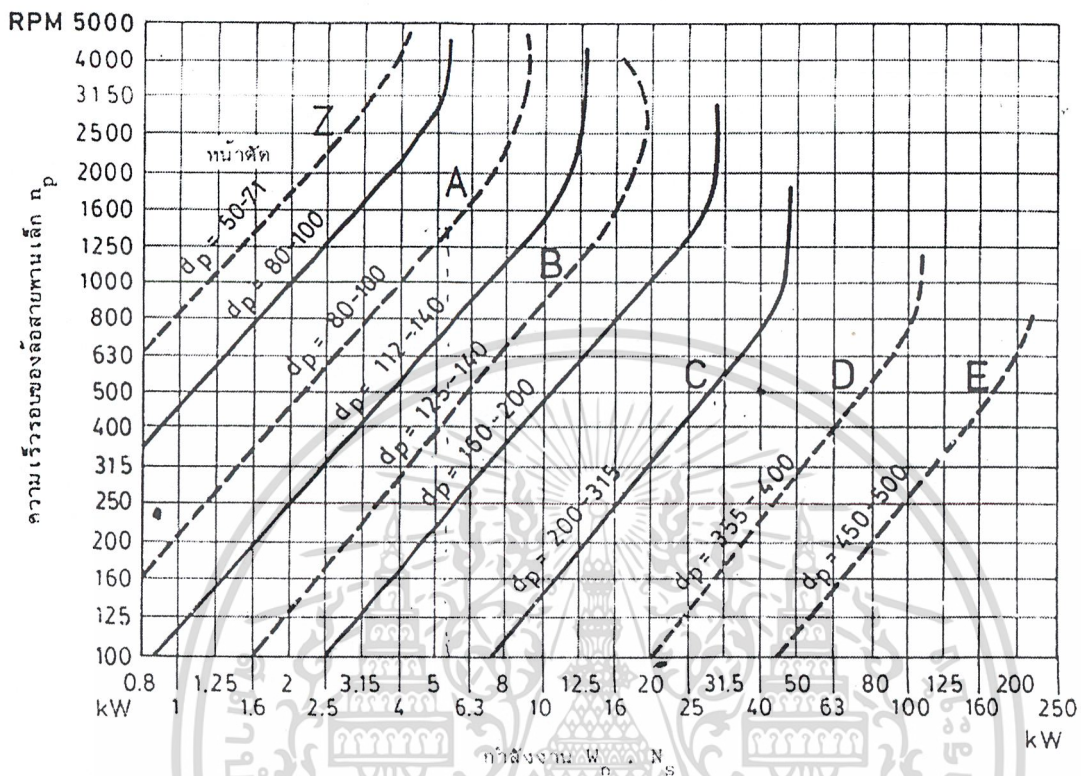
ขนาดมาตรฐานของประเทศสหพันธ์สาธารณรัฐเยอรมัน ความยาวลิ้มที่ควรเลือกใช้ตามมาตรฐานระหว่างประเทศ เป็น mm คือ

6 8 10 12 14 16 18 20 22 25 28 32 36 40 45 50 56 63 70 80 90 100 110 125 140 160 180

เอกสารนี้เมื่อ 200 220 250 280 320 360 400 การใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

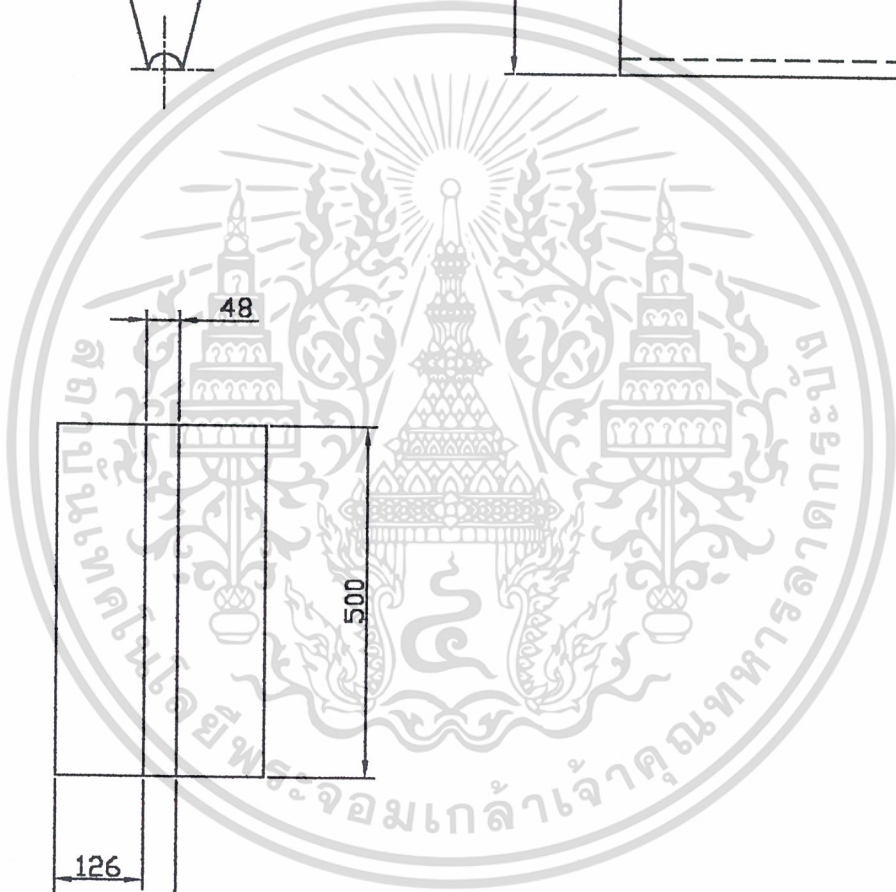
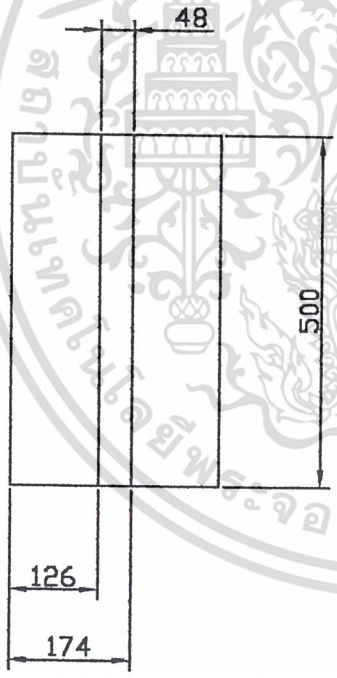
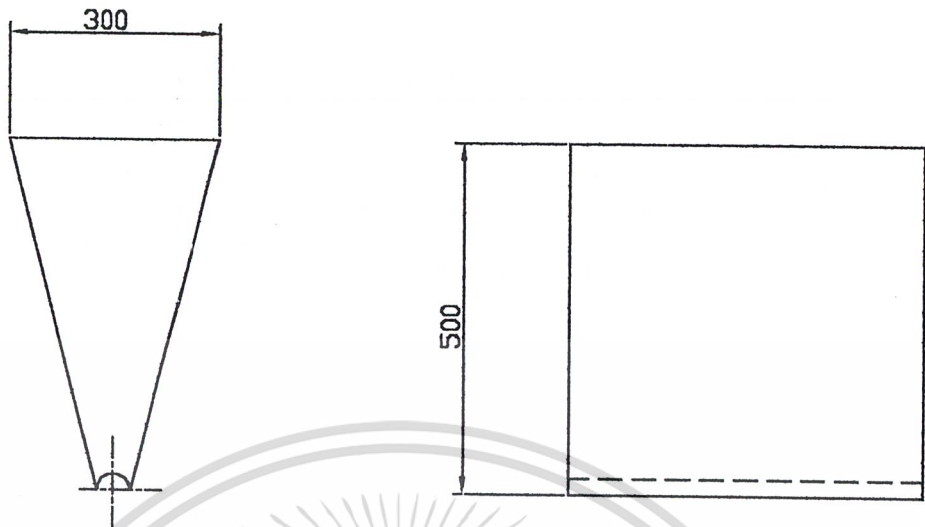
รูปที่ 1 แผนภูมิที่ใช้เลือกขนาดหน้าตัดของสายพานลิ้ม






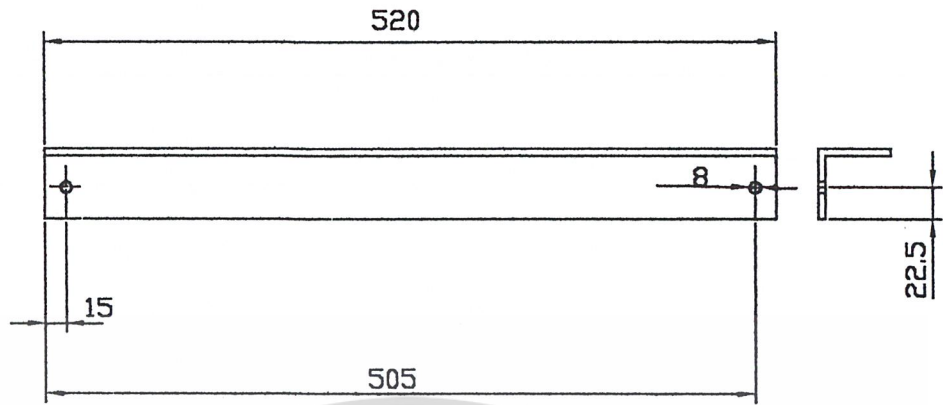
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1

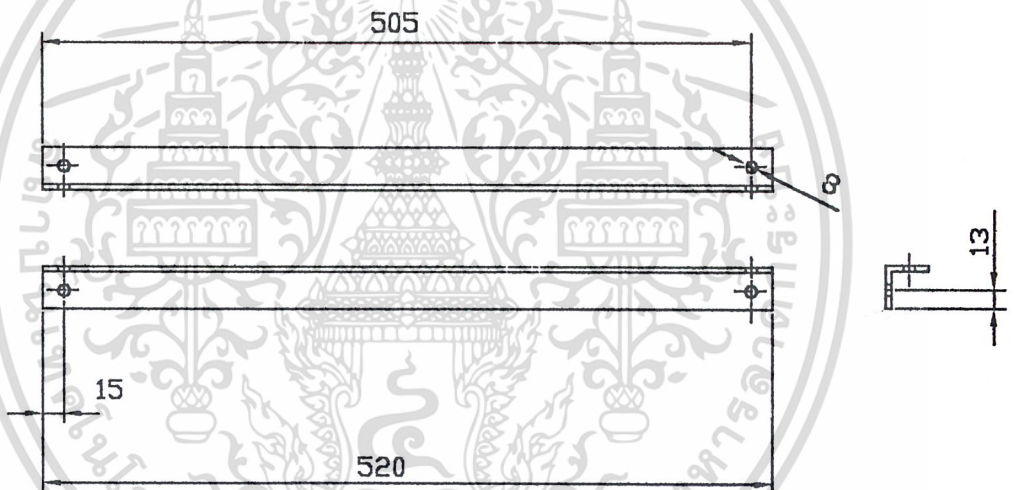


1	hopper	300x500x500	DIN 1547	ME42515700-1	1
number	work name	dimension	standard	drawing number	No
name	Rattanon Dangswai	42515784	scale 1:10	KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG	
	Samart Jariyagun	42515790			
	Arun Chiukha	42515798			
work name	AUTOMATIC FEED HUSK MACHINE			drawing number	ME42515700

2



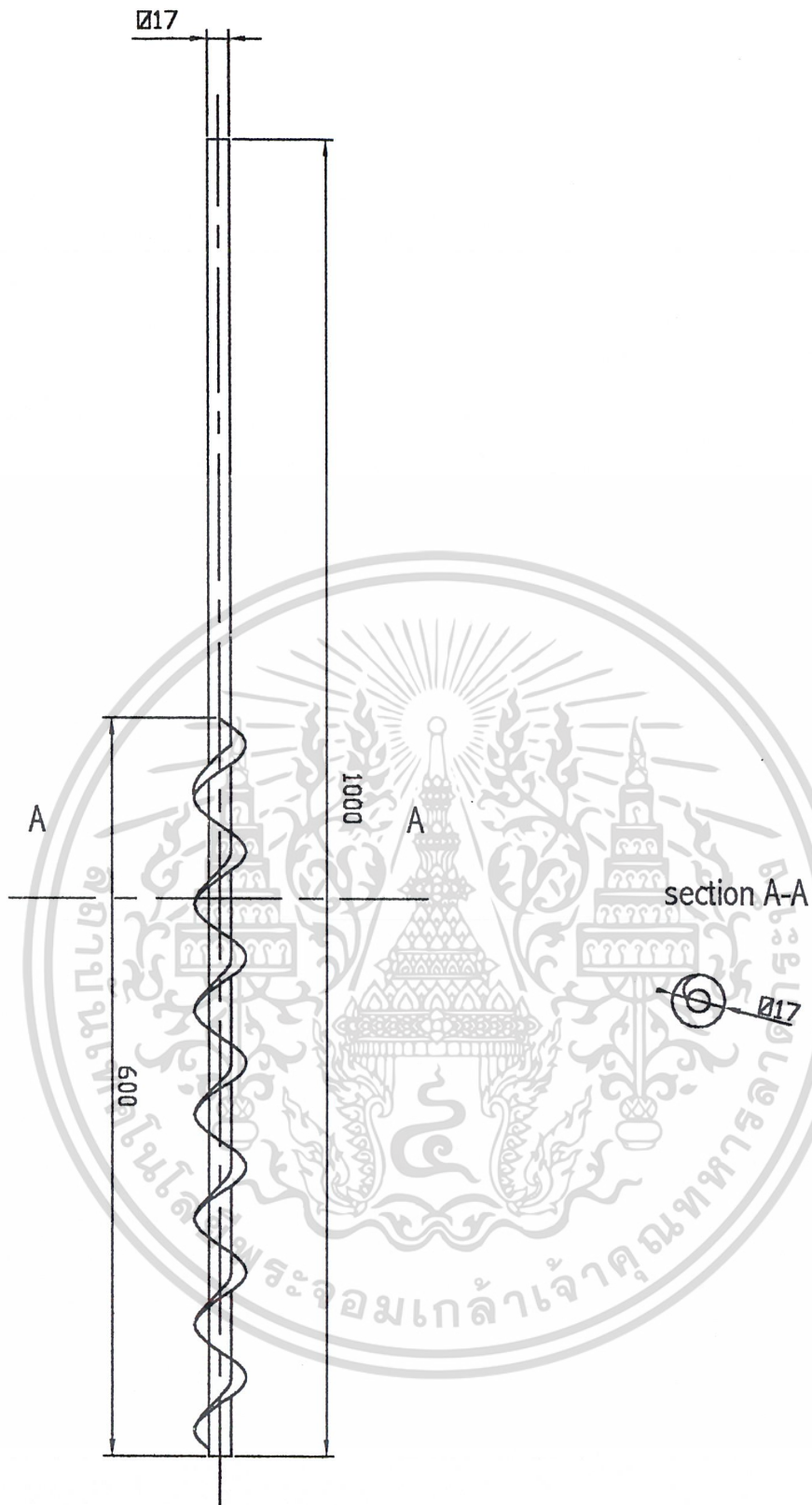
4



2	beam4	L30x30x520	DIN 1028 st 37-2	ME42515700-4	4
2	beam2	L50x50x520	DIN 1028 st 37-2	ME42515700-2	2
number	work name	dimension	standard	drawing number	No
name	Rattanapon Dangswai	42515784	scale 1:5	KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG	
	Samart Jariyagun	42515790			
	Arun Chiukha	42515798			
work name		AUTOMATIC FEED HUSK MACHINE	drawing number	ME42515700	

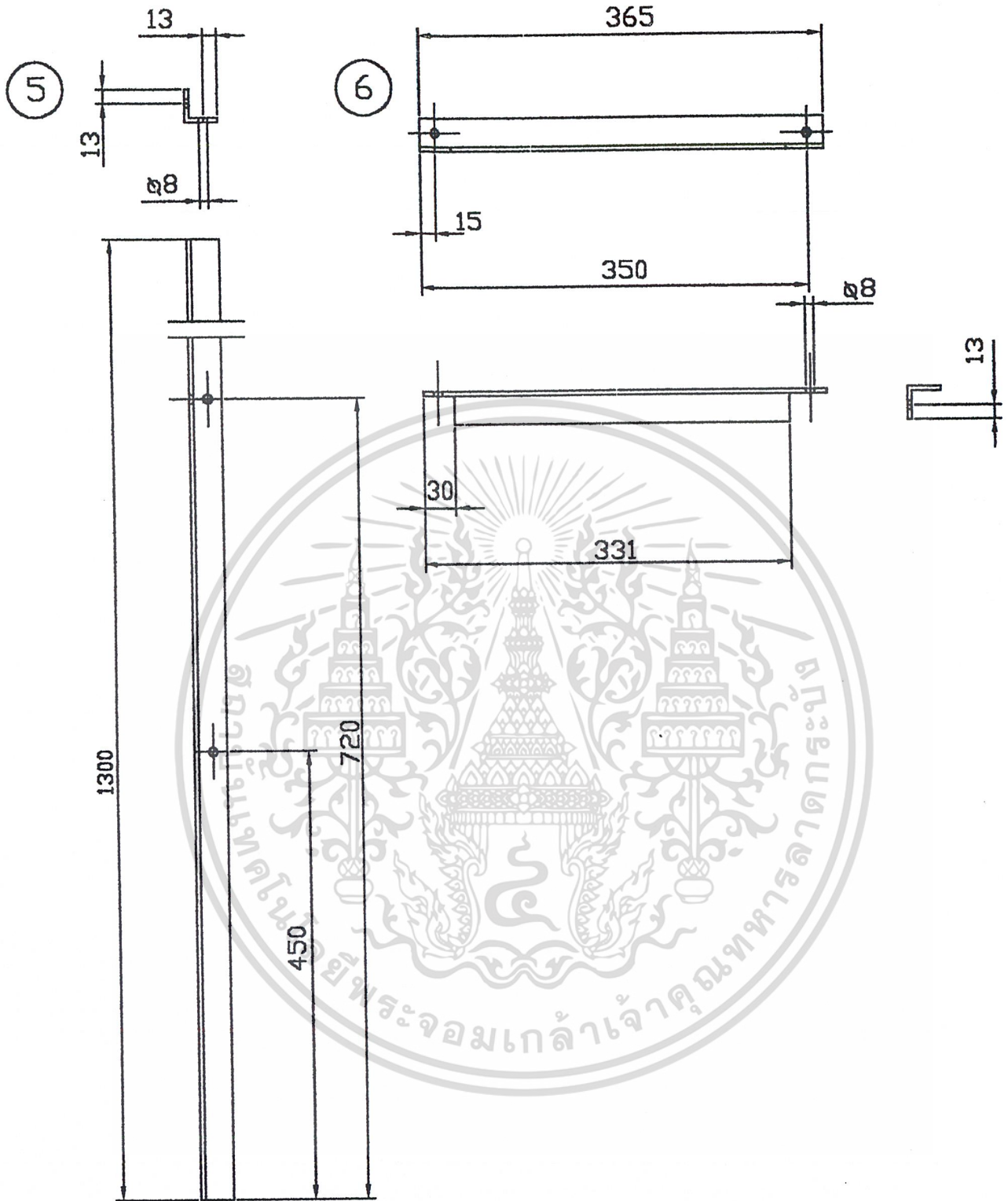
เอกรักรณเตุๆ พั้งลัน อีคพั้งห้ นมมิให้ดตแปลงเนือห้ และต้อยอ้งอิงถึงเจ้าขอยเอกรักรทุกห้่งห้มีกรนังไปใช้

3



1	screw conveyor	017x1000	DIN 17210 18CrNi8	ME42515700-3	3
number	work name	dimension	standard	drawing number	No
name	Rattanapon Dangswai	42515784	scale 1:5	KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG	
	Samart Jariyagun	42515790			
	Arun Chiukha	42515798			
work name	AUTOMATIC FEED HUSK MACHINE		drawing number	ME42515700	

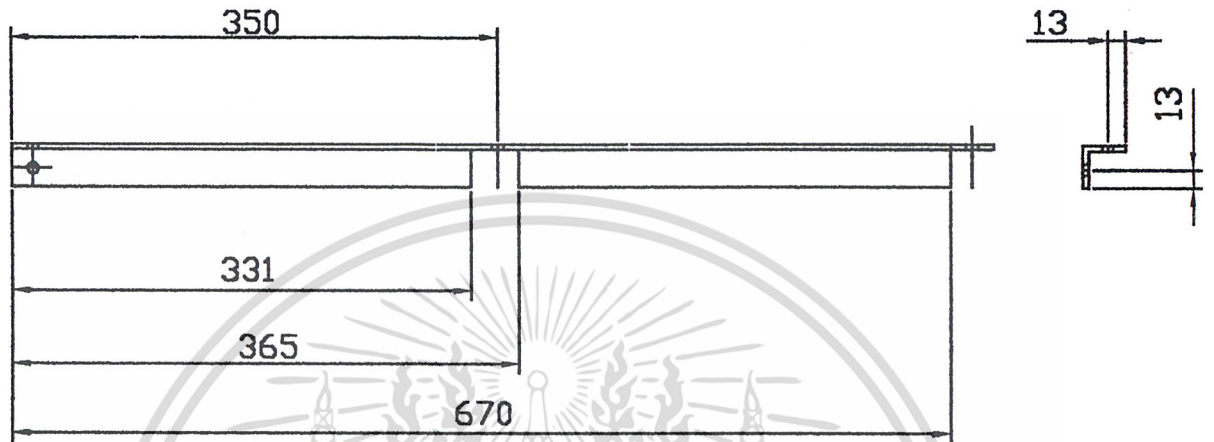
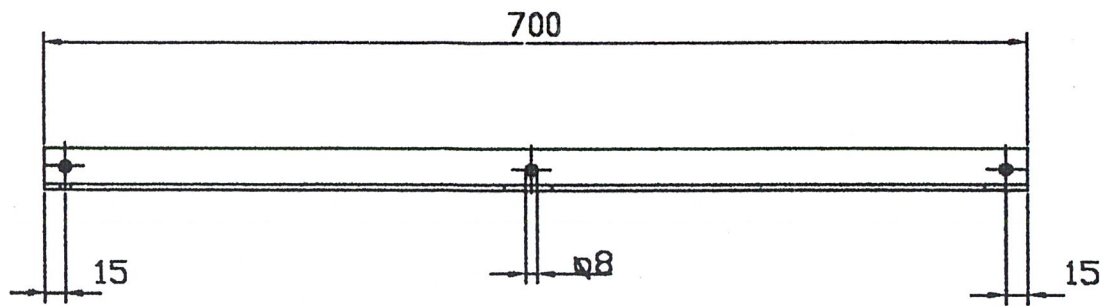
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



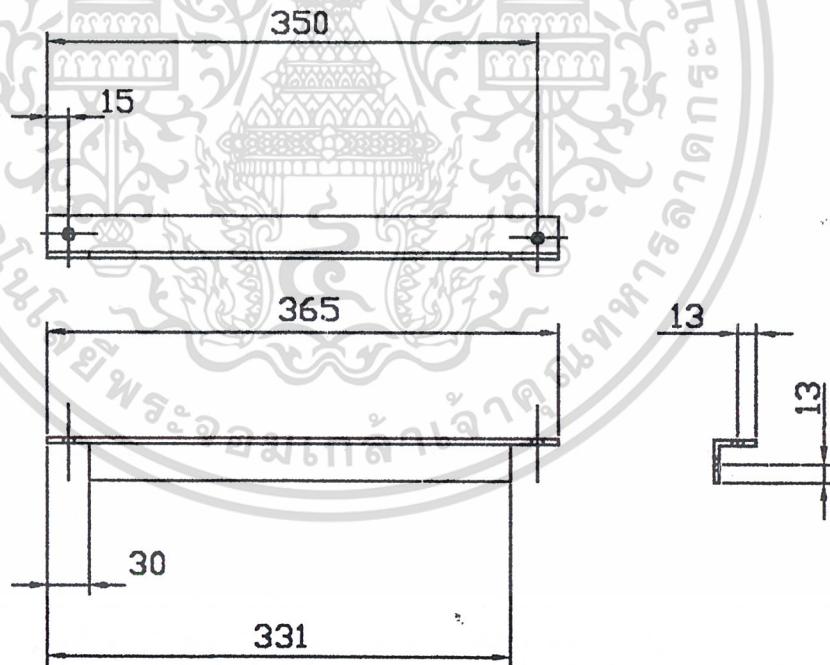
2	beam7	L30X30X365	DIN 1028 ST 37-2	ME42515700-6	6
4	column2	L30x30x1300	DIN 1028 ST 37-2	ME42515700-5	5
number	work name	dimension	standard	drawing number	No
name	Rattanapon Dangswai	42515784	scale 1:5	KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG	
	Samart Jariyagun	42515790			
	Arun Chiukha	42515798			
work name		AUTOMATIC FEED HUSK MACHINE	drawing number	ME42515700	

เอกสารนี้เป็นลิขสิทธิ์ของสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
 ไม่สามารถเผยแพร่ หักล้าง หรือทำซ้ำโดยไม่ได้รับอนุญาตจากสถาบันฯ
 หากต้องการข้อมูลเพิ่มเติม กรุณาติดต่อฝ่ายวิชาการ โทร. 0-2616-0000

8



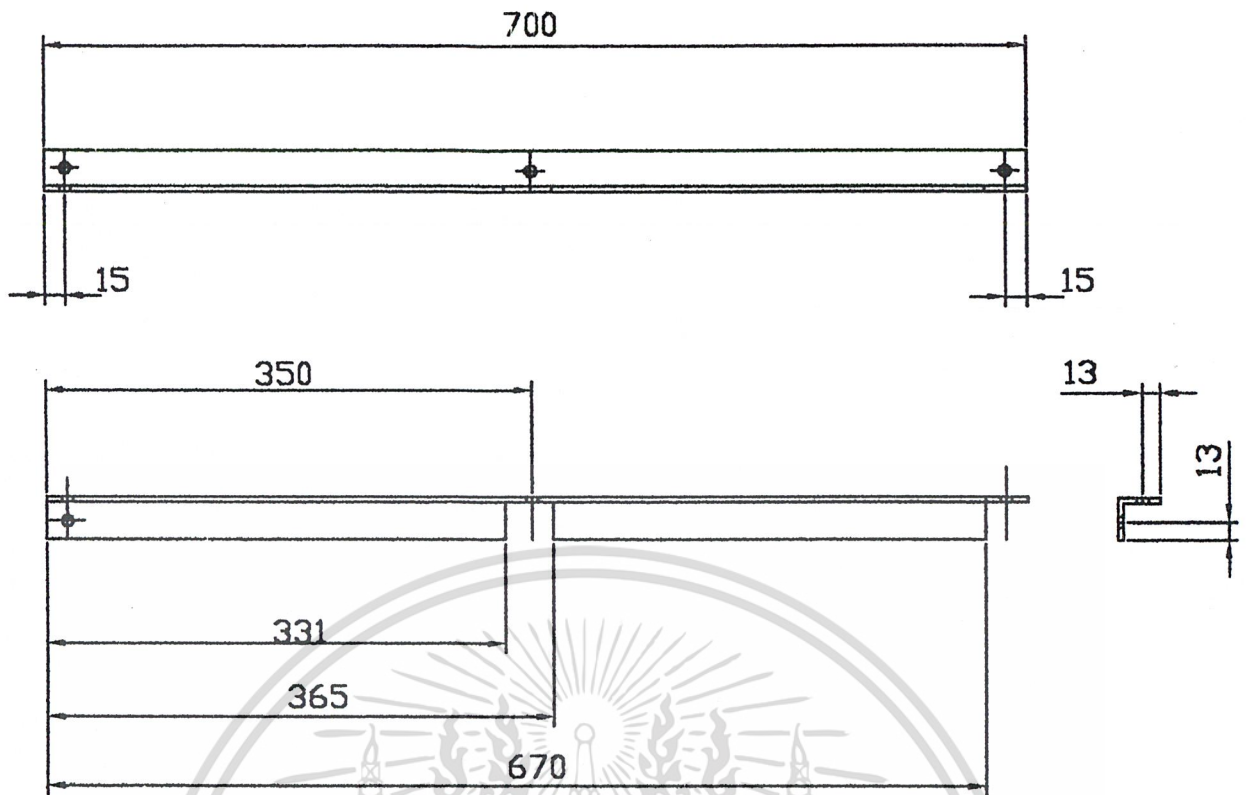
9



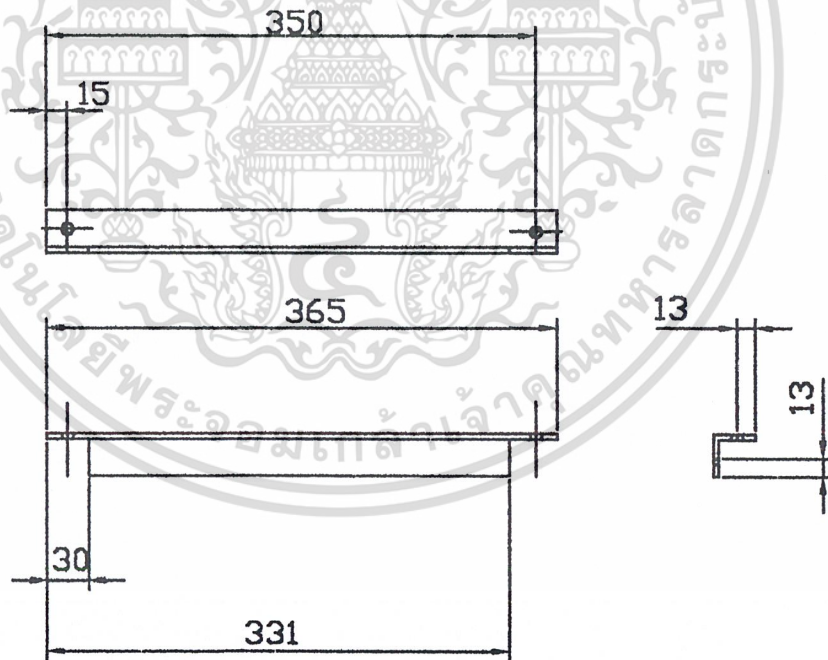
2	beam9	L30x30x365	DIN 1028 st 37-2	ME42515700-9	9
2	beam8	L30x30x700	DIN 1028 st 37-2	ME42515700-8	8
number	work name	dimension	standard	drawing number	No
name	Rattanapon Dangswai	42515784	scale 1:5	KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG	
	Samart Jariyagun	42515790			
	Arun Chiukha	42515798			
work name	AUTOMATIC FEED HUSK MACHINE		drawing number	ME42515700	

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น ออกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีกรณีไปใช้

10



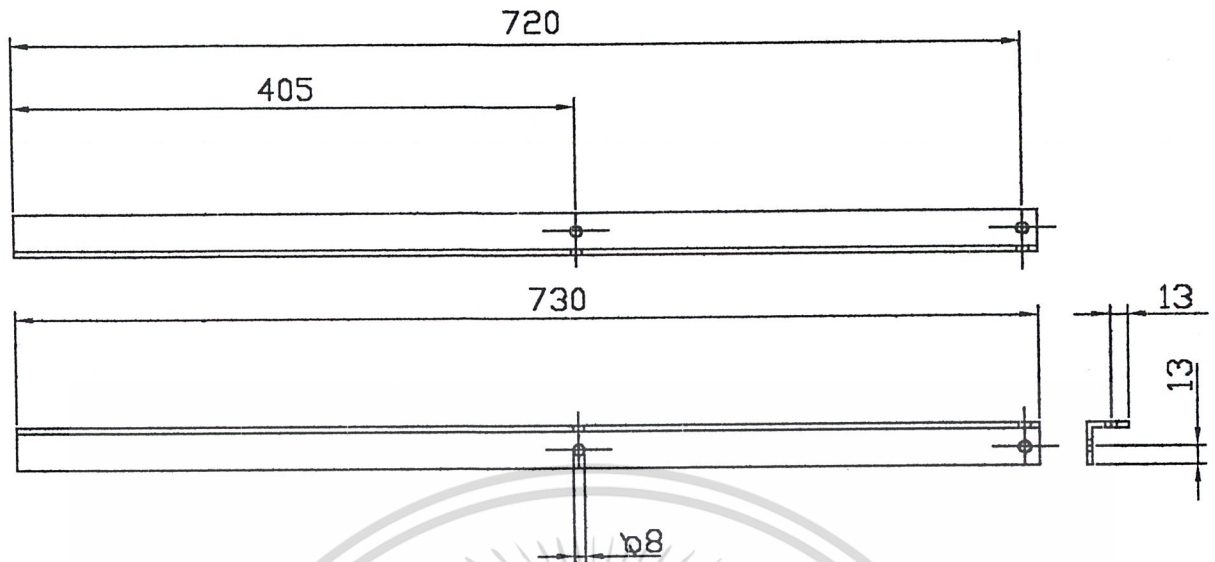
11



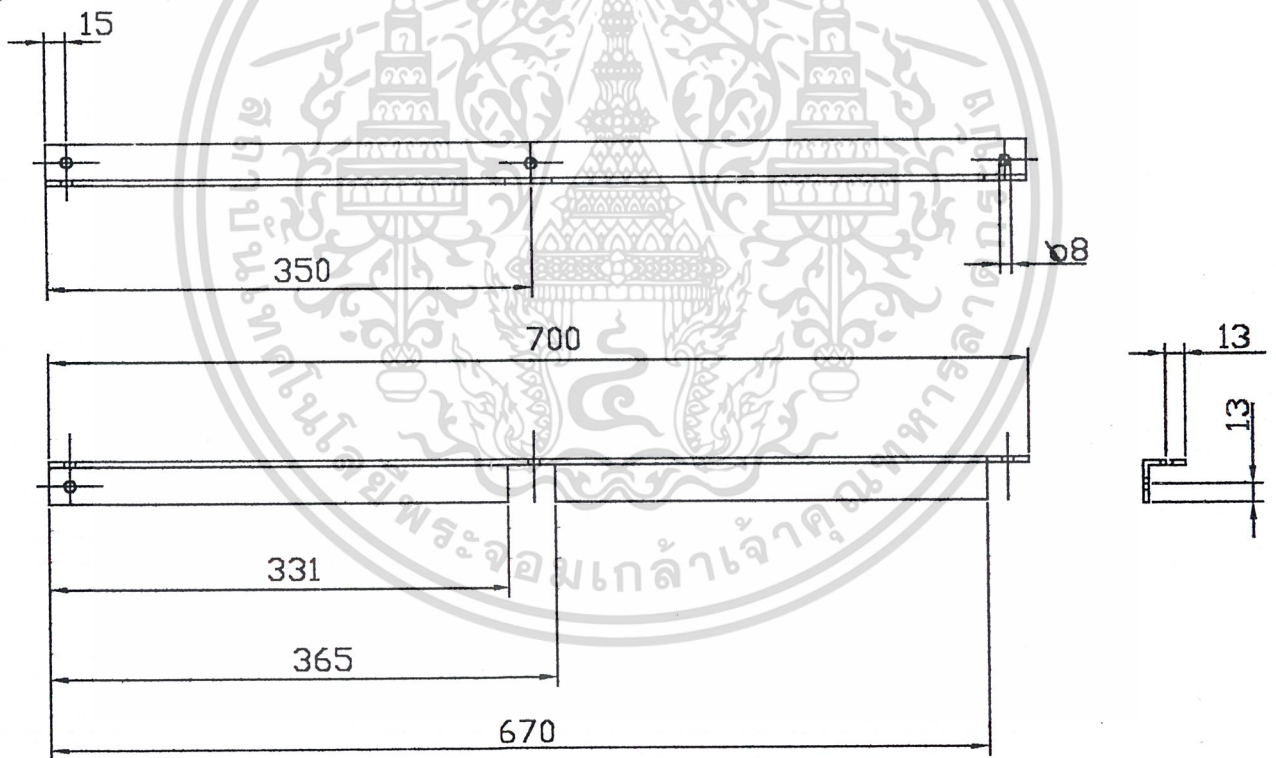
2	beam6	L30x30x365	DIN 1028 st 37-2	ME42515700-11	11
2	beam5	L30x30x700	DIN 1028 st 37-2	ME42515700-10	10
number	work name	dimension	standard	drawing number	No
name	Rattanapon Dangswai	42515784	scale 1:5	KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG	
	Samart Jariyagun	42515790			
	Arun Chiukha	42515798			
work name	AUTOMATIC FEED HUSK MACHINE		drawing number	ME42515700	

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น ออกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

12



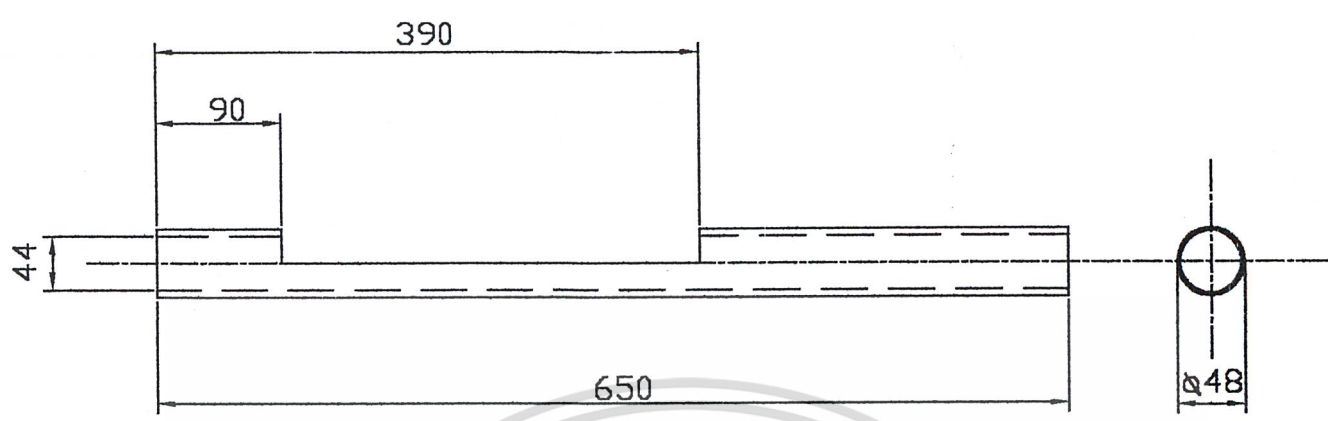
13



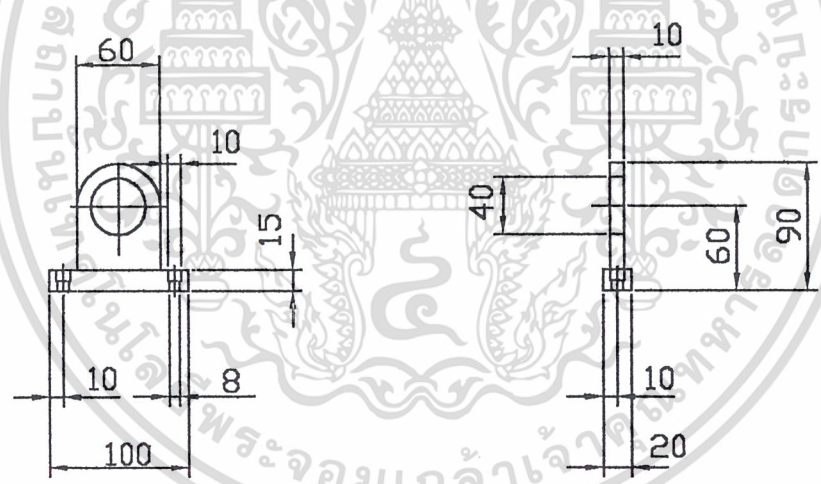
2	beam7	L30x30x700	DIN 1028 st 37-2	ME42515700-13	13
2	column1	L30x30x730	DIN 1028 st 37-2	ME42515700-12	12
number	work name	dimension	standard	drawing number	No
name	Rattanapon Dangswai	42515784	scale 1:5	KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG	
	Samart Jariyagun	42515790			
	Arun Chiukha	42515798			
work name	AUTOMATIC FEED HUSK MACHINE		drawing number	ME42515700	

เอกสารนี้เป็นทรัพย์สินทางปัญญาของสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
 ไม่ควรเผยแพร่ หักล้าง อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

14



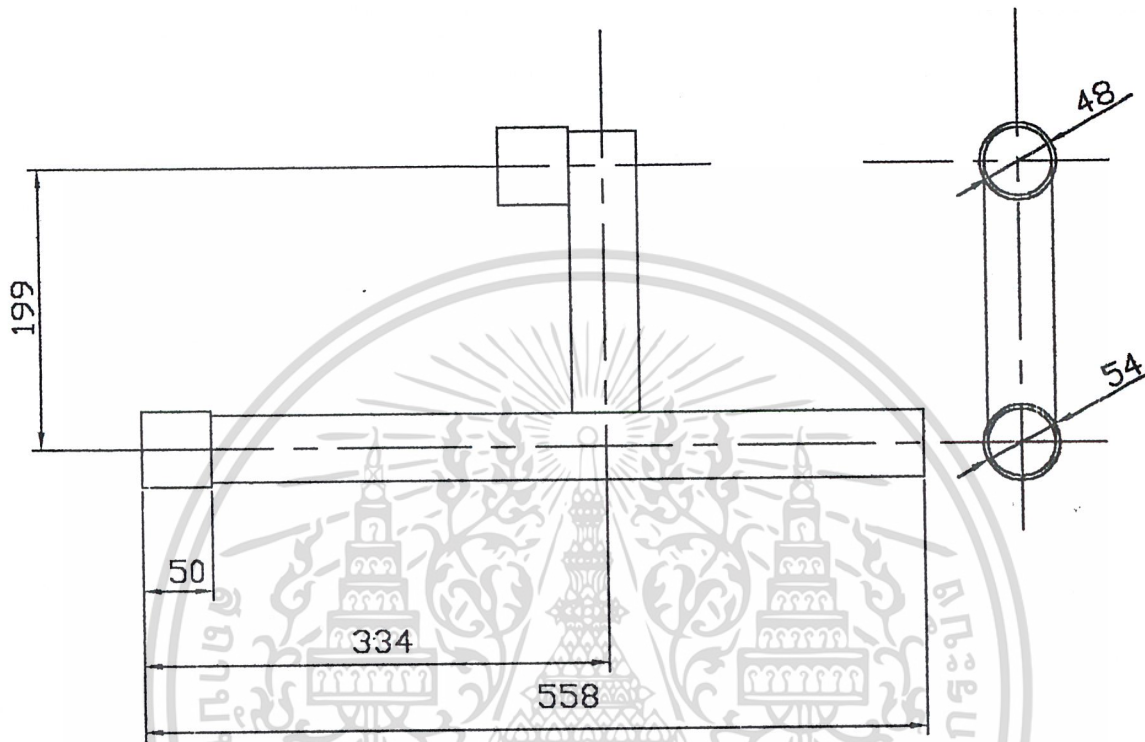
7



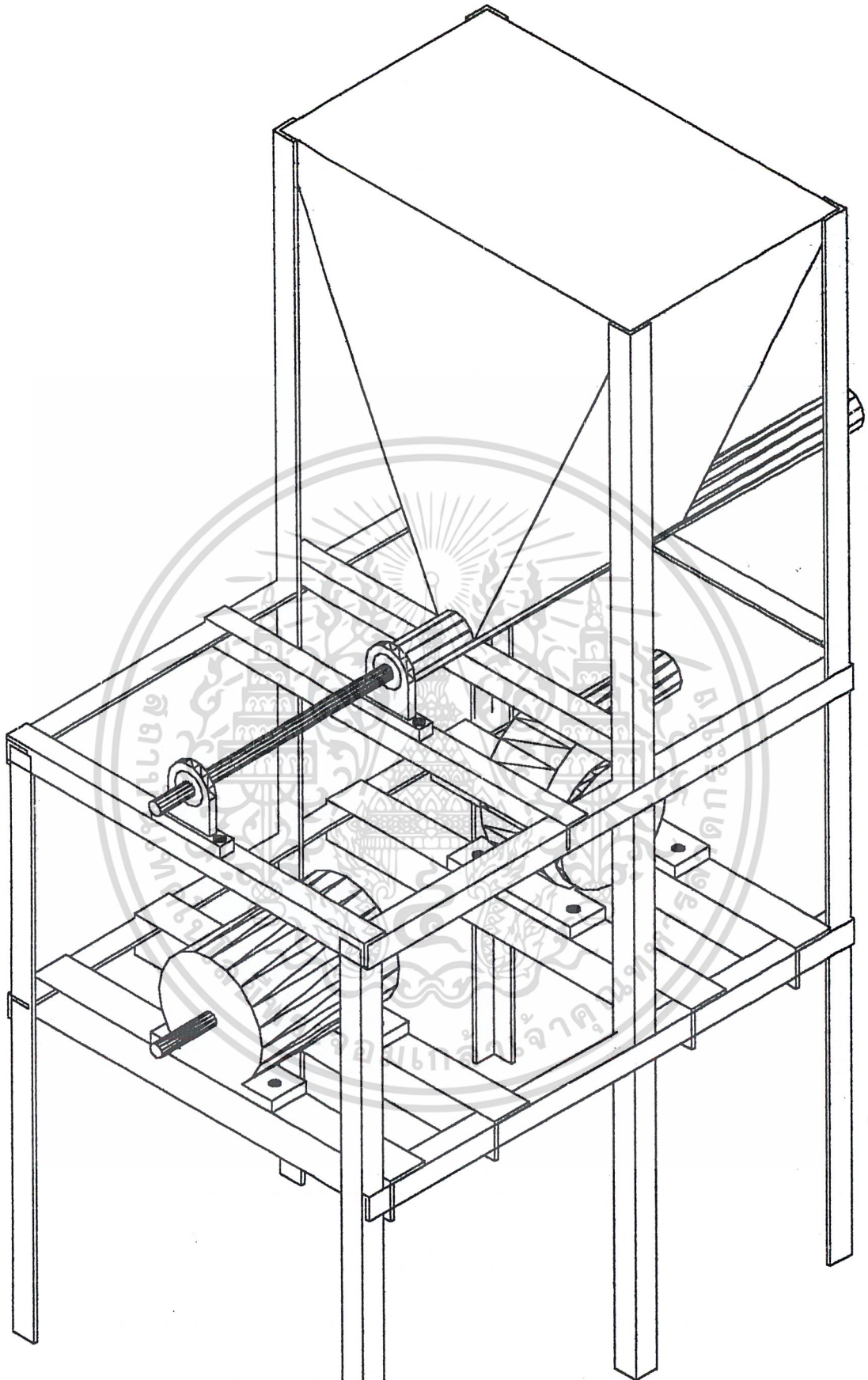
1	rail conveyor	048x650	DIN 2391 st 52-2	ME42515700-14	14
2	support bearing	90x100x20	st 37-2	ME42515700-7	7
number	work name	dimension	standard	drawing number	No
name	Rattanapon Dangswai	42515784	scale 1:5	KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG	
	Samart Jariyagun	42515790			
	Arun Chiukha	42515798			
work name	AUTOMATIC FEED HUSK MACHINE		drawing number	ME42515700	

เอกสารนี้เป็นทรัพย์สินของสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ไม่ควรเผยแพร่ ฟังชั่น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

15



1	rail of blower		DIN 2391 st 52-2	ME42515700-15	15
number	work name	dimension	standard	drawing number	No
name	Rattanapon Dangswai	42515784	scale 1:2	KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG	
	Samart Jariyagun	42515790			
	Arun Chiukha	42515798			
work name	AUTOMATIC FEED HUSK MACHINE		drawing number	ME42515700	



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้