



เครื่องรีดน้ำอ้อย

SUGARCANE SQUEEZE MACHINE

นายทรงวุฒิ เพชรจันทร์

นายทวี บุญรุ่ง

นายสมศักดิ์ หอมเกตุ

นายอาวุธ สุตตะระ

57 พ.ค. 2544

โครงการวิศวกรรมศาสตร์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร

อุตสาหกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

ปีการศึกษา 2543

เครื่องรีดน้ำอ้อย

SUGARCANE SQUEEZE MACHINE



โครงการวิศวกรรมศาสตร์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร

อุตสาหกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

ปีการศึกษา 2543

หัวข้อโครงการวิศวกรรมศาสตร์

โดย

ภาควิชา

อาจารย์ที่ปรึกษา

เครื่องรีดน้ำอ้อย

นายทรงวุฒิ เพชรจันทร์

นายทวี บุญรุ่ง

นายสมศักดิ์ หอมเกตุ

นายอาวุธ สุดตะระ

วิศวกรรมเครื่องกล

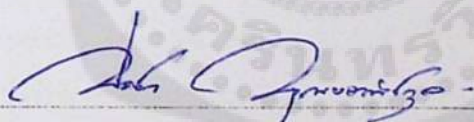
อาจารย์ประจำ บุนขวานิชกุล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ อนุมัติให้นำ โครงการ
วิศวกรรมศาสตร์เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา ตามหลักสูตรอุตสาหกรรมศาสตรบัณฑิต

คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์

(รศ.ดร.ศักดิ์ กองสุวรรณ)

คณะกรรมการสอบโครงการวิศวกรรมศาสตร์



ประธานกรรมการ

(อาจารย์ประจำ บุนขวานิชกุล)

กรรมการ

(อาจารย์เกียรติชัย รักษาชาติ)

กรรมการ

(ผศ.กัมจาวริชญ์ พลุปราชญ์)

เครื่องรีดน้ำอ้อย
ปีการศึกษา 2543

โดย

นายทรงวุฒิ เพชรจันทร์

นายทวี บุญรุ่ง

นายสมศักดิ์ หอมเกตุ

นายอาวุธ สุตตะระ

อาจารย์ที่ปรึกษา

อาจารย์ประจำ บุญขวานิชกุล

บทคัดย่อ

โครงการวิศวกรรมศาสตรนี้ได้ศึกษาถึง การรีดอ้อยด้วยเครื่องรีด โดยนำอ้อยสด มาปอกเปลือก แล้วนำไปใส่ในชุดลำเลียงอ้อยเข้าสู่เครื่องรีด ชุดลำเลียงอ้อยใช้ความเร็วรอบ ประมาณ 218 rpm ส่วนเพลารีดจะมีชุดรีด 2 ชุด ซึ่งทำจากเหล็กสเตนเลส โดยชุดแรกจะเป็นตัว บีบอ้อยให้มีขนาดเล็กลง ต่อจากนั้นจะส่งไปยังชุดเพลารีดชุดที่ 2 ซึ่งมีระยะห่างของแต่ละเพลาน้อยกว่าชุดรีดชุดแรก ชุดเพลารีดชุดที่ 2 จะเป็นชุดที่รีดให้น้ำในอ้อยออกจนหมด โดยใช้ความเร็วรอบของเพลารีดประมาณ 218 rpm จะทำให้ได้น้ำอ้อยในปริมาณประมาณ 20.31 l/hr โดยใช้มอเตอร์ขับเคลื่อนความเร็วรอบ 1450 rpm ขนาด 2 hp

จากการทดสอบเครื่องรีดน้ำอ้อยใช้อ้อยสดปอกเปลือก 2 kg จะได้น้ำอ้อย 1.5 kg ใช้เวลาทดสอบ 3.5 นาที จะได้เปอร์เซ็นต์ความชื้นของกากอ้อย 20 เปอร์เซ็นต์

SUGARCANE SQUEEZES MACHINE

Academic Year 2000

By

Mr.Trongwut Petchun

Mr.Tawee Boonrung

Mr.Somsak Homket

Mr.Arwtut Suttara

Projector Report Advisor

Mr.Pracha Bunyawanchakul

ABTRACT

This engineering project reserch to sugarcane squeezes by squeeze machine. By use fresh sugarcane to peel off to put in squeeze by transfer belt , revole speed of transfer set about 218 rpm. Squeeze shaft system have squeeze shaft 2 set. Made from stanless steel by first set use for press sugarcane until have a smallest second set use for squeeze sugarcane until molase to lose from sugarcane. Second squeeze shaft use revole about 218 rpm. This machine can make molase about 20.31l/hr use motor 2 hp 1450 rpm.

From testing this machine by use fresh sugarcane to peel of 2 kg can give molase 1.5 kg use for test 3.5 minute just have humidity of sugarcane garbage 20%

กิตติกรรมประกาศ

โครงการวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรอุตสาหกรรมศาสตรบัณฑิต คณะวิศวกรรมศาสตร์ สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ ความสำเร็จโครงการวิศวกรรมศาสตรบัณฑิตนี้ได้รับคำแนะนำจากท่านอาจารย์ในคณะวิศวกรรมเครื่องกลทุกท่านตลอดจนพนักงานภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกท่านที่ให้คำปรึกษา

คณะผู้จัดทำขอขอบพระคุณท่านประธานกรรมการสอบอาจารย์ประจำ บุนยวาณิชกุล ที่ให้คำแนะนำและตรวจสอบแก้ไขจนทำให้โครงการวิศวกรรมฉบับนี้มีความสมบูรณ์มากยิ่งขึ้น ขอบพระคุณ คุณพ่อ คุณแม่ ที่ให้การสนับสนุนและให้กำลังใจตลอดจนคำแนะนำสิ่งที่เป็นประโยชน์ในการจัดทำโครงการวิศวกรรมศาสตรบัณฑิตนี้จากเพื่อนๆและผู้ร่วมงานทุกท่าน

คณะผู้จัดทำ



สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ก
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ง
กิตติกรรมประกาศ	จ
สารบัญ	ฉ
สารบัญตาราง	ช
สารบัญรูป	ฌ
คำอธิบายสัญลักษณ์	ฎ
บทที่	
1. บทนำ	
ความสำคัญและที่มาของโครงการ	1
วัตถุประสงค์ของโครงการวิศวกรรมศาสตร์	1
ขอบเขตของโครงการวิศวกรรมศาสตร์	2
ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
2. ทฤษฎี	
คุณสมบัติทางกลของวัสดุ	3
ความเค้น	4
ความเครียด	6
การออกแบบเพลลา	6
ความแข็งแรงด้านการบิด	9
การหาแรงตามแนวรัศมี	9
โรตึงแบบรีง	10
คลัทช์ลูกปืน โค้ง	11
สายพานและล้อสายพาน	12
ลักษณะการขับเคลื่อนสายพาน	12
ชนิดและวัสดุสายพาน	14
สายพานลิ้ม	14
ขนาดสายพานและล้อสายพานลิ้ม	14
การคำนวณหาขนาดของสายพานลิ้ม	15

สารบัญ (ต่อ)

บทที่	หน้า
2. ทฤษฎี (ต่อ)	
กลศาสตร์ของสายพานลิ่ม	17
เฟืองตรง	17
มาตรฐานการบอกขนาดของฟัน	20
กฎการจับของเฟืองและการทำงานของฟันเฟือง	21
ความเค้นในฟันเฟือง	23
ความเค้นหนาแน่น	24
แรงพลวัต	26
ขนาดของมอเตอร์	27
ข้อพิจารณาในการออกแบบกระพ้อดำเถียง	28
ข้อมูลในการออกแบบเบื้องต้น	29
ปริมาณการขนถ่ายวัสดุ	30
ปริมาณเชิงไหลของวัสดุ	30
อัตราทดของดรัมจับสายพาน	31
การวิเคราะห์การปล่อยวัสดุออกจากกระพ้อ	31
ขนาดมอเตอร์จับสายพานลำเลียง	31
การเลือกใช้สายพานและโซ่สายพาน	31
3. การคำนวณและการออกแบบ	33
4. ผลการทดลอง	55
5. สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ	61
บรรณานุกรม	63
ภาคผนวกที่ 1 แสดงตารางข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณ	64
ภาคผนวกที่ 2 แสดงรูปเครื่องรีดน้ำอ้อยและการทดสอบ	85
ภาคผนวกที่ 3 แสดงแบบเครื่องรีดน้ำอ้อย	89

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่	
2.1 แสดงการเปรียบเทียบการเลือกใช้สายพานและโซ่สายพาน	32
4.1 แสดงการคำนวณหาอัตราการรีดของเครื่องรีดน้ำอ้อย	58
4.2 แสดงการเปรียบเทียบการทดลองระหว่างการรีดด้วยเครื่อง โดยใช้นมเคอร์และการรีดโดยไม่ใช้นมเคอร์	58
ตารางภาคผนวกที่ 1	
1.1 คิวประกอบความถี่	65
1.2 ขนาดของสติกแบบเคลวิสมีหัวตามมาตรฐาน ISO 2341	65
1.3 รายละเอียดของดัดลูกปืน	66
1.4 ขนาดสายพานลิ้มและล้อสายพานตามมาตรฐาน ISO/R 52-1957(E) และ ISO/R 256-1962 (E)	67
1.5 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ d_p และล้อสายพานลิ้มตามมาตรฐาน ISO/R 52-1975 (E) และ ISO/R 253-1962 (E)	68
1.5 คิวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส N_s สำหรับสายพานลิ้ม	68
1.7 คิวประกอบใช้งาน N_f สำหรับสายพานลิ้ม	69
1.8 ในการส่งกำลังของสายพานลิ้มหน้าตัด "A" ต่อเส้น P_R (เป็น kW) สำหรับสายพานยาว $L_p = 1732 \text{ mm}$ และส่วนโค้ง $\alpha = 180^\circ$	70
1.9 มาตรฐานพื้นเพื่อง	72
1.10 ขนาดเพื่องมาตรฐาน	72
1.11 คิวประกอบรูปแบบของลูอิส	73
1.12 ค่าความเค้นสถิตย์ใช้งานสำหรับใช้กับสมการของลูอิส	75
1.13 คิวประกอบใช้งาน	76
1.14 การปล่อยวัสดุโดยใช้แรงหนีศูนย์กลาง ปริมาณการขนถ่ายวัสดุ โดยประมาณค่าความเร็ว 1 เมตรต่อวินาที และ $\rho_m = 1600 \text{ kg/m}^3$	76
1.15 ข้อเสนอแนะเกี่ยวกับความเร็วของสายพานสำหรับกระพ้อลำเลียงที่ปล่อย วัสดุโดยใช้แรงหนีศูนย์กลาง	77

สารบัญตาราง (ต่อ)

	หน้า
ตารางภาคผนวกที่ 1 (ต่อ)	
1.16 ประมาณการชนด้วยวัสดุที่ความเร็ว 1 เมตร/นาทึ สำหรับกระพ้อที่ปล่อยวัสดุโดยใช้แรงโน้มถ่วงของโลก	77
1.17 ตารางค่าน้ำหนักจำเพาะปริมาณมวลและมุมชันสายพานสูงสุดขึ้นสูงได้ของชุดสายพาน	77
1.18 กระพ้อปากแบนโค้งตาม DIN 15232 ที่เหมาะใช้กับวัสดุเป็นเม็ดและขนถ่ายง่าย ๆ เช่น เมล็ดพืช	79
1.19 การปล่อยวัสดุโดยใช้แรงหนีศูนย์กลาง ปริมาณการชนด้วยวัสดุโดยความเร็ว 1 เมตรต่อวินาที และ $\rho_m = 1600 \text{ kg/m}^3$	79
1.20 ข้อเสนอแนะเกี่ยวกับความเร็วของสายพานสำหรับกระพ้อลำเลียงที่ปล่อยวัสดุโดยใช้แรงหนีศูนย์กลาง	80
1.21 ขนาดลิ้มมาตรฐานที่ใช้กับเพลาดังๆ	81
1.22 ข้อมูลทางเทคนิคของมอเตอร์	83
1.23 ข้อมูลทางเทคนิคของเกียร์ทดรอบ	84

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 แผนภาพความเครียด-ความเค้น	3
2.2 แรงชนิดต่างๆ	5
2.3 เพลายู่ภายใต้แรงต่าง ๆ	8
2.4 การหาแรงตามแนวรัศมี	9
2.5 ชนิดของแบร็ง	10
2.6 ดัดลูกปืน โค้ง	11
2.7 ลักษณะการขับโดยสายพาน	13
2.8 หน้าตัดสายพานลิ้มและล้อสายพาน	15
2.9 แผนภูมิที่ใช้ในการเลือกขนาดหน้าตัดสายพานลิ้ม	16
2.10 แรงบนสายพานลิ้ม	17
2.11 การเรียกชื่อส่วนต่าง ๆ ของฟันเฟือง	18
2.12 ผลของค่าไดอะมิเทรลพิคซ์ต่อขนาดของฟันเฟืองสำหรับค่าวงกลมพิคซ์ ที่กำหนดเมื่อไดอะมิเทรลเล็กลง ขนาดของฟันเฟืองจะ โค้งขึ้น	21
2.13 การทำงานของฟันเฟืองที่ขบกัน	22
2.14 ตัวประกอบเรขาคณิตที่ใช้หาตัวประกอบของลูอิส	23
2.15 ลักษณะ โครงสร้างของชุดสายพานกระพ้อ	28
3.1 แสดงการทดสอบแรงบีบอัด	39
3.2 แสดงการทดสอบแรงบีบอัด	40
3.3 แสดงแรงกระทำที่เพลลา	50
รูปภาคผนวกที่ 2	
2.1 อ้อยสดก่อนการรีด	86
2.2 ขานอ้อยที่ได้จากการรีด	86
2.3 น้ำอ้อยที่ได้จากการรีด	87
2.4 เครื่องรีดน้ำอ้อย	87
2.5 เครื่องรีดน้ำอ้อยขณะทำงาน	88

คำอธิบายสัญลักษณ์

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
σ	ความเค้น	N/mm^2
σ_x	ความเค้นใช้งาน	N/mm^2
σ_y	ความต้านแรงดึงคราก	N/mm^2
σ_u	ความต้านแรงดึง	N/mm^2
σ_t, σ_c	ความเค้นดึงและความเค้นอัด	N/mm^2
τ	ความเค้นเฉือน	N/mm^2
τ_u	ความเค้นเฉือนใช้งาน	N/mm^2
τ_y	ความต้านแรงเฉือนคราก	N/mm^2
E	โมดูลัสความหยาบ	N/mm^2
ϵ	ความเครียด	-
G	โมดูลัสเฉือน	N/mm^2
I	โมเมนต์ของความเฉื่อย	mm^4
d	เส้นผ่านศูนย์กลาง	mm
d_o	เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก	mm
d_i	เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน	mm
d_p	เส้นผ่านศูนย์กลางของล้อยาสพาน	mm
r	รัศมี	mm
θ	มุมบิด	rad
F	แรงกระทำ	N
N_x, N_y	ค่าความปลอดภัย	-
A	พื้นที่หน้าตัด	mm^2
t	ความหนา	mm
L	ความยาว, ความยาวเดิม	mm
T	โมเมนต์บิด	N.mm
W_p	กำลังงาน	Watt
N_s	ความเร็วรอบ, ตัวประกอบใช้งาน	-
N_d	ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส	-

คำอธิบายสัญลักษณ์ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
C_m	ตัวประกอบความถี่เนื่องจากการวัด	-
C_t	ตัวประกอบความถี่เนื่องจากการบิด	-
α	ตัวประกอบการโค้งงอของ ASME	-
N_1	ตัวประกอบแก้ไขความยาวของสายพาน	-
P_R	กำลังที่สายพานเส้นหนึ่งสามารถรับได้	Watt
M	โมเมนต์คด	N.mm
F_r	แรงตามแนวรัศมี	N
m	มวลของวัตถุ	kg
ω	ความเร็วเชิงมุม	rad/s
n	ความเร็วรอบ	rpm
Z	จำนวนสายพาน	เส้น
L_p	ความยาวพิตช์	mm
K	ตัวประกอบใช้งาน	-
C	ระยะห่างเฉลี่ยสุดระหว่างศูนย์กลางของสายพาน	mm
C_{max}	ระยะห่างมากที่สุดระหว่างศูนย์กลางของสายพาน	mm
C_{min}	ระยะห่างน้อยสุดระหว่างศูนย์กลางของสายพาน	mm
m	โมดูล	mm
p	เชอคิวลาพิตช์	mm
P	ไดอะทรีลพิตช์	mm
a	แอคเคนคัม	mm
d	ดีเคนคัม	mm
c	เครียรันซ์	mm
m_ω	อัตราทด	-
N	จำนวนฟัน	ฟัน
m_g	อัตราส่วนเฟือง	-
Y	ตัวประกอบของลูอิส	-
ϕ	มุมกด	องศา
b	ความหนาของฟัน	mm

คำอธิบายสัญลักษณ์ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
F_i	แรงที่ส่งจากเฟือง	N
F_d	แรงพลวัต	N
V	ความเร็วของฟันเฟือง	m/s
k_v	ตัวประกอบความเร็ว	-
k_f	ตัวประกอบความเค้นหนาแน่นจริง	-
I_v	ปริมาณการชนถ่าย	m ³ /hr
V	ความเร็วชนถ่าย	m/s
D	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของล้อขับ	m
V_B	ความจุของกระป๋อง	dm ³
l_B	ระยะห่างระหว่างกระป๋อง	m
ϕ	แฟกเตอร์ระหว่างตัวกระป๋อง	-
B	ความกว้างของสายพานที่ใช้	m
b_B	ขนาดกว้างของปากกระป๋อง	m
I_G	ปริมาณการไหลเชิงน้ำหนัก	N/hr
γ_s	ความถ่วงจำเพาะของวัสดุ	N/m ³
F_u	แรงขับที่ล้อขับกระป๋อง	N
H	ความสูงในการชนถ่ายวัสดุ	m
Q	น้ำหนักต่อเมตรของสายพานและกระป๋อง	kN/m
F_{ges}	แฟกเตอร์ความเค้นคานรวม	-
GG	น้ำหนักบรรทุกทุกวัสดุต่อเมตร	N/m
P_v	กำลังขับเคลื่อน	Watt
η_{ges}	ประสิทธิภาพรวม	-

บทที่ 1

บทนำ

ความสำคัญและที่มาของโครงการ

ในแต่ละประเทศ จะให้ความสำคัญในการเพิ่มคุณภาพและผลผลิต จากวัตถุดิบที่มีอยู่ในประเทศให้มากที่สุด และคุ้มค่าที่สุด สำหรับการลงทุนดำเนินการในแต่ละโครงการ

ในประเทศไทย ซึ่งเป็นประเทศกำลังพัฒนา ภาคเกษตรกรรมและภาคอุตสาหกรรมมีความสำคัญควบคู่กันต่อการพัฒนาเศรษฐกิจของประเทศ อุตสาหกรรมหลายประเภทได้นำเอาวัตถุดิบทางการเกษตร มาแปรรูปเป็นผลิตภัณฑ์ต่าง ๆ เพื่อเพิ่มมูลค่าของวัตถุดิบ

ในการแปรรูปวัตถุดิบทางการเกษตรนั้น มีพืชหลายชนิดที่นำมาแปรรูปเป็นผลิตภัณฑ์ อ้อยก็เป็นพืชเศรษฐกิจอีกชนิดหนึ่ง ที่สามารถนำมาเพิ่มมูลค่าได้ โดยการมาบีบเอาน้ำอ้อย ซึ่งมีอยู่ในลำอ้อยออกมา ซึ่งจะต้องใช้เครื่องรีดน้ำอ้อยที่มีประสิทธิภาพ (Efficiency) เพื่อที่จะได้น้ำอ้อยในปริมาณที่มากที่สุด

การทำงานของเครื่องรีดน้ำอ้อย จะใช้มอเตอร์เป็นตัวขับเคลื่อนลำเลียงซึ่งจะลำเลียงลำอ้อยเข้าสู่ชุดรีด ชุดรีดดังกล่าวจะใช้มอเตอร์เป็นตัวขับเคลื่อนตัวเดียวกัน ขั้นตอนการรีด เมื่อลำอ้อยเข้าสู่ชุดรีดชุดแรก เพลาจะบีบให้ลำอ้อยมีขนาดเล็กลงและชุดรีดชุดที่สอง จะเป็นตัวบีบจนลำอ้อยเหลือเฉพาะกากอ้อย ออกมาจากเครื่องรีดน้ำอ้อย ส่วนน้ำอ้อยจะไหลผ่านตะแกรงกรองลงสู่ถังรองรับ

นอกจากนี้ กากอ้อยที่เหลือจากกระบวนการรีด ยังสามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้ต่อเนื่องอีกด้วย

วัตถุประสงค์

1. เพื่อศึกษาออกแบบและสร้างเครื่องรีดน้ำอ้อย
2. เพื่อทดสอบประสิทธิภาพการรีดน้ำอ้อย

ขอบเขตของโครงการ

1. เครื่องรีดน้ำอ้อยประกอบด้วยสองส่วนคือ
 - ส่วนที่ลำเลียงอ้อยเข้าสู่กระบวนการรีด
 - ส่วนของเพลารีดจะรีดน้ำอ้อยออกมา
2. เครื่องรีดน้ำอ้อยจะสามารถแยกน้ำอ้อยกับขานอ้อยออกจากกัน
3. เครื่องรีดน้ำอ้อยสามารถรีดน้ำอ้อยได้ประมาณ 20.31 l/hr

ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

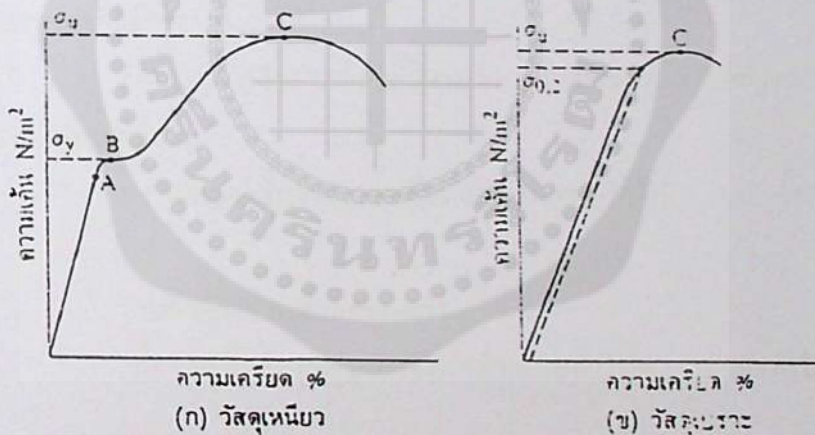
1. ผู้ใช้จะไม่ต้องเสี่ยงกับการใส่อ้อยเข้าเครื่องรีด
2. ผู้ใช้เกิดความสะดวกรวดเร็วในการทำงาน เพราะไม่ต้องคอยป้อนอ้อยเข้าสู่เครื่องรีด
3. เพื่อประหยัดเวลาในการผลิตผลิตภัณฑ์จากอ้อย
4. เป็นการส่งเสริมอาชีพทางการเกษตรและอุตสาหกรรมในครอบครัว

บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

คุณสมบัติทางกลของวัสดุ

ความต้านทานแรงดึงอัลติเมต (Ultimate tensile strength) σ_u เป็นความเค้นสูงสุดที่วัสดุจะรับได้ คำนวณได้จากการนำแรงที่ใช้ดึงวัสดุหาร ด้วยพื้นที่หน้าตัดและแทนที่ด้วยจุด C บนกราฟความเค้น-ความเครียดดังรูปที่ 2.1 ในบางครั้งอาจเรียกให้สั้นลงว่า ความต้านแรงดึง (Tensile strength)



รูปที่ 2.1 แผนภาพความเครียด - ความเค้น

ความต้านแรงดึงคราก (Yield strength) σ_y เป็นจุดที่ชิ้นทดสอบยืดออกได้มาก โดยที่เพิ่มแรงออกเล็กน้อยเท่านั้นซึ่งแทนด้วยจุด B หรือเรียกว่าจุดคราก ความเค้นที่จุดนี้ถือเป็นหลักในการออกแบบทั่วไป

ยังส์โมดูลัส (Young's modulus) หรือ โมดูลัสความยืดหยุ่นเป็นอัตราส่วนระหว่างความเค้นต่อความเครียดในส่วนที่กราฟเป็นเส้นตรง

โมดูลัสเฉือน (Shear modulus) หรือโมดูลัสความแข็งแรงในการทดสอบชิ้นส่วนโดยใช้แรงเฉือนแล้วเขียนกราฟระหว่างความเค้นเฉือน (Shear stress) กับความเครียดเฉือน (Shear strain) ก็จะได้กราฟลักษณะเดียวกับการทดสอบแรงดึง อัตราส่วนระหว่างความเค้นเฉือนต่อความเครียดเฉือนในส่วนที่กราฟเป็นเส้นตรงเรียกว่า โมดูลัสเฉือนคุณสมบัติที่เรียกอีกอย่างว่าความต้านแรงเฉือนคราก (Yield strengt in shear)ซึ่งจะได้ใช้ในการออกแบบเสมอจึงจะมีค่าประมาณจากตารางได้ดังนี้คือ

$$\tau_y = 0.6 \times \sigma_y \quad (2.1)$$

ค่าความปลอดภัย โดยทั่วไปแล้ว ค่าความปลอดภัยหมายถึงตัวเลขที่นำไปหารค่าความต้านแรงดึงหรือค่าความต้านแรงดึงครากของวัสดุ เพื่อให้ได้ความเค้นใช้งาน (Working stress) ในชิ้นส่วนที่กำลังออกแบบซึ่งเรียกสั้น ๆ ว่า ความเค้นออกแบบ (Design stress) ค่าความปลอดภัยที่จะเลือกใช้ขึ้นอยู่กับตัวประกอบจำนวนมากดังนี้

ชนิดของแรงที่มากระทำต่อชิ้นงาน ว่าเป็นแรงที่อยู่ในประเภทอยู่นิ่งหรือเปลี่ยนแปลงตลอดเวลาที่ใช้งาน

ลักษณะการใช้งานของชิ้นงานว่า เกี่ยวข้องกับการที่อาจจะสูญเสียชีวิตหรือทรัพย์สินจำนวนมากหรือไม่

น้ำหนักของชิ้นงานว่าจำเป็นต้องเบาที่สุดหรือไม่ เช่น ชิ้นส่วนสำหรับเครื่องบิน

จำนวนชิ้นส่วนที่ผลิตออกมา

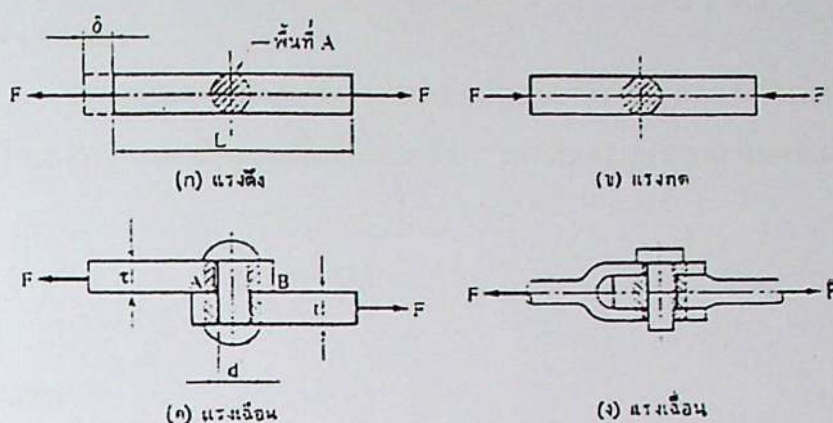
เนื้อวัสดุที่ผลิตออกมาอาจไม่สม่ำเสมอทำให้ความสามารถในการรับต่างกัน

ความเค้น (Stress)

นิยามของความเค้น คือแรงหารด้วยพื้นที่หน้าตัดที่รับแรงความเค้นอย่างง่าย (Simple stress) มีอยู่สามชนิดคือ ความเค้นดึง ความเค้นกด และความเค้นเฉือน พิจารณารูปที่ 2.2 (ก) และ 2 (ข) ซึ่งเป็นท่อนโลหะกลมอยู่ภายใต้แรงดึงและแรงกด F ตามลำดับความเค้นดึงและความเค้นกดคือ

$$\sigma_t = F/A$$

$$\sigma_c = F/A \quad (2.2)$$



รูปที่ 2.2 แสดงแรงชนิดต่างๆ

ในกรณีที่แผ่นโลหะยึดติดกันด้วยหมุดยัดรูปที่ 2.2 (ค) ตัวหมุดยัดอาจจะขาดเนื่องจากแรงเฉือนกระทำที่หน้าตัด AB ถ้าพื้นที่หน้าตัดของหมุดยัดเท่ากับ A ความเค้นเฉือนในหน้าตัดของหมุดยัดคือ

$$\tau = F/A \quad (2.3)$$

ถ้าหน้าตัดของชิ้นงานรับแรงเฉือนมากกว่าหนึ่งแห่งดังเช่นรูปที่ 2.2 (ง) ซึ่งมีสองแห่งพื้นที่หน้าตัดที่รับแรง $2A$ ในกรณีเช่นนี้เรียกว่า หมุดยัดรับแรงเฉือนคู่ (Double shear) เพราะฉะนั้นความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นในหน้าตัดของหมุดยัดจะเท่ากับ

$$\tau = F/2A \quad (2.4)$$

พิจารณาหมุดยัดในรูปที่ 2.2 (ค) จะเกิดการอัดกันระหว่างด้านข้างของตัวหมุดยัดกับแผ่นโลหะด้วยความเค้นที่ผิวโลหะที่สัมผัสกันนี้ไม่สม่ำเสมอนัก ในทางปฏิบัติจึงหาความเค้นกดโดยใช้พื้นที่ภาพฉาย (Projected area) ของส่วนที่อัดกันอยู่แทนการใช้พื้นที่จริงรอบหมุดยัด และมีชื่อเรียกว่าความเค้นอัด (Bearing stress) ถ้าหมุดยัดมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง d ความเค้นอัดนี้คือ

$$\sigma_c = F/dt \quad (2.5)$$

ความเครียด (Strain)

ความเครียด หมายถึง อัตราส่วนระหว่างส่วนที่ยืดหรือหดของชิ้นงานกับความยาวเดิมจากรูปที่ 2.2 (ก) ส่วนที่ยืดออกเนื่องจากแรงดึง F เท่ากับ σ เพราะฉะนั้นความเครียดนี้จะ

$$\epsilon = \sigma / L \quad (2.6)$$

การออกแบบเพลา

เพลาเป็นชิ้นส่วนที่มีใช้อยู่ในเครื่องจักรเกือบทุกชนิด ดังนั้นจึงสมควรที่จะพิจารณาถึงการออกแบบโดยเฉพาะ ซึ่งเพลาอาจจะมีชื่อเรียกแตกต่างกันไปตาม ลักษณะการใช้งาน ดังนี้

เพลา (Shaft) เป็นชิ้นส่วนที่หมุนและใช้ในการส่งกำลัง

แกน (Axle) เป็นชิ้นส่วนลักษณะเดียวกับเพลาแต่ไม่หมุนส่วนมากเป็นตัวรองรับชิ้นส่วนที่หมุน

สพินเดิล (Spindle) เป็นเพลาขนาดสั้นที่ไม่หมุนเช่นเพลาที่หัวแท่นกลึง

สตั๊บชาฟต์ (Stub shaft) หรือบางครั้งเรียกว่า เฮดชาฟต์ (Head shaft) เป็นเพลาที่ติดเป็นชิ้นส่วนต่อเนื่องกับเครื่องยนต์มอเตอร์

เพลาแนว (Line shaft) เป็นเพลาส่งกำลังหรือเพลาเมน (Main shaft) เป็นเพลาที่ต่อตรงจากเครื่องต้นกำลัง

เพลาอ่อน (Flexible shaft) เป็นเพลาที่สามารถอ่อนตัวหรืองอโค้งได้ ใช้ในการส่งกำลังในลักษณะทำมุมกันได้

เพลาอาจจะรับแรงดึง แรงกด แรงบิด แรงอัด หรือแรงหลายอย่างรวมกันได้ ดังนั้นการคำนวณจึงต้องใช้ความเค้นผสมเข้าช่วย แรงเหล่านี้ อาจยังมีการเปลี่ยนแปลงขนาดตลอดเวลาทำให้เพลาเสียหายเพราะความล้าซ้ำได้

วัสดุเพลา วัสดุที่ใช้ทำเพลาทั่วไปคือเหล็กกล้าละมุน (Mild Steel) แต่ถ้าต้องการมีความเหนียวและความทนทานต่อแรงกระตุกเป็นพิเศษแล้ว มักจะใช้เหล็กกล้าผสมโลหะอื่นทำเพลา เช่น AISI 1374 3140 4150 4340 เป็นต้น เพลาที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางต่ำกว่า 90 mm มักจะกลึงมาจากเหล็กกล้าคาร์บอนซึ่งผ่านการรีดร้อน อย่างไรก็ตามเพื่อให้เพลา มีราคาถูกที่สุด ผู้ออกแบบควรพยายามเลือกใช้เหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดา ก่อนที่จะเลือกใช้เหล็กกล้าชนิดอื่น

ขนาดของเพลา เพื่อให้เพลา มีมาตรฐานเหมือนกัน องค์การมาตรฐานระหว่างประเทศจึงได้กำหนดขนาดมาตรฐานของเพลาซึ่งเป็นขนาดระบุ (Nominal Size) ISO/R 775-1969

เอาไว้สำหรับให้ผู้ออกแบบเลือกใช้ทั้งนี้เพื่อให้สามารถหาซื้อได้ทั่วไป นอกจากนี้ยังเป็นขนาดที่สอดคล้องกับขนาดของแบร็ริงที่ใช้รองรับเพลาคับขนาดครีบูของเพล

การพิจารณาในการออกแบบ

การคำนวณหาขนาดของเพลที่พอเหมาะขึ้นอยู่กับลักษณะการใช้งาน ในบางครั้งอาจหาขนาดของเพลเพื่อให้เพลด้อยแรงที่กระทำอย่างเฉียวไม่เป็นการเพียงพอ เช่น ในกรณีของเพลาลูกเบี้ยว (Cam Shaft) ในเครื่องยนต์สันดาปภายในต้องการให้มีตำแหน่งเพียงตรงดั่งนั้นมุมบิดของเพลที่เกิดขึ้นในขณะที่ใช้งานต้องมีค่าไม่มากกว่าที่กำหนดไว้ เป็นต้น นั่นคือเพลจะต้องมีความแข็งแรง อยู่ภายในพิคคัทที่ต้องการ ถ้ามุมบิดมากเกินไปนอกจากจะเสียความเพียงตรงทางด้านตำแหน่งแล้วยังอาจจะก่อให้เกิดความสั่นสะเทือนซึ่งมีผลทำให้เพืองและแบร็ริงที่รองรับเพลอยู่เกิดความเสียหายได้ง่ายขึ้น

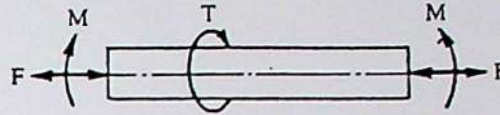
ถึงแม้ว่าจะไม่มีมาตรฐานสำหรับพิคคัทของเพลไว้ก็ตาม ในทางปฏิบัติแล้วมักจะให้มุมบิดของเพลในเครื่องจักรกลทั่วไปไม่เกิน 0.30 ต่อความยาวเพล 1m สำหรับเพลส่งกำลังทั่วไปอาจจะให้มุมบิดได้ถึง 10 ต่อความยาวเพล 20 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพล ในกรณีของเพลาลูกเบี้ยวสำหรับเครื่องยนต์สันดาปภายในแล้วจะมีมุมบิดได้ไม่เกิน 0.5 องศา ตลอดความยาวของเพล

ความแข็งแรงที่สำคัญอีกอย่างหนึ่งคือ ความแข็งแรงทางด้านระยะโก่งเพราะจะต้อง ใช้ระยะ โก่งของเพลที่อยู่ภายใต้แรงภายนอกเป็นตัวสำคัญในการกำหนดระยะเบียด (Clearance) ระหว่างตัวสายพาน เพือง โครงของเครื่องจักร ตลอดจนการเลือกชนิดของแบร็ริงสำหรับรองรับเพลให้เหมาะสม ถ้าเพลมีระยะโก่งมากเกินไปจะทำให้ความยาวของฟันเพืองส่วนที่สัมผัสหรือขบกันลดลงเป็นผลทำให้อัตราส่วนการขบ (Contact Ratio) ของเพืองลดลงด้วย ทำให้การส่งกำลังของเพืองไม่ราบเรียบเท่าที่ควร การเลือกแบร็ริงมารองรับเพลก็เช่นกันจำเป็นจะต้องเลือกแบร็ริงชนิดที่อนุญาตไม่มีการเอียงแนวสำหรับการใช้งานได้พอเหมาะกะระยะโก่งของเพลที่จะเกิดขึ้น ซึ่งอาจจะเป็นแบร็ริงแบบธรรมดาหรือแบร็ริงแบบปรับแนวได้เอง (Self-Aligning Bearing) ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับค่าระยะโก่งเป็นสำคัญ

ระยะโก่งดังกล่าวมานี้ก็ไม่มีมาตรฐานกำหนดเป็นแนวทางไว้ โดยทั่วๆ ไปแล้วผู้ออกแบบอาจจะถือค่าต่อไปนี้เป็นแนวทางในการกำหนดความแข็งแรงทางด้านระยะโก่งได้ดังนี้คือ สำหรับเพลเครื่องจักรทั่วไป ค่าระยะโก่งระหว่างจุดที่รองรับด้วยแบร็ริงควรจะไม่เกิน 0.08 mm/m

การออกแบบเพลตามโค้ดของ ASME วิธีดังกล่าวนี้ใช้ความเค้นเฉือนสูงสุด และไม่พิจารณาถึงความล้าหรือความเค้นหนาแน่นที่เกิดขึ้นบนเพล ซึ่งเป็นการออกแบบโดยวิธี

สถิตยศาสตร์ (Static Design Method) ในการหาสมการสำหรับการออกแบบเพลตให้พิจารณาเพลตในรูปที่ 2.3 ให้เพลตเป็นแบบกลมและแบบกลวง โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกเท่ากับ d_i และ d ตามลำดับ ความเค้นต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นบนเพลตมีดังต่อไปนี้คือ



รูปที่ 2.3 เพลตอยู่ภายใต้แรงต่าง ๆ

ความเค้นแรงดึง

$$\sigma_t = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_i^2)} \quad (2.7)$$

ความเค้นดัด

$$\begin{aligned} \sigma_b &= \frac{MC}{I} \\ &= \frac{32M_d}{\pi(d^4 - d_i^4)} \end{aligned} \quad (2.8)$$

ความเค้นเฉือน

$$\begin{aligned} \tau_{xy} &= \frac{Tr}{J} \\ &= \frac{16T_d}{\pi(d^4 - d_i^4)} \end{aligned} \quad (2.9)$$

นอกจากนี้โค้ดของ ASME ยังได้ระบุเอาไว้ว่าเพลตซึ่งอยู่ในงานธรรมชาติทั่วไป ควรจะมีค่าความเค้นเฉือนใช้งานดังนี้

$$d = 55 \text{ N/mm}^2 \text{ สำหรับเพลตที่ไม่มีร่องลึ้ม}$$

$d = 41 \text{ N/mm}^2$ สำหรับเพลามีร่องลิ้น

ความแข็งแรงทางด้านการบิด

สำหรับเพลามีขนาดสม่ำเสมอ มุมบิดเป็น rad จะหาค่าได้จากสมการ

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \quad (2.10)$$

สำหรับเพลากกลมตัน

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

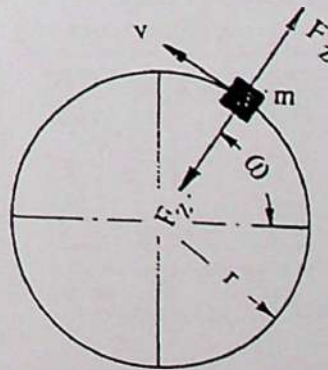
$$\theta = \frac{584TL}{(1 - K^1)Gd^4} \quad (2.11)$$

ถ้าเป็นเพลากกลมกลวง

$$\theta = \frac{584TL}{(1 - K^1)Gd^4} \quad (2.12)$$

ฉะนั้นถ้าต้องการให้เพลามีความแข็งแรงตรงตามลักษณะการใช้สมการที่ (2.12) นี้
ตรวจสอบคู่มุมบิดให้อยู่ในค่าที่ต้องการ

การหาแรงตามแนวรัศมี



รูปที่ 2.4 การหาแรงตามแนวรัศมี

แรงตามแนวรัศมี F_z จะมีทิศทางเข้าหาศูนย์กลางและเหวี่ยงมวล m ให้เคลื่อนที่เป็นวงกลม แรงต้าน ซึ่งมีขนาดเท่ากันหรือแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง F_z

F_z = แรงตามแนวรัศมี , N

F_z = แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง , N

m = มวลของวัตถุเป็น , kg

ω = ความเร็วเชิงมุม , 1/s

r = รัศมีของวงกลมในการเคลื่อนที่ , m

v = ความเร็วขอบ , m/s

แรงรัศมี = มวล $\times$ รัศมี $\times$ ความเร็ว เชิงมุม

แรงรัศมี = $\frac{\text{มวล} \times \text{ความเร็วขอบ}^2}{r}$

รัศมี

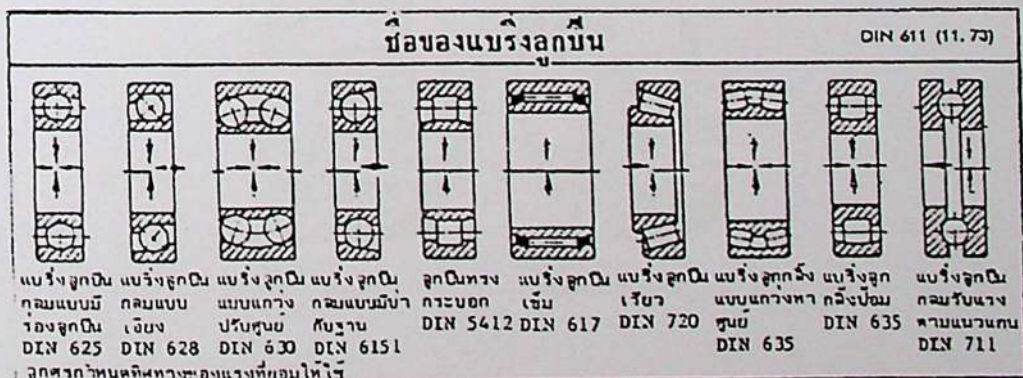
$$F_z = m \times r \times \omega$$

$$F_z = \frac{m \times v^2}{r}$$

(2.13)

โรลลิงเบริง (Rolling Bearing)

โดยทั่วไปแล้วโรลลิงเบริงจะแบ่งออกได้เป็นสองพวกใหญ่ ๆ คือ บอลเบริง ซึ่งมีลูกกลิ้ง (Rolling Element) เป็นรูปทรงกลม และ โรลเลอร์เบริง (Roller Bearing) ซึ่งมีลูกกลิ้งทรงกระบอกตรง (Straight Roller) หรือรูปทรงกระบอกเรียว (Tapered Roller) เบริงทั้งสองประเภทนี้ยังแยกออกเป็นชนิดต่าง ๆ ดังที่ได้แสดงในรูปที่ 2.5



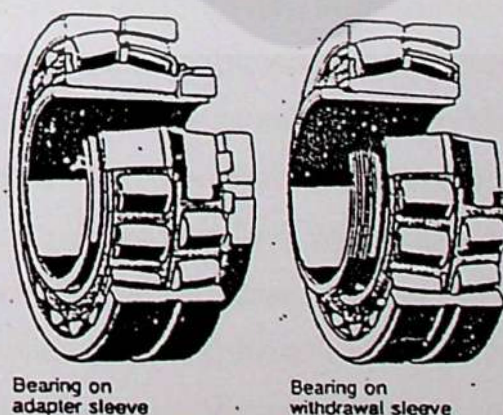
รูปที่ 2.5 ชนิดของเบริง

คลัตลูกปืนเม็ดโค้ง (Spherical Roller Bearings)

คลัตลูกปืนเม็ดโค้งมีลูกกลิ้งอยู่สองแถว ซึ่งใช้รางวิ่งที่เป็นผิวโค้งที่อยู่ในวงแหวน นอกพร้อมกับรางวิ่งสองรางที่วงแหวนในเอียงทำมุมกับแกนของคลัตลูกปืน คลัตลูกปืนเป็นแบบปรับแนวได้เอง และจึงส่งผลให้ไม่อ่อนไหวต่อค่าความผิดพลาดในการวางแนวของเพลาเมื่อเทียบกับตัวเสื้อ และการคดของเพลา นอกจากการรับแรงในแนวรัศมีแล้ว คลัตลูกปืนยังสามารถรับแรงรุนได้ทั้งสองทิศทาง ดังรูปที่ 2.6

คลัตลูกปืนเม็ดโค้งของเอสเคเอฟมีจำนวนเม็ดลูกกลิ้งจำนวนมากทั้งขนาดยาว เส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่และสมมาตรกัน จึงทำให้สามารถรับแรงได้สูง การออกแบบภายในจะแตกต่างกันเล็กน้อยขึ้นอยู่กับขนาดของอนุกรม แต่ได้รับการปรับปรุงอย่างต่อเนื่องตลอดมาหลายปี รูปร่างของรางวิ่งที่ออกแบบเป็นพิเศษ และผิวสำเร็จที่ดีของรางวิ่งทำให้เชื่อได้ว่าคลัตลูกปืน (โดยเฉพาะแบบ E CC และ CAC) จะมีความเสียดทานต่ำสุดคลัตลูกปืนเหล่านี้มีอุณหภูมิขณะใช้งานต่ำ หรือสามารถรับแรงในแนวแกนได้สูงกว่าหรือสามารถทำงานที่ความเร็วสูงกว่าคลัตลูกปืนเม็ดโค้งแบบทั่วไป แบบ E จะเป็นแบบมาตรฐานใหม่ของเอสเคเอฟ สำหรับคลัตลูกปืนเม็ดโค้ง และกำลังได้รับการแนะนำอย่างต่อเนื่อง โดยเริ่มต้นจากขนาดเล็กของอนุกรม 222 และ 223

คลัตลูกปืนเม็ดโค้งของเอสเคเอฟมีทั้งแบบรูกกลมและรูรีขเว รูรีขเวของคลัตลูกปืนอนุกรม 240 และ 241 มีความเร็ว 1 : 30 (ระบุด้วยตัวต่อสุดท้าย K 30) ในขณะที่มีความเร็วของคลัตลูกปืนอื่น ๆ เท่ากับ 1 : 12 (ระบุด้วยตัวต่อท้าย K)



รูปที่ 2.6 คลัตลูกปืนเม็ดโค้ง

เอสเคอฟีปล็อกปรับขนาดเพลาและปลอกสวมเพลา ซึ่งสามารถใช้ติดตั้งลับ ลูกปืนเม็ดโค้งที่มีรูเรียวลงบนเพลาเรียบ หรือเพลาเป็นขั้นบันได (stepped shafts) ได้อย่างง่ายและรวดเร็ว ข้อมูลสำหรับลับลูกปืนเม็ดโค้งพร้อมปลอกปรับขนาดเพลาและปลอกสวมที่เหมาะสม แสดงอยู่ในตารางภาคผนวกที่ 3

สายพานและล้อสายพาน

การส่งกำลังทางกลจากเพลาอันหนึ่งไปยังเพลาอีกอันหนึ่ง อาจทำได้ 3 วิธี คือ โดยใช้เฟือง ใช้สายพาน หรือใช้โซ่ การส่งกำลังโดยสายพานเป็นการส่งกำลังแบบอ่อนตัวได้ (Flexible) ซึ่งมีข้อดีและข้อเสียหลายประการเมื่อเปรียบเทียบกับ การส่งกำลังโดยใช้เฟือง ข้อดีก็คือ มีราคาถูกและใช้งานง่าย รับแรงกระตุกและการสั่นสะเทือนได้ดี ขณะใช้งานไม่มีเสียงดัง ข้อเสียคือ อัตราทดไม่แน่นอนนักเนื่องมาจากการสลิป (Slip) ของสายพานและการครีป (Creep) ของสายพาน

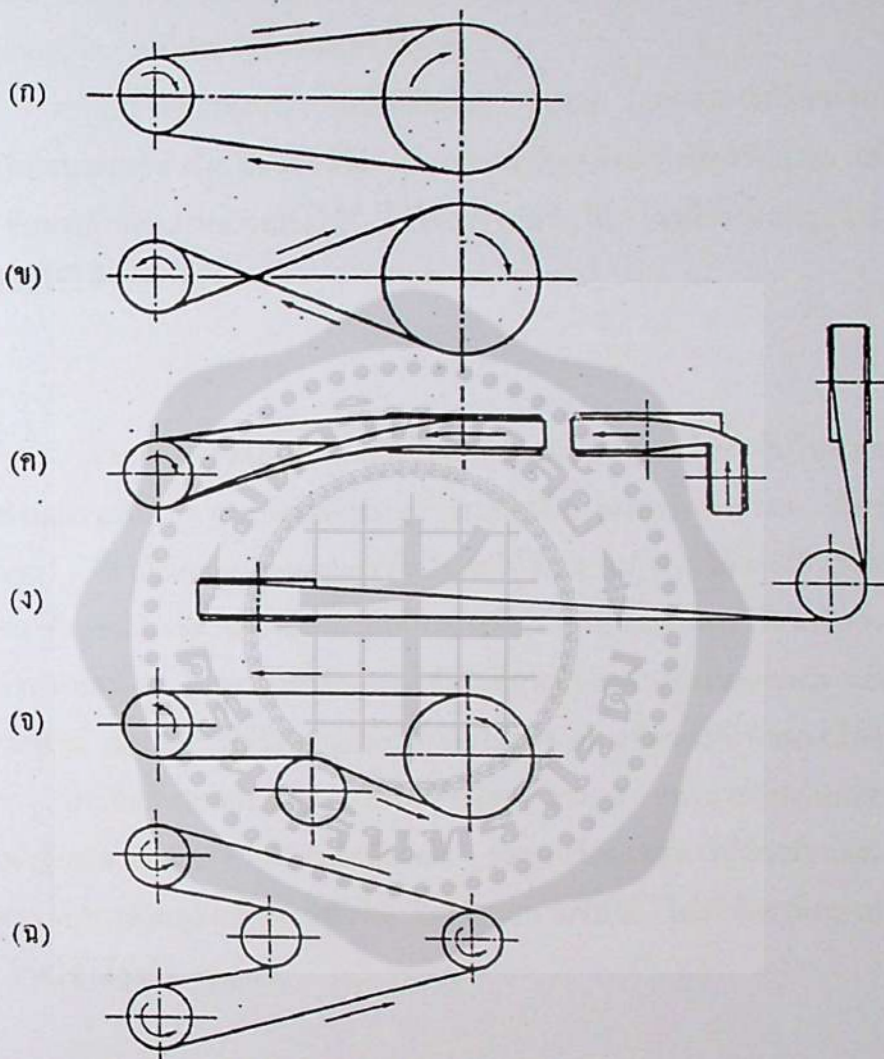
ลักษณะการจับด้วยสายพาน

เนื่องจากคุณสมบัติในการอ่อนตัวของสายพาน จึงอาจจัดลักษณะการจับสายพาน ได้ต่าง ๆ กัน ลักษณะทั่วไปนิยมใช้ในการจับด้วยสายพานคู่ได้จากรูปที่ 2.7

เมื่อต้องการจับเพลาที่อยู่ขนานกัน และต้องการให้เพลาทั้งสองหมุนในทิศทางเดียวกัน ก็จะทำให้ในลักษณะดังรูปที่ 2.7 (ก) ซึ่งเรียกว่าโอเพินไดรฟ์ (open drive) และถ้าเพลาอยู่ห่างกันมากควรจะให้สายพานตึงตึง (tight) และด้านบนหยุด (slack) แต่ถ้าต้องการให้เพลาทั้งสองหมุนสวนทางกันก็ทำดังรูปที่ 2.7 (ข) ซึ่งเรียกว่าครอสไดรฟ์ (crossed drive) แต่การจับในลักษณะนี้จุดที่สายพานไขว้กันจะทำให้สายพานตึงเกินไป ทำให้สายพานเกิดการสึกหรอมาก ดังนั้นเพื่อเป็นการป้องกันมิให้สายพานสึกหรอมากเกินไปจึงควรจะให้จุดศูนย์กลางของล้อสายพานอยู่ห่างกันไม่น้อยกว่าสี่สิบเท่าของความกว้างสายพาน และทำงานที่ความเร็วสายพานไม่เกิน 15 m/s

การจับแบบควอเตอร์เทอนไดรฟ์ (quarter turn drive) ดังรูปที่ 2.7 (ค) ใช้เมื่อเพลาทั้งสองฉากกัน และเพื่อป้องกันมิให้สายพานหลุดออกจากล้อสายพานในขณะที่ใช้งานจึงต้องใช้ล้อสายพานที่กว้างเพียงพอ โดยทั่วไปมักจะตึงกว้างมากกว่าความกว้างสายพานไม่น้อยกว่า 1.4 เท่า และก่อนใช้งานจะต้องตรวจสอบก่อนเสมอ ส่วนการจับแบบมัลติไดรฟ์ (multi drive) ดังรูปที่ 2.7 (ง) ใช้เมื่อเพลาทั้งสองตั้งฉากกัน แต่ไม่อาจจัดในลักษณะควอเตอร์เทอนไดรฟ์ได้ หรือเมื่อต้องการให้หมุนกลับทิศทางได้ เมื่อไม่สามารถใช้จับในลักษณะโอเพินไดรฟ์ได้ เพราะส่วนโค้งสัมผัส (arc of contact) บนล้อสายพานเล็กมีค่าน้อยเกินไป (เพราะอัตราทดสูง และล้อสายพาน

อยู่ใกล้กันมาก) หรือเมื่อไม่อาจทำให้สายพานตึงโดยวิธีอื่น ก็อาจทำได้โดยใช้ล้อช่วย (idler) ดังรูปที่ 2.7 (จ) เป็นการช่วยให้สายพานสัมผัสล้อมากขึ้นซึ่งเพิ่มกำลังที่ส่งได้ด้วย ส่วนการจับแบบวีเวสโครว์ (reverse drive) ใช้เมื่อต้องการส่งกำลังไปยังเพลาหลาย ๆ อันพร้อมกัน



รูปที่ 2.7 ลักษณะการจับด้วยสายพาน

- (ก) โอเพินไดรฟ์
- (ข) ครอสไดรฟ์
- (ค) ควอเตอร์เทอนไดรฟ์
- (ง) มิวส์ไดรฟ์
- (จ) แสดงการโดยใช้ล้อช่วย
- (ฉ) รีเวอร์ไดรฟ์

ชนิดและวัสดุสายพาน

สายพานแบ่งออกเป็น 4 ชนิด ตามลักษณะหน้าตัดของสายพาน คือ สายพานแบบ (Flat Belts) มีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า สายพานลิ่ม (V-Belts) มีหน้าตัดสัณฐานโค้งงอได้มากที่สุดเมื่อผิวด้านข้างของสายพานอัดแน่นกับร่องบนล้อสายพาน และในกรณีที่มิมีเหตุฉุกเฉิน ก็อาจใช้ผลจากการอัดแน่นนี้ทำหน้าที่เป็นเบรกได้ด้วย

การขับเคลื่อนด้วยสายพานลิ่ม มีข้อดีคือเงียบ สะอาด และสามารถรับแรงกระตุกได้ นอกจากนั้นยังมีขนาดกระทัดรัด มีประสิทธิภาพดี และแรงของเพลาลังไม่ต้องรับแรงมากเกินไป จึงมักใช้ในการขับเคลื่อนด้านอุตสาหกรรมทั่วไป ซึ่งใช้สายพานขับเคลื่อนได้ โดยมีอัตราทดสูงประมาณ 7 ต่อ 1 หรือ อาจใช้ได้สูงถึง 10 ต่อ 1

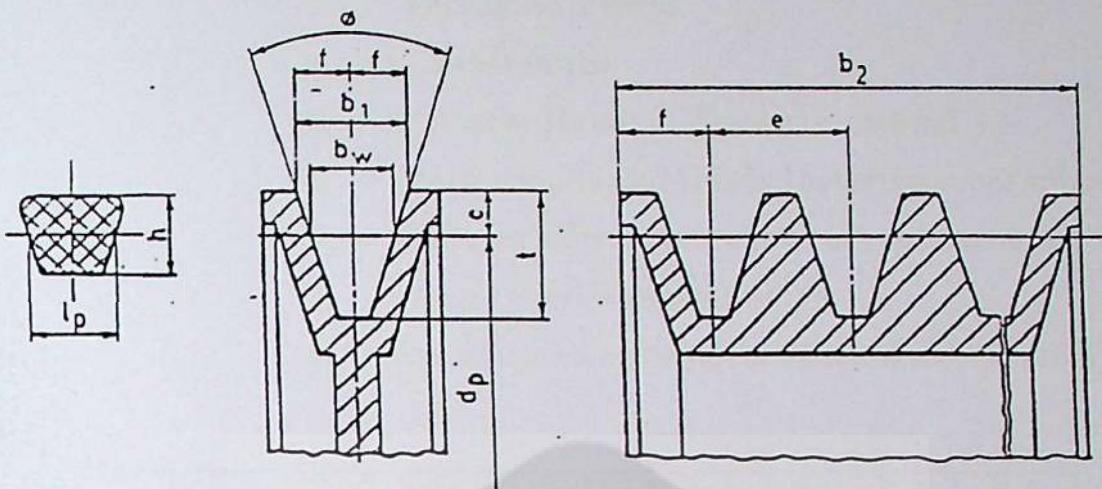
สายพานลิ่ม

สายพานลิ่มใช้ส่งกำลังได้ค่อนข้างมากโดยต้องการแรงดึงขึ้นต้นในสายพานค่อนข้างน้อย ทั้งนี้เพราะผลของการเกาะยึดตัวกันระหว่างด้านข้างของสายพานที่เรียบ กับร่องรูปลิ่มของล้อสายพาน ทำให้เกิดแรงเสียดทานสูงซึ่งเป็นผลให้สายพานทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ แม้ว่าจะมีส่วนโค้งสัมผัสเล็กน้อย และมีดงขึ้นต้นค่อนข้างต่ำ และเหมาะกับการใช้งานในกรณีที่ระยะระหว่างศูนย์กลางน้อย ในการส่งกำลังจะส่งได้มากที่สุดเมื่อผิวด้านข้างของสายพานอัดแน่นกับร่องบนล้อสายพาน และในกรณีที่มิมีเหตุฉุกเฉิน ก็อาจใช้ผลจากการอัดแน่นนี้ทำเบรกได้ด้วย

การขับเคลื่อนด้วยสายพานลิ่ม มีข้อดีคือเงียบ สะอาด และสามารถรับแรงกระตุกได้ นอกจากนั้นยังมีขนาดกระทัดรัด มีประสิทธิภาพดี และแรงของเพลาลังไม่ต้องรับแรงมากเกินไป จึงมักใช้ในการขับเคลื่อนด้านอุตสาหกรรมทั่วไป ซึ่งใช้สายพานขับเคลื่อนได้ โดยมีอัตราทดสูงประมาณ 7 ต่อ 1 หรือ อาจใช้ได้สูงถึง 10 ต่อ 1

ขนาดสายพานและล้อสายพานลิ่ม

สายพานลิ่ม มีหน้าตัดเป็นรูปลิ่ม ดังนั้นในการกำหนดขนาดจึงกำหนดโดยใช้ความกว้างพิตช์ (Pitch Width) และความหนาสายพานโดยใช้ตัวอักษรแทน ซึ่งแบ่งออกเป็นสายพานลิ่มแบบแคบ (Narrow V-Belt) มีขนาด SP SPA SPB and SBC และสายพานลิ่มแบบธรรมดา มีขนาด Y, A, B, C, D, และ Z ซึ่งในที่นี้กล่าวถึงเฉพาะสายพานลิ่มแบบธรรมดาเท่านั้น รูปร่างหน้าตัดของสายพานลิ่มและล้อสายพาน ดูได้จากรูปที่ 2.8 ส่วนขนาดต่าง ๆ ดูได้จากตารางภาคผนวกที่ 4 และตารางภาคผนวกที่ 5



รูปที่ 2.8 หน้าตัดสายพานลิ้มและล้อสายพาน

การกำหนดขนาดของสายพานลิ้ม

การคำนวณทางด้านการส่งกำลังโดยสายพานลิ้มจะใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิทซ์ของล้อสายพาน d_p เป็นพื้นฐาน และในที่นี้จะแสดงวิธีเลือกขนาดของสายพานลิ้มตามคำแนะนำของบริษัทผู้ผลิต เช่นเดียวกับกรณีของสายพานแบน

ในการเลือกขนาดของล้อสายพาน บริษัทผู้ผลิตได้แนะนำให้เลือกขนาดของล้อสายพานให้โตที่สุดเท่าที่จะทำได้ ขนาดของล้อสายพานไม่ควรมีขนาดเล็กกว่าค่าที่กำหนดไว้ในตารางภาคผนวกที่ 4 แต่ข้อควรระวังก็คือ ขณะใช้งานตามปกติความเร็วของสายพานไม่ควรสูงกว่า 30 m/s การหาหน้าตัดโดยประมาณของสายพานลิ้มสำหรับการส่งกำลัง อาจทำได้โดยใช้รูปที่ 2.9 แต่กำลังที่ส่งได้จริงของสายพานต้องตรวจสอบจากตารางกำหนดสมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ้ม ซึ่งจะได้กล่าวดังต่อไปนี้

การเลือกขนาดของสายพานลิ้มจะแตกต่างไปจากสายพานแบนเล็กน้อยคือ จะใช้วิธีการคำนวณหาจำนวนเส้นของสายพานลิ้มที่ต้องการใช้งานจากกำลังงานที่ต้องการขับ และตัวประกอบที่ใช้แก้ไขต่าง ๆ จำนวนเส้นของสายพานลิ้มหาได้จากสมการ

$$Z = \frac{W_p \cdot N_p}{P_R \cdot N_s \cdot N_l} \quad (2.14)$$

โดยที่

Z = จำนวนเส้นของสายพาน

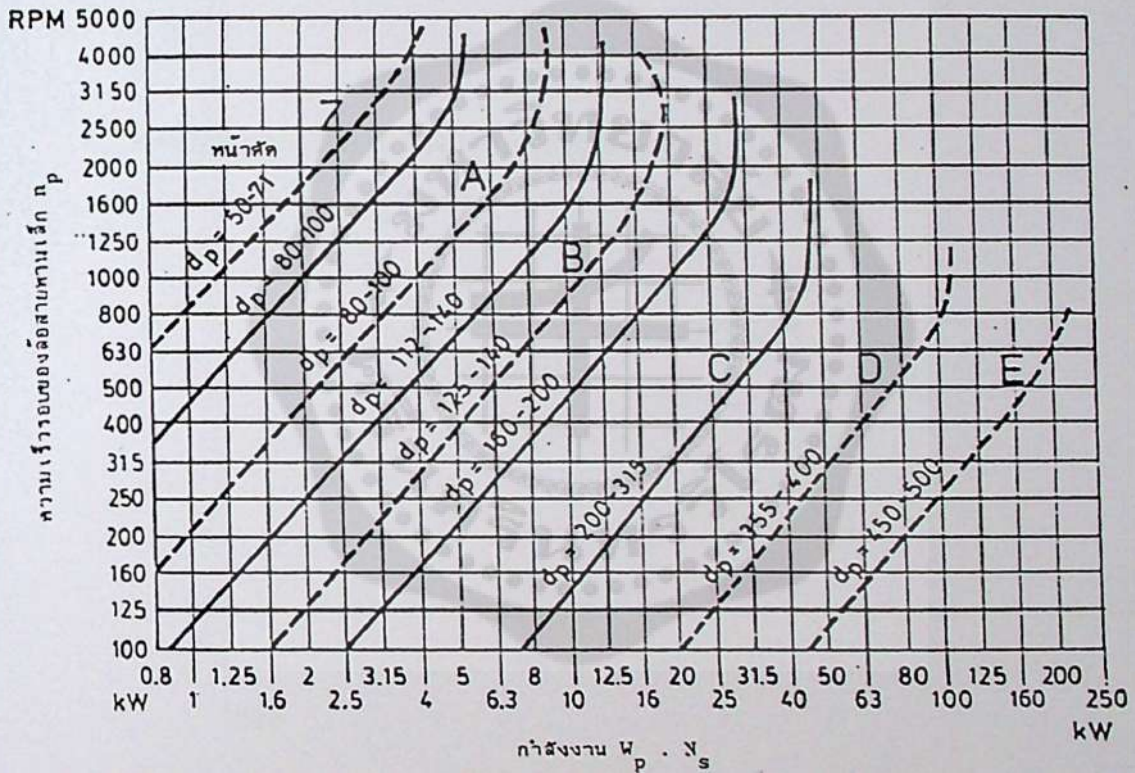
W_p = กำลังที่ต้องการส่ง

N_s = ตัวประกอบใช้งานหาค่าได้จากตารางภาคผนวกที่ 1.7

N_a = ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส ได้จากตารางภาคผนวกที่ 1.6

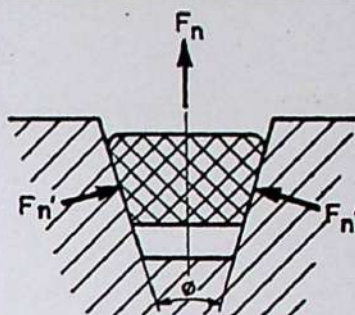
N_l = ตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน (belt length correction factor) หาค่าได้จากภาคผนวกที่ 1.8

P_R = กำลังที่สายพานลิ้มหนึ่งเส้นส่งได้ ได้จากตารางภาคผนวกที่ 1.8



รูปที่ 2.9 แผนภูมิที่ใช้ในการเลือกขนาดหน้าตัดของสายพานลิ้ม

กลศาสตร์ของสายพานลิ่ม



รูปที่ 2.10 แรงบนสายพานลิ่ม

ความยาวพิตซ์โดยประมาณของสายพานลิ่มหาค่าได้จากสมการ

$$L_p = 2C + 1.57 (D_p - d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C} \quad (2.15)$$

$$C_{max} = 2(d_p - D_p)$$

$$C_{min} = 0.7(d_p - D_p)$$

$$C = p + \sqrt{p^2 - q} \quad (2.16)$$

โดยที่

$$p = 0.25 L_p - 0.39 (D_p + d_p)$$

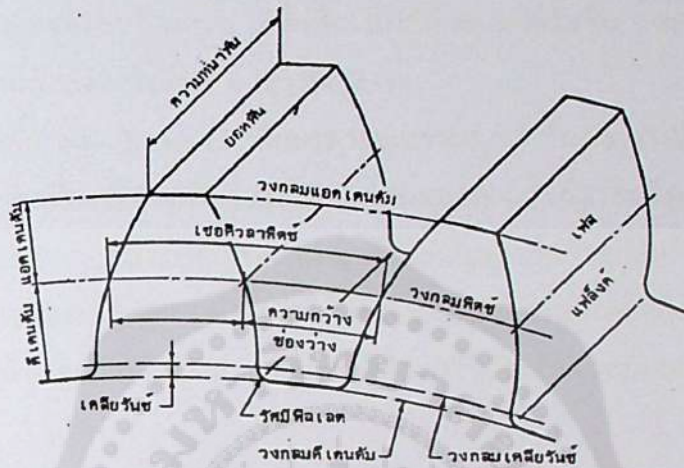
$$q = 0.125 (D_p - d_p)^2$$

เฟืองตรง

เฟืองตรง (spur gear) เป็นชิ้นส่วนเครื่องจักรกลชนิดหนึ่งที่พบอยู่ในเครื่องจักรกลทั่วไป โดยทำหน้าที่ส่งกำลังและหมุนจากเพลาหนึ่งไปยังอีกเพลาหนึ่งที่ขนานกันส่วนมากเพลาขับ (driving gears) จะมีขนาดเล็กกว่าเฟืองตาม (driven gears) และมีชื่อเรียกเป็นพิเศษว่า พิเนียน (pinion) ส่วนเฟืองใหญ่เรียกว่าเฟือง แต่การใช้งานบางโอกาสก็อาจใช้เฟืองใหญ่เป็นเฟืองขับก็ได้

เนื่องจากว่าเฟืองที่ผลิตและใช้กันอยู่ในปัจจุบันนี้ยังใช้ระบบหน่วยอังกฤษกันอยู่เป็นจำนวนมาก ซึ่งก็จำเป็นต้องการเปลี่ยนเฟืองของเครื่องจักรกลที่ชำรุดเสียหาย ฉะนั้นเฟืองในระบบหน่วยอังกฤษก็ยังคงต้องผลิตออกมาอีกเป็นเวลานาน

ในการเรียกชื่อส่วนต่าง ๆ ของเฟือง ให้พิจารณารูปที่ 2.11 ดังต่อไปนี้



รูปที่ 2.11 การเรียกชื่อส่วนต่าง ๆ ของฟันเฟือง

วงกลมพิตช์ (pitch circle) เป็นมีติหลักในการเรียกขนาดของเฟือง โดยบอกขนาดของเฟืองด้วยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (pitch diameter) ในทางทฤษฎีแล้วเฟืองคู่ที่ขบกันจะต้องมีเส้นสัมผัสกัน ณ วงกลมพิตช์

เซอร์คิวลาร์พิตช์ (circular pitch) p เป็นระยะที่วัดบนวงกลมพิตช์ จากจุดหนึ่งบนฟันเฟืองไปยังอีกจุดหนึ่ง ณ ตำแหน่งเดียวกันบนฟันถัดไป จากรูปที่ 2.11 จะเห็นได้ว่าระยะนี้มีค่าเท่ากับผลรวมของความกว้างฟันและความกว้างช่องว่างระหว่างฟัน

โมดูล (module) m เป็นอัตราส่วนระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์กับจำนวนฟันบนเฟือง หน่วยที่ใช้วัดโมดูลคือมิลลิเมตร โมดูลนี้เป็นดัชนีสำหรับบอกขนาดของฟันเฟืองในระบบหน่วย เอสไอ

ไดอะมิทรัลพิตช์ (diametral pitch) P เป็นอัตราส่วนระหว่างจำนวนฟันบนเฟืองกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ ฉะนั้นจึงเป็นส่วนกลับของโมดูล ไดอะมิทรัลพิตช์นี้เป็นดัชนีสำหรับบอกขนาดของฟันเฟืองในระบบหน่วยอังกฤษ ซึ่งกำลังได้รับการเปลี่ยนแปลงให้เป็นระบบหน่วยเอสไอ ดังนั้นความยาวของเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์จึงใช้บอกเป็นนิ้ว

แอดเดนดัม (addendum) a หรือช่วงสูงบน เป็นระยะที่วัดในแนวรัศมีระหว่าง ยอดฟัน (top land) ถึงวงกลมพิตช์

ดีเดนดัม (dedendum) d หรือช่วงสูงล่าง เป็นระยะที่วัดในแนวรัศมีระหว่าง โคนฟัน (bottom land) ถึงวงกลมพิตช์ ฉะนั้นความสูงของฟันเฟืองคือ ผลรวมระหว่าง a กับ d

เคลียร์นซ์ (clearance) c ในการที่เฟืองสองอันขบกันดีเดนดัมของเฟืองหนึ่งต้องมีค่ามากกว่าแอดเดนดัมของอีกเฟืองหนึ่ง เพื่อที่จะไม่ให้เกิดการขัดกันขึ้น ผลต่างระหว่างค่าดีเดนดัมและแอดเดนดัมนี้เรียกว่าเคลียร์นซ์ c (ดูรูปที่ 2.11)

แบ็คแลช (backlash) คือผลต่างระหว่างความกว้างช่องว่างระหว่างฟันเฟืองหนึ่ง กับความกว้างของฟันเฟืองอีกอันหนึ่งที่ขบกัน โดยวัดตามแนวเส้นวงกลมพิตช์ ฉะนั้นในการขับเคลื่อนเฟืองที่มีแบ็คแลช เฟืองขับจะสามารถหมุนไปได้เป็นมุมเล็กน้อยก่อนที่เฟืองตามจะหมุนไป แบ็คแลชนี้จำเป็นจะต้องมีอยู่เสมอ ทั้งนี้เพื่อให้มีช่องว่างสำหรับน้ำมันหล่อลื่น และเพื่อให้เฟืองสามารถขยายตัวได้เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น ตลอดจนมีเผื่อเอาไว้สำหรับความผิดพลาดในการตัดรูปร่างของฟันเฟือง

ความหนาแน่นของฟัน (face width) b คือความหนาของฟันเฟืองวัดในทิศทางเดียวกับแนวแกนของเฟือง ซึ่งในที่นี้จะเรียกว่าความหนาเฟือง

แฟล็งก์ (flank) คือผิวทางด้านข้างของฟันเฟือง ซึ่งอยู่ระหว่างวงกลมพิตช์กับวงกลมดีเดนดัม

อัตราทด (velocity ratio) m_ω คืออัตราส่วนระหว่างความเร็วเชิงมุมของเฟืองขับ ต่อความเร็วเชิงมุมของเฟืองตาม ถ้าให้ “1” และ “2” แทนเฟืองขับและเฟืองตามตามลำดับ จากความรู้ทางด้านกลศาสตร์จะได้ว่า

$$m_\omega = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (2.17)$$

โดยที่

ω = ความเร็วเชิงมุม , rad/s

n = ความเร็วรอบ , rpm

d = เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ , mm หรือ in

N = จำนวนฟัน

อัตราส่วนเฟือง (gear ratio) m_g คืออัตราส่วนระหว่างจำนวนฟันของเฟืองต่อจำนวนฟันของพิเนียน ถ้าพิเนียนเป็นตัวขับแล้ว

$$\begin{aligned} m_g &= m_\omega \\ &= \frac{N_2}{N_1} \end{aligned}$$

มาตรฐานการบอกขนาดของฟัน

ตามที่ได้กล่าวมาแล้วว่า คำนีสำหรับบอกขนาดของฟันเฟือง อาจระบุเป็นพิตช์ในระบบหน่วยอังกฤษ หรือระบุเป็นโมดูลในระบบหน่วยเอสไอ จากคำจำกัดความที่ผ่านมาจะได้ว่า

โมดูล

$$m = \frac{d}{N} \quad (2.18)$$

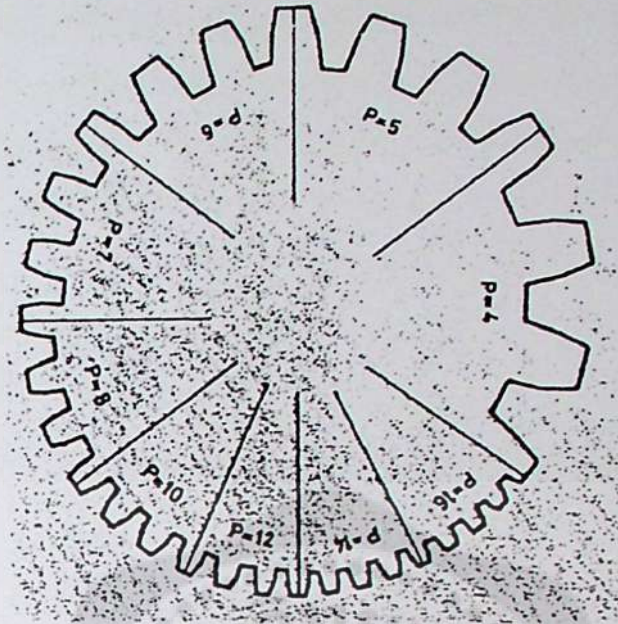
โดยที่ d มีหน่วยเป็น mm

เชอคิวลาพิตช์

$$\begin{aligned} P &= \frac{\pi d}{N} \\ &= \pi m \end{aligned} \quad (2.19)$$

$$\text{ดังนั้น } P_p = \pi \quad (2.20)$$

สำหรับเฟืองที่ผลิตโดยวิธีการหล่อ ควรจะใช้ค่าเชอคิวลาพิตช์ ทั้งนี้เพราะจะทำให้สามารถทำแบบหล่อได้สะดวก ส่วนเฟืองที่ผลิตโดยวิธีการตัดกลึง (machined) มักจะเรียกเป็นไดอะมิทรีลพิตช์หรือโมดูล เพราะมีอุปกรณ์ในการตัดฟันเฟืองเป็นมาตรฐานอยู่แล้ว ในการเลือกใช้เฟือง ควรจะเลือกให้ตรงกับอุปกรณ์ตัดฟันมาตรฐานที่มีอยู่แล้ว โปรดสังเกตด้วยว่าเมื่อขนาดของโมดูลโตขึ้น ความหนาฟันเฟืองก็จะเพิ่มขึ้นด้วย ส่วนของไดอะมิทรีลพิตช์โตขึ้น ความหนาฟันเฟืองจะลดลงดังรูปที่ 2.12



รูปที่ 2.12 ผลของค่าโคะมิทรีลพิศ์ต่อขนาดของพื้นที่เฟือง สำหรับค่าวงกลมพิศ์ที่กำหนดเมื่อโคะมิทรีลพิศ์ เล็กถง ขนาดของพื้นที่เฟืองจะโตขึ้น

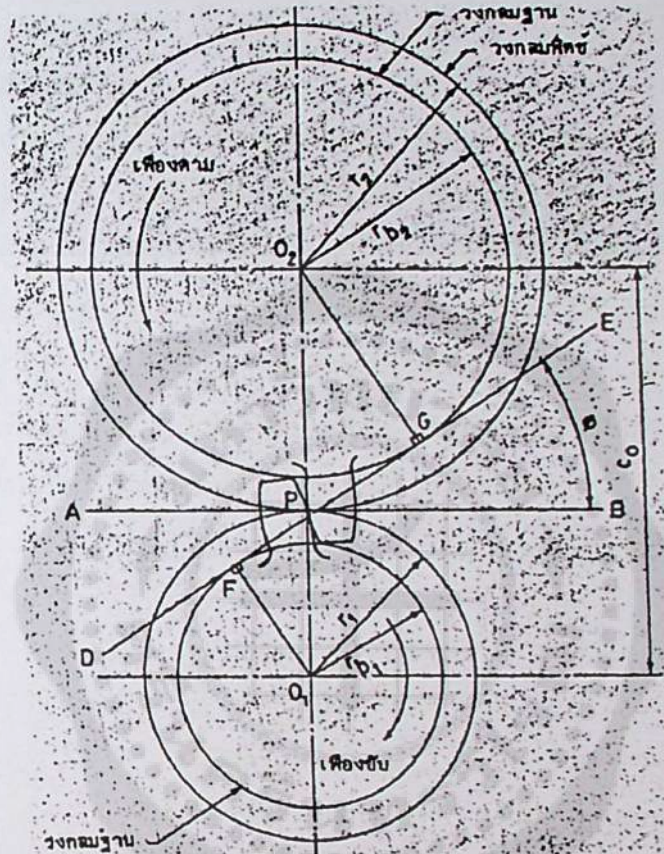
กฎการจับของเฟืองและการทำงานของฟันเฟือง

เฟื่องสองอันที่ขบกันจะให้อัตราตกลงที่ก็ต่อเมื่อเฟื่องคู่หนึ่งเป็นไปตามกฎการจับของเฟื่อง ซึ่งกล่าวได้ว่า :

รูปร่างของพื้นเพื่องจะค้องทำให้เส้นตั้งฉากร่วม (common normal) ที่ลาก ณ จุดสัมผัสระหว่างพื้นทั้งสองผ่านจุดคงที่จุดหนึ่ง ซึ่งอยู่บนเส้นที่โยงระหว่างจุดศูนย์กลางของเพื่องทั้งสองและจุดนี้เรียกว่า จุดพิตช์ (pitch point)

ในการทำความเข้าใจกับข้อความนี้ให้พิจารณารูป 2.13 จุดคงที่ดังกล่าวนี้คือจุด p ซึ่งอยู่บนเส้นที่โยงระหว่างจุดศูนย์กลาง O_1 และ O_2 ของเฟืองทั้งสอง รูปร่างของฟันเฟืองที่เป็นไปตามกฎการขั้วนี้เรียกว่า คอนจูเกตเคิร์ฟ (conjugate curves) และที่นิยมใช้กันมากก็คืออินโวลูตเคิร์ฟ (involute curves) โดยเริ่มต้นจากวงกลมที่เรียกว่าวงกลมฐาน (base circle) (รายละเอียดการสร้างจะดูได้จากหนังสือเขียนแบบวิศวกรรมทั่วไป) เส้นตั้งฉากกับอินโวลูตเคิร์ฟ DE ในรูป 2.13 เป็นแนวเส้นที่แรงปฏิบัติกริยาที่ฟันเฟืองกระทำเรียกว่า แนวของการกระทำ (line of action) หรือแนวแรงกด (Pressure line) และมุม ϕ ในรูปเรียกว่ามุมกด (pressure angle) เฟืองที่ผลิตขึ้นใช้กับเครื่องจักรกลในปัจจุบันนี้มีมุมกด 20 และ 25 องศา เป็นส่วนมากสำหรับเฟืองที่มีมุมกดเท่ากับ 14 $\frac{1}{2}$ องศา ก็ยังมีผลต้อออกมาใช้บ้างทั้งนี้ก็เพื่อใช้สำหรับการเปลี่ยนเฟืองของเครื่องจักรกล

เกาที่ยังคงมีใช้อยู่ภาคผนวกที่ 9 แสดงมาตรฐานของฟันเฟืองเป็นอินโวลูตเคอร์สำหรับมุมกด $14\frac{1}{2}^\circ$ 20° และ 25° ซึ่งบอกทั้งในเทอมของไดอะมิทรีลพิทช์และโมดูล ในกรณีที่เฟืองจะป้องกันมิให้เกิดการขัดกัน (จะได้กล่าวถึงต่อไป) ขึ้น ผู้ผลิตก็อาจจะไม่ใช้ความยาวของฟันทั้งหมดตามมาตรฐาน full depth (FD) แต่จะตัดความสูงของฟันออกเล็กน้อยและเรียกมาตรฐานนี้ว่า stub teeth



รูปที่ 2.13 การทำงานของฟันเฟืองที่ขบกัน

พิทช์ละเอียด (fine pitch) ให้นับตั้งแต่ขนาด 20P (โมดูล 1.25 ลงมา) ขึ้นไป นอกจากนั้นให้ถือว่า เป็นพิทช์หยาบ (coarse pitch)

จากการพิจารณารูปสามเหลี่ยม O_1FP และ O_2GP ในรูป 2.13 จะพบว่ารัศมีของวงกลมฐาน คือ

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

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

หรือเขียนในรูปทั่วไป

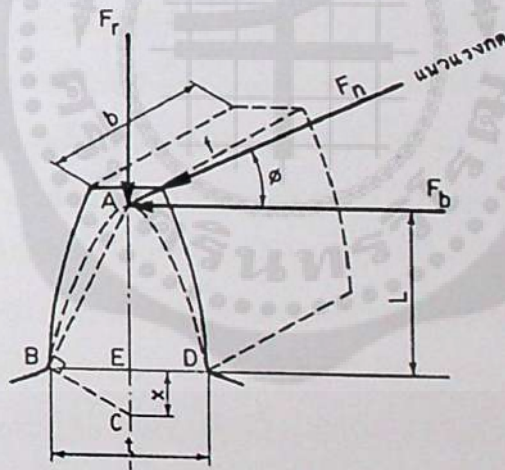
$$r_b = r \cos \phi \quad (2.21)$$

ระยะทางที่วัดบนวงกลมฐานจากจุดหนึ่งบนพื้นเฟืองหนึ่งไปยังจุดเดียวกันบนพื้นเฟืองถัดไปเรียกว่า พิตช์ฐาน (base pitch) ซึ่งมีความสัมพันธ์กับเชือกัวลาพิตช์คือ

$$P_b = P \cos \phi \quad (2.22)$$

ความเค้นในฟันของเฟืองตรง

การออกแบบเฟืองเป็นปัญหาที่ค่อนข้างยาก ทั้งนี้เพราะการออกแบบขั้นต้นต้องกระทำแบบใช้การทดลองดู การออกแบบขนาดของฟันเฟืองมีอยู่หลายวิธี ที่จะกล่าวต่อไปนี้ก็คือการใช้สมการของลูอิส (Lewis) ลูอิสได้สมการสำหรับการคำนวณขนาดของฟันเฟือง โดยสมมติให้ฟันเฟืองมีลักษณะเป็นคานยื่น (cantilever beam) และรับแรงดัดในรูปที่ 2.14 ถ้าคิดให้แรงกระทำที่ปลายฟัน แรง F_n จะตั้งฉากกับผิวของฟันไปตามแนวแรงกด ซึ่งสามารถแยกออกเป็นสองแรงตั้งฉากกันคือ F_b และ F_r สมมติให้แรงนี้กระจายออกไปสม่ำเสมอตลอดความหนาของฟัน b และให้คำนวณหาความแข็งแรงของฟัน โดยที่ไม่คิดแรงกดในแนวรัศมี F_r



รูปที่ 2.14 ตัวประกอบเรขาคณิตที่ใช้หาตัวประกอบรูปแบบของลูอิส

จากสมการความเค้นในคาน

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{Mc}{I} \\ &= \frac{(F_b L)(y/2)}{bt^3/12} \end{aligned}$$

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

$$F_b = \frac{\sigma_{by}}{P} \quad (2.23)$$

โดยที่ $Y = \pi y$ เป็นตัวประกอบรูปแบบของลูอิสเช่น สำหรับในระบบหน่วย เอสไอ ใช้บอกขนาดของเฟืองด้วยโมดูล ดังนั้น

$$F_b = \sigma_b Y m \quad (2.24)$$

ค่า y และ Y นี้สามารถหาได้โดยการคำนวณจากรูปร่างของฟันเฟือง และหาค่าได้จากตารางภาคผนวกที่ 1.11

ตามทฤษฎีการคำนวณหาขนาดของฟันเฟืองดังกล่าวมาแล้ว ได้ละทิ้งแรง F_r ในรูปที่ 2.14 ที่กดฟันอยู่ แรงนี้จะทำให้เกิดความเค้นอัดเพิ่มขึ้นในเฟือง ซึ่งเมื่อรวมกับความเค้นเนื่อง F_b แล้ว (แรง F_b ทำให้เกิดความเค้นดึงและความเค้นอัดในฟัน) จะเป็นผลให้ความเค้นในด้านหนึ่งของฟันลดลงและความเค้นอัดในอีกด้านหนึ่งของฟันเพิ่มขึ้น

เนื่องจากวัสดุส่วนมากที่ใช้ทำเฟืองสามารถรับแรงอัดได้มากกว่าแรงดึง ฉะนั้นแรง F_r ที่ละทิ้งไปนี้จะช่วยให้เฟืองสามารถรับแรงได้สูงขึ้นอีก อีกประการหนึ่งก็คือ ความล้าที่เกิดขึ้นมักจะเกิดในฟันด้านที่รับแรงดึง ดังนั้นการลดความเค้นดึงทางด้านนี้จึงทำให้ฟันแข็งแรงขึ้นอีก

ในการคำนวณหาแรง F_b ที่ฟันเฟืองสามารถรับได้โดยใช้สมการ (2.23) และ (2.24) นั้น ได้สังเกตสิ่งต่อไปนี้ สำหรับเฟืองที่มาขบกันคู่หนึ่งจะมีค่าความหนา b และโมดูลหรือพิตซ์ เท่ากัน ดังนั้นเฟืองที่รับแรงได้น้อยกว่าก็คือ อันที่มีค่า σ_y น้อยกว่า

ถ้าพิเนียนและเฟืองทำด้วยวัสดุชนิดเดียวกันแล้ว จากภาคผนวกที่ 1.11 จะเห็นได้ว่าค่า Y ของพิเนียนจะน้อยกว่าของเฟืองทด(เฟืองมีจำนวนฟันมากกว่า) ดังนั้นพิเนียนจะรับแรงได้น้อยกว่าเฟือง เมื่อเป็นเช่นในการคำนวณที่พิเนียน

ความเค้นหนาแน่น

ตัวประกอบที่สำคัญอีกค่าหนึ่งมีผลต่อความแข็งแรงของฟันเฟืองมากและมิได้รวมอยู่ในสมการของลูอิสคือ ความเค้นหนาแน่น (stress concentration) ที่โคนฟันเฟือง ซึ่งเป็น

บริเวณที่เชื่อมต่อนานาอินวอลูตเคอฟ และวงกลมดีเคนดัม และจะมีฟีนเลต (fillet) รัศมี r การหาค่าตัวประกอบความเค้นหนาแน่นทางทฤษฎี K (theoretical stress concentration factor) สำหรับฟีนเลตเป็นสิ่งที่ทำได้ยากมาก จึงมีเพียงแต่ผลที่ได้จากการทดลองโดยใช้วัสดุยืดหยุ่นโปร่งแสง (photoelasticity material) ของ Dolan และ Broghamer ซึ่งได้สมการออกมาดังนี้คือ

$$K_t = 0.22 + \left(\frac{t}{r}\right)^{0.2} \left(\frac{t}{L}\right)^{0.4} \quad \text{หรือ } \phi = 14 \frac{1}{2}^\circ \quad (2.25 \text{ ก})$$

$$K_t = 0.18 + \left(\frac{t}{r}\right)^{0.15} \left(\frac{t}{L}\right)^{0.45} \quad \text{หรือ } \phi = 20^\circ \quad (2.25 \text{ ข})$$

$$K_t = 0.14 + \left(\frac{t}{r}\right)^{0.11} \left(\frac{t}{L}\right)^{0.5} \quad \text{หรือ } \phi = 25^\circ \quad (2.25 \text{ ค})$$

โดยที่ T เป็นความหนาของฟีนเลต และ L เป็นระยะห่างของแรง F_b กับหน้าตัด BED ดังรูปที่ 2.14

ดังนั้นในการคำนวณเกี่ยวกับฟีนเลตจึงให้ใช้ค่าประมาณดังนี้ คือ

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

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

โดยที่ K_r เป็นตัวประกอบความเค้นหนาแน่นจริง (actual stress concentration factor) ดังนั้นสมการ

$$F_b = \frac{\sigma b y p}{K_r} \quad (2.26)$$

$$F_b = \frac{\sigma b Y}{K_r p} \quad (2.27)$$

$$F_b = \frac{\sigma b Y m}{K_r} \quad (2.28)$$

โดยพิตช์หรือโมดูลที่ใช้ในการคำนวณออกแบบให้ใช้ตามมาตรฐานดังแสดงในภาคผนวกที่ 1.10 สำหรับการออกแบบเฟืองทั่วไปอาจจะสมมติให้ความหนาของฟันเฟืองที่มีค่าดังต่อไปนี้

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

ในกรณีที่เนื้อที่ในการติดตั้งเฟืองมีน้อย ก็อาจจะออกแบบให้ความหนาเฟืองน้อยกว่าค่าที่แนะนำเอาไว้ก็ได้ ถ้าความหนาแน่นเฟืองน้อยเกินไป จะทำให้เกิดปัญหาในการตั้งศูนย์ (alignment) เฟืองที่ขบกัน แต่ถ้าความหนาเฟืองมากจนเกินไป อาจทำให้เฟืองบิด อาจเนื่องมาจากการกระจายแรงไม่สม่ำเสมอตลอดความหนาฟันเฟือง

แรงพลวัต

จากที่ผ่านมาเป็นการคำนวณหาขนาดของเฟืองโดยคิดให้แรง F_b อยู่หนึ่ง แล้วใช้ความรู้ทางด้านกลศาสตร์วัสดุหาสมการสำหรับแรงที่ฟันเฟืองควรจะได้รับเอาไว้ได้ ในทางด้านปฏิบัติเฟือง จะหมุนอยู่ในขณะใช้งาน และแรงที่ส่งมายังฟันเฟืองจะคำนวณได้จากสมการ

$$F_t = \frac{W_p}{v} \quad (2.29)$$

โดยที่

$$F_t = \text{แรงเป็น , N}$$

$$W_p = \text{กำลังงานที่ส่งผ่าน}$$

$$v = \text{ความเร็วพิตช์ (pitch line speed) เป็น , m/s}$$

ตามปกติแรงที่ส่งผ่านจะมีค่ามากกว่าแรงที่หาค่าได้จากสมการ (2.29) ทั้งนี้ก็เนื่องมาจากตัวประกอบต่าง ๆ เช่น ความผิดพลาดในการตัดรูปร่างฟันเฟือง ค่าแบ็คแลชทำให้เกิดการกระแทกขึ้นเป็นต้น จากการทดลองพบว่า แรงที่ส่งผ่านมาที่แท้จริงอยู่กับความเร็วพิตช์ เรียกว่าประกอบความเร็ว K_v (velocity factor) ดังนั้นแรงที่กระทำต่อฟันเฟืองในขณะที่ใช้งานควรจะเป็น

$$F_d = K_v F_i \quad (2.30)$$

ค่า F_d นี้เรียกว่าแรงพลวัต (dynamic load) ส่วน K_v สำหรับระบบหน่วยเอสไอจะหาได้จากสมการ

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

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

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

ในการคำนวณหาขนาดของฟันเฟือง ผู้ออกแบบจะต้องตรวจสอบว่าแรงพลวัตนี้มากกว่าแรงที่ฟันเฟืองจะรับได้หรือไม่ และให้ถือว่าฟันเฟืองแข็งแรงพอต่อเมื่อ $F_b \geq F_d$ โดยที่ สมมุติว่าแรง F_b กระทำที่ปลายฟัน การที่จะทำให้ F_b มากกว่า F_d เท่าใดนั้น ขึ้นอยู่กับชนิดของแรงที่มากกระทำนั้นคือ

โดยที่ N_s เรียกว่า ตัวประกอบใช้งาน (service factor) และให้ใช้ค่าโดยประมาณ ซึ่งแสดงไว้ในภาคผนวกที่ 1.13

ขนาดของมอเตอร์

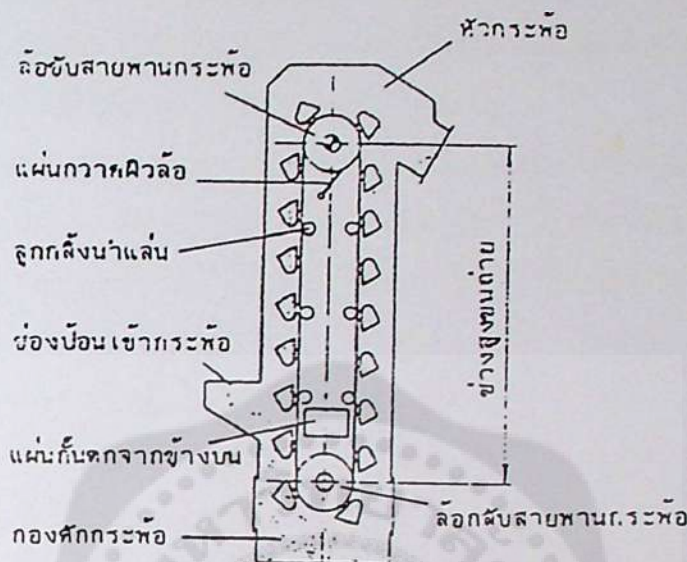
การเลือกขนาดมอเตอร์ซึ่งถือได้ว่ามีความจำเป็นมากที่สุดในการจ่ายกำลัง (Power) ให้กับเครื่องจักร และการหาลำกำลัง ของมอเตอร์จะได้จากสมการ

$$\frac{\text{ความเร็วรอบของมอเตอร์}}{\text{ความเร็วรอบของล้อสายพานใช้งาน}} = \frac{\text{ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของล้อสายพานใช้งาน}}{\text{ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของล้อสายพานมอเตอร์}}$$

$$\text{กำลังของมอเตอร์} = \frac{2\pi TN}{60} \quad \text{จะได้หน่วยเป็น , kW} \quad (2.31)$$

ข้อพิจารณาในการออกแบบกระเพาะเลี้ยง

ส่วนประกอบของกระท่อ



รูปที่ 2.15 ลักษณะโครงสร้างของชุดสายพานกระพ้อ

กระพ้อลำเลียงโดยทั่วไปจะประกอบไปด้วยส่วนสำคัญดังนี้

1. ตัวเรือนกระป๋อง คือส่วนที่สร้างขึ้นมาไว้สำหรับครอบตัวกระป๋องลำเลียง ซึ่งอาจทำจากเหล็กหรือพลาสติกใส เพื่อมองเห็นตัวกระป๋องขณะที่ทำงานและป้องกันการฟุ้งกระจายของวัสดุแต่มีบางชนิดที่ใช้เป็น โครงสายพานโปร่ง

2. ส่วนหัวของกระพ้อ คือส่วนที่อยู่ด้านบนสุดของกระพ้อลำเลียง แสดงไว้ในภาพที่ 17 ซึ่งประกอบไปด้วยอุปกรณ์ 3 ชนิดคือ

- 2.1 ช่องปล่อยวัสดุออกจากกระพ้อ คือช่องที่ใช้สำหรับปล่อยให้วัสดุออกจากกระพ้อซึ่งอาจจะอยู่ทางด้านหน้าหรือด้านข้าง แล้วแต่ลักษณะการใช้งานของกระพ้อนั้นๆ

- 2.2 ชุดขับเคลื่อนปั๊ม ปกติจะติดตั้งให้ขับที่หัวบน วิธีนี้น้ำหนักของโซ่หรือชุดสายพานกระพ้อเองจะถ่วงลงล่างดึงให้ถึงได้โดยอัตโนมัติ ตำแหน่งที่นิยมใช้มากคือ มอเตอร์ไฟฟ้าด้วยขนาดกำลังขับที่ไม่เกินกว่า 12 kW

- 2.3 ตัวกันย้อนกลับ เป็นสิ่งจำเป็นสำหรับการใช้งานกระพ้อลำเลียง ทั้งนี้เพื่อป้องกันมิให้สายกระพ้อถอยหลังกลับในขณะบรรทุกของและเกิดการหยุดเพราะเกิดโอเวอร์โหลด ถ้าเราต้องการให้มีการย้อนกลับโดยตรงที่เพลาชั๊ปก็จะทำให้กับกระพ้อลำเลียงขนาดให้เท่านั้น โดยติดตั้งตัวกันย้อนกลับไว้ที่ชุดขับเคลื่อนที่อยู่เหนือเพลาน

3. ส่วนล่างของกระพ้อ เหล็กที่ใช้ทำส่วนล่างของกระพ้อนั้นจะมีความหนาไม่เกิน 5 mm เพราะฉะนั้นเหล็กที่ใช้ทำจะมีความยาวไม่เกิน 9 mm และหนา 6 mm ที่อยู่ด้านข้างสามารถติดตั้งในส่วนล่างเพื่อช่วยต่อการทำความสะอาดกระพ้อ โดยการใช้มือถ้าต้องการทำส่วนล่างของกระพ้อ จะทำความสะอาดก่อนการเดินเครื่องเสมอ ตามปกติขนาดของช่องทางเข้าอยู่ระหว่าง 10-15 cm สำหรับในชนิดปล่อยวัสดุด้วยแรงเหวี่ยงอยู่ระหว่าง 50-66 cm

ข้อพิจารณาทั่วไปตามการออกแบบที่ผ่านมาการออกแบบกะพ้อลำเลียงจะประกอบไปด้วยการพิจารณาถึงจำนวนพารามิเตอร์ บางตัวก็คงที่เนื่องจากข้อกำหนดการออกแบบ ในขณะที่ส่วนที่เหลือสามารถเปลี่ยนค่าได้ ข้อจำกัดด้านการปฏิบัติที่เข้มงวด พารามิเตอร์ตายตัวมีดังนี้

1. ชนิดของวัสดุ
2. ปริมาณการขนถ่ายวัสดุ
3. เนื้อที่ทั้งหมดที่มีอยู่สำหรับการติดตั้ง

ตัวแปรของการออกแบบประกอบด้วย ขนาดของตัวกะพ้อและระยะห่างของตัวกระพ้อ ความกว้างของสายพานซึ่งจะมีความสัมพันธ์กับความกว้างของตัวกะพ้อ ความเร็วแล่นของสายพานและเส้นผ่าศูนย์กลางของล้อขับ

ข้อพิจารณาที่สำคัญคือชนิดของกะพ้อลำเลียง ไม่ว่าจะเป็นวัสดุที่ปล่อยโดยใช้แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง หรือปล่อยวัสดุโดยใช้แรงโน้มถ่วงของโลก ซึ่งขึ้นอยู่กับการใช้งาน

ข้อมูลในการออกแบบเบื้องต้น

แนวทางในการเลือกพารามิเตอร์เริ่มต้นสำหรับกะพ้อลำเลียงอาจใช้ข้อมูลดังแสดงในตารางภาคผนวกที่ 1.14-1.16

ในตารางภาคผนวกที่ 1.14 แสดงข้อมูลเกี่ยวกับปริมาณการขนถ่ายวัสดุทั่วไปเช่นทรายและหินบด ซึ่งมีความหนาแน่น $\rho_m = 1600 \text{ kg/m}^3$ และตัวกะพ้อบรรจุวัสดุ 75 % ข้อมูลเหล่านี้ใช้กับกะพ้อลำเลียงที่ปล่อยวัสดุโดยใช้แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง หรือกะพ้อลำเลียงแบบมีระยะห่างระหว่างตัวกะพ้อ ปริมาณการขนถ่ายวัสดุที่แสดงในตารางที่ 1.14 เกิดขึ้นภายใต้ความเร็วของตัวกะพ้อเท่ากับ 1 เมตร/วินาที การขนถ่ายวัสดุประเภทอื่นๆสามารถประมาณปริมาณการขนถ่ายวัสดุได้โดยการปรับค่าความหนาแน่น

ในตารางภาคผนวกที่ 1.15 แสดงข้อมูลความเร็วสายพานที่สอดคล้องกับเส้นผ่านศูนย์กลางสำหรับการปล่อยวัสดุจนหมดกระพ้อซึ่งใช้กับวัสดุทั่วไป 3 ประเภท โดยที่กะพ้อลำเลียงปล่อยวัสดุโดยใช้แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางหรือกะพ้อมีระยะห่างระหว่างตัวกะพ้อ

ในตารางภาคผนวกที่ 1.16 ได้แสดงข้อมูลของตัวกระพ้อและปริมาณการขนถ่ายวัสดุที่มีความถ่วงจำเพาะเท่ากับ $\rho_m = 1600 \text{ kg/m}^3$ และตัวกระพ้อบรรจุวัสดุ 75 % และความเร็วของกระพ้อเท่ากับ 1 เมตร / วินาที สำหรับกระพ้อลำเลียงปล่อยวัสดุโดยใช้แรงโน้มถ่วงของโลก โดยปกติกระพ้อลำเลียงปล่อยวัสดุโดยใช้แรงโน้มถ่วงของโลกจะทำงานที่ความเร็วระหว่าง 1-1.3 เมตร / วินาที

ปริมาณการขนถ่ายวัสดุ

$$I_v = 3.6 \times V(V_B/t_B) \times \phi \quad (2.32)$$

ปริมาณเชิงไหลของวัสดุ

$$I_g = I_v \cdot \gamma_s \quad (2.33)$$

การเลือกใช้กระพ้อตามแบบของ DIN ที่เหมาะสมกับวัสดุที่ใช้ในการขนถ่าย ได้ค่าต่างๆดังนี้

- ขนาดความกว้างของปากกระพ้อ (b_B) , mm
- ระยะปากเปิด (e_B) , mm
- ความสูงของกระพ้อ (h_B) , mm
- น้ำหนักของตัวกระพ้อ , N
- ปริมาณความจุของกระพ้อ (V_B) , L

คำนวณหาระยะห่างระหว่างกระพ้อจากสูตร

$$t_B = 3.6v \times V_B \times \frac{\phi\phi}{I \times v} \quad (2.34)$$

คำนวณหาความกว้างของสายพานที่ใช้ จากสูตร

$$B = b_B + (30 \dots 100 \text{ mm}) \quad (2.35)$$

ปกติแล้วค่าขนาดความกว้างของสายพานกระพ้อมักจะมีขนาดจริงดังนี้

$$B = 150, 200, 250, 300, 400, 500, 650, 800, 1000, 1200 \text{ mm}$$

ความเร็วของกระพ้อล้อลำเลียง

$$V = \frac{\pi dn}{60} \quad (2.36)$$

เมื่อ

V = ความเร็วขนถ่าย , m/s

n = ความเร็วรอบ , rpm

d = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางล้อขับ , m

อัตราทดของล้อขับสายพาน

เมื่อ

$$\frac{D}{d} = \frac{n_1}{n_2}$$

D = เส้นผ่านศูนย์กลางล้อขับ , mm

d = เส้นผ่านศูนย์กลางล้อตาม , mm

n_1 = ความเร็วรอบล้อขับ , rpm

n_2 = ความเร็วรอบล้อตาม , rpm

การวิเคราะห์การปล่อยวัสดุออกจากกระพ้อ

$$I = 895/n^2 \quad (2.37)$$

ขนาดของมอเตอร์ขับเคลื่อนสายพานลำเลียง

$$P_v = \frac{P_{Antr}}{\eta_{ges}} \quad (2.38)$$

การเลือกใช้สายพานและโซ่กระพ้อ

สายพาน การเลือกกระพ้อลำเลียงวัสดุที่ใช้สายพาน ถ้าเลือกกระพ้อที่ใช้กับสายพานจะต้องระบุขนาดความกว้างและชั้นของสายพานด้วย สายพานหุ้มยางหรือสายพานหุ้มผ้าใบนั้นมียูหลายเกรดด้วยกัน สามารถที่จะเลือกได้ตามความเหมาะสมแต่การตัดสินใจเลือกสุดท้ายนั้นก็ขึ้นอยู่กับความต้องการในการใช้งานดังนี้

สายพานยางที่หุ้มด้วยผ้าใบขนาด 15 kg โดยทั่วไปจะใช้สายพานกว้างขนาด 28 cm. ซึ่งเหมาะที่จะใช้ขนถ่ายวัสดุไม่มีความคมหรือมีความคมเล็กน้อย ความเค้นใช้งานที่คำนวณได้ประมาณ 5 kg/cm^2 ต่อชั้นคุณภาพวัสดุที่หุ้มสามารถทนความเค้นดึงได้อย่างน้อยที่สุดเท่ากับ 56 kg/cm^2

การเลือกใช้โซ่กับกระท้อ จะเลือกตามคุณสมบัติของวัสดุที่จะทำการขนถ่ายเมื่ออุณหภูมิของวัสดุขึ้นไปจนถึง 450 องศาฟาเรนไฮต์ (232 องศาเซลเซียส) แต่ถ้าอุณหภูมิของวัสดุขึ้นไปจนถึง 600 องศาฟาเรนไฮต์ (315 องศาเซลเซียส) แล้ว กระท้อที่ใช้ขนถ่ายต้องทำจากเหล็กชนิดพิเศษ และโซ่ที่ใช้เป็นโพรมอลหรือชนิด Z ถ้าเป็นเหล็กจะใช้ที่อุณหภูมิ 600 องศาฟาเรนไฮต์ ใช้โซ่ที่เป็นโลหะผสม ถ้าโซ่ที่ซื้อมาจากบริษัทผู้ผลิต เกิดมีคุณสมบัติต่ำกว่ามาตรฐานอย่างแน่นอนเมื่อนำไปใช้ในที่อุณหภูมิสูง

การเปรียบเทียบระหว่างโซ่กับสายพานกระท้อ เนื่องจากโซ่และสายพานมีคุณสมบัติและการใช้งานที่แตกต่างกัน ดังนั้นในการที่จะเลือกใช้โซ่หรือสายพานให้เหมาะกับการใช้งานสามารถใช้ตารางภาคผนวกที่ เป็นแนวทางในการที่จะตัดสินใจเลือกใช้โซ่หรือสายพาน

ตารางที่ 2.1 การเปรียบเทียบระหว่างโซ่กับสายพาน

โซ่	สายพาน
อัตราการขนถ่ายสูงสุด $150 \text{ m}^3/\text{h}$	อัตราขนถ่ายสูงสุด $70 \text{ m}^3/\text{h}$
ช่วงความสูงขนถ่ายสูงสุด 90 m	ช่วงความเร็วสูงสุดขนถ่าย 30 m
ความเร็วขนถ่าย 0.3-1.2 m/s	ความเร็วขนถ่าย 1-3.5 m/s
ความเร็วรอบโซ่ระหว่าง 5-75 รอบต่อนาที	ความเร็วรอบโซ่ไม่เกิน 800 รอบต่อนาที
ขณะใช้งานมีเสียงดัง	ขณะใช้งานไม่ค่อยมีเสียงดัง
ใช้กับงานที่มีความร้อนสูง	ใช้กับงานที่มีความร้อนต่ำ
ใช้กับวัสดุที่มีน้ำหนักมากและคม	ใช้กับวัสดุที่แห้งและไหลง่าย
มีราคาแพงกว่าสายพาน	มีราคาถูกกว่าโซ่
อุปกรณ์ที่ใช้ขับโซ่มีราคาแพง	อุปกรณ์ที่ใช้ขับสายพานราคาถูก
โครงสร้างและตัวกระท้อมีขนาดใหญ่	โครงสร้างและตัวกระท้อมีขนาดเล็ก
มีอายุการใช้งานสูง	มีอายุการใช้งานต่ำกว่าโซ่
มีขนาดของโซ่ให้เลือกใช้น้อย	มีขนาดของสายพานให้เลือกใช้มาก

บทที่ 3

การคำนวณและการออกแบบ

อัตราการลำเลียง

จากขอบเขตโครงการนี้ ต้องการให้เครื่องสามารถผลิตน้ำอ้อยในอัตรา 20.31 l/hr
กำหนดค่าตัวแปรลงที่ต่างๆ ดังนี้

การทดสอบหาค่า ρ ของอ้อย

น้ำหนักของอ้อยที่ใช้ทดสอบ 2 kg

น้ำหนักของน้ำอ้อยที่ได้ 1.5 kg

ปริมาตรของน้ำอ้อยที่ได้จากการทดสอบ 0.001185 m³

$$\begin{aligned}\text{จาก } \rho &= \frac{m}{v} \\ &= \frac{1.5}{0.001185} \\ &= 1265.82 \text{ kg/m}^3\end{aligned}$$

ความหนาแน่นของน้ำอ้อยเท่ากับ 1265.82 kg/m³

จากการทดสอบการรีดน้ำอ้อย

น้ำหนักของน้ำอ้อยที่ได้ 1.5 kg

น้ำหนักของขานอ้อย 0.5 kg

น้ำหนักที่หายไป

$$\begin{aligned}&= \frac{1.5 - 0.5}{1.5} \\ &= 0.67\end{aligned}$$

น้ำหนักที่หายไป 67 เปอร์เซ็นต์

$$\text{คำนวณหาค่า } m^{\bullet} = \rho AV$$

เมื่อความเร็วรอบของเพลาเร็วเท่ากับความเร็วรอบของพูลเลย์ตัวตาม
ความเร็วรอบเพลาเร็ว

$$\begin{aligned} V &= \pi d_p n \\ &= \frac{\pi \times 80 \times 218}{1000 \times 60} \\ &= 0.92 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\text{ความเร็วของการรีด} = 0.92 \text{ m/s}$$

ถ้าอ้อยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 25 mm

$$\begin{aligned} A &= \frac{\pi d^2}{4} \\ &= \frac{\pi \times (0.025)^2}{4} \end{aligned}$$

$$\text{ถ้าอ้อยมีพื้นที่หน้าตัด} = 0.000491 \text{ m}^2$$

แทนค่า

$$\begin{aligned} \dot{m} &= (1265.82 \times 0.000491 \times 0.92) \\ &= 0.572 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

ปริมาณการไหลของน้ำอ้อยเท่ากับ 0.572 kg/s

กำหนดรายละเอียดในการคำนวณอัตราการลำเลียง

วัสดุทดลอง : อ้อย

จากตารางภาคผนวกที่ 1.17 คำน้หนักจำเพาะของอ้อย : 12 kN/m³

ความสูงจากพื้น : 1.3 m

ความเร็วขนถ่าย : 2 m/s

ปริมาณการขนถ่าย

$$I_v = 3.6 \cdot V(V_b/l_b) \cdot \phi$$

จากตารางภาคผนวกที่ 1.18 ขนาดความกว้างปากกระพ้อ 200 mm

ระยะปากเปิด 140 mm ช่วงสูง 150 mm

ความจุตัวกระพ้อ $V_b = 1.4 \text{ dm}^3$

จากการวัด t_h = ระยะเว้นห่างตัวกระพ้อ 0.53 m
 ϕ = แฟคเตอร์ตัวบรรจุกระพ้อ (0.7-0.9) เลือกใช้ 0.8

แทนค่า

$$I_v = 3.6 \times 2 \times \left(\frac{1.4}{0.53} \right) \times 0.8$$

$$= 15.22 \text{ m}^3/\text{hr}$$

ปริมาณการขนถ่าย = 15.22 m³/hr

ปริมาณเชิงไหลของวัสดุ

$$I_g = I_v \gamma_s$$

$$= (15.22 \times 12)$$

$$= 182.6 \text{ kN/hr}$$

ปริมาณเชิงไหลของวัสดุ = 182.6 kN/hr

ความกว้างของสายพานลำเลียง

$$B = b_b + (30 \dots 100 \text{ mm})$$

ความกว้างของปากกระพ้อ b_b = 200 mm

เลือกความกว้างเผื่อ = 50 mm

แทนค่า

$$B = 200 + 50$$

$$= 250 \text{ mm}$$

∴ ความกว้างของสายพานลำเลียงเท่ากับ 250 mm

ความเร็วรอบของชุดขับสายพานลำเลียง

n_1 = ความเร็วรอบมอเตอร์เมื่อใส่ชุดทดความเร็วรอบจะได้ 1450 rpm

d_1 = เส้นผ่านศูนย์กลางของพูลเลย์ที่ติดกับมอเตอร์วัดได้ 75 mm

d_2 = เส้นผ่านศูนย์กลางของพูลเลย์ที่ติดกับเพลาชุดรีดวัดได้ 500 mm

จากสมการ

$$d_1 n_1 = d_2 n_2$$

$$n_2 = \frac{d_1 n_1}{d_2}$$

$$= \frac{(75 \times 1450)}{500}$$

$$= 218 \text{ rpm}$$

ความเร็วรอบของพูลเลย์ที่ขั้วติดกับเพลาไรด์เท่ากับ 218 rpm

d_3 = เส้นผ่านศูนย์กลางของสเตอร์ที่ขับโซ่ได้ 150 mm

d_4 = เส้นผ่านศูนย์กลางของสเตอร์ที่ขับสายพานลำเลียง 150 mm

จาก

$$\begin{aligned} d_2 n_2 &= d_3 n_3 \\ n_3 &= \frac{d_2 n_2}{d_3} \\ &= \frac{(150 \times 218)}{150} \\ &= 218 \text{ rpm} \end{aligned}$$

ความเร็วรอบของสเตอร์ที่ขับโซ่เท่ากับ 218 rpm

ความเร็วรอบของสเตอร์ขับสายพานลำเลียงหาจาก

$$\begin{aligned} d_3 n_3 &= d_4 n_4 \\ n_4 &= \frac{d_3 n_3}{d_4} \\ &= \frac{(150 \times 218)}{150} \\ &= 218 \text{ rpm} \end{aligned}$$

ดังนั้นความเร็วรอบของสเตอร์ขับสายพานลำเลียงเท่ากับ 218 rpm

ความเร็วของสเตอร์ขับสายพานลำเลียง

ความเร็วรอบของสเตอร์ขับสายพานลำเลียงเท่ากับ 218 rpm

จาก

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi d_p n}{60} \\ &= \frac{(\pi \times 0.15 \times 218)}{60} \\ &= 1.72 \text{ m/s} \end{aligned}$$

ความเร็วของสเตอร์เท่ากับ $1.72 < 2 \text{ m/s}$ แสดงว่าอยู่ในช่วงนิยมนได้

อัตราทดของการส่งกำลังและสเตอร์ขับสายพานลำเลียง

อัตราทดของการส่งกำลังจากมอเตอร์

$$m_\omega = \frac{n_1}{n_2}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1450}{218} \\
 &= 6.66
 \end{aligned}$$

∴ อัตราทดการส่งกำลังจากมอเตอร์เท่ากับ 6.66 : 1

อัตราทดของสเตอร์กับสายพานลำเลียง

$$\begin{aligned}
 m_{\omega} &= \frac{d_3}{d_4} \\
 &= \frac{150}{150}
 \end{aligned}$$

∴ อัตราทดสเตอร์กับล้อขับสายพานตัวบนเท่ากับ 1 : 1

วิเคราะห์การปล่อยวัสดุออกจากกระพ้อ

$$\begin{aligned}
 I &= \frac{895}{n^2} \\
 &= \frac{895}{218^2} \\
 &= 0.019 \\
 r_1 &= r_1 + e_B \\
 &= \frac{D}{2} + 0.16 \\
 &= \frac{0.15}{2} + 0.16 \\
 &= 0.235
 \end{aligned}$$

$$I = 0.019 < 0.235$$

∴ การปล่อยวัสดุออกจากกระพ้อใช้วิธีปล่อยด้วยแรงเหวี่ยงเพราะค่า $I < r_1$

แรงขับที่ล้อสายพานกระพ้อ

$$F_u = F_{ges} \cdot H \cdot (q + GG) + GG \cdot H$$

$$H = \text{ความสูงของการขนถ่าย } 1.3 \text{ m}$$

$$q = \text{นน.ต่อเมตรของสายพานและกระพ้อ (นน.ของสายพานต่อเมตร + (นน.ของตัวกระพ้อ} \times \text{จำนวนตัวกระพ้อ)}$$

จากตารางภาคผนวกที่ 1.18 แผ่นเหล็กหนา 2 mm

น้ำหนักตัวกระพ้อเท่ากับ 26 N และ น้ำหนักของสายพานต่อเมตรเท่ากับ 74 N/m²

$$q = 0.074 + (0.026 \times 4)$$

$$= 0.178 \text{ kN/m}$$

น้ำหนักต่อเมตรของสายพานและกระพ้อเท่ากับ 0.178 kN/m

$$F_{ges} = \text{แฟกเตอร์แรงเสียดทานรวมของพืชนิยมใช้ } 0.375$$

GG = น้ำหนักบรรทุกต่อเมตร

$$GG = \frac{I_G}{3.6 \times V}$$

$$= \frac{0.1826}{3.6 \times 1.72}$$

$$= 0.0295 \text{ kN/m}$$

แทนค่า

$$F_u = 0.375 \times 13 \times (0.178 + 0.0295) + (0.0295 \times 13)$$

$$= 0.14 \text{ kN}$$

∴ แรงขับที่ขบลิ้อสายพานกระพ้อเท่ากับ 0.14 kN

การหาขนาดกำลังมอเตอร์

$$P_v = \frac{P_{Antr}}{\eta_{ges}}$$

เมื่อ

$$P_{Antr} = F_u \cdot V$$

$$= (0.14 \times 1.72)$$

$$= 0.2408 \text{ W}$$

เมื่อ

$$\eta_{ges} = \text{ประสิทธิภาพความเสียนสภาพของมอเตอร์ใช้ } 0.8$$

แทนค่า

$$P_v = \frac{0.2408}{0.8}$$

$$= 0.301 \text{ kW}$$

$$\text{หาขนาดแรงม้าจะได้} = \frac{0.301}{0.746}$$

$$= 0.41 \text{ hp}$$

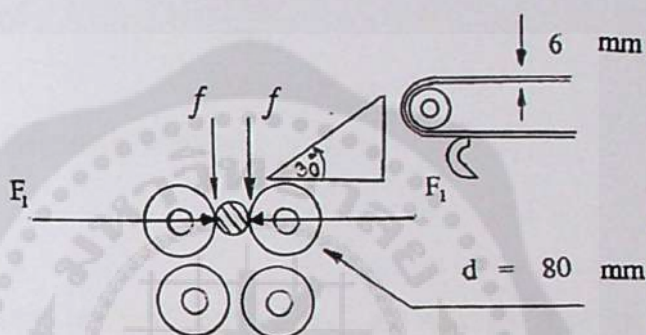
∴ กำลังที่ใช้ขับเคลื่อนสายพานลำเลียงเท่ากับ 0.41 hp

การทดสอบแรงต้านทานของล้อย่อย

วิธีการทดสอบ โดยการนำล้อย่อยวางบนแท่นทดสอบแรงยึดให้แน่น แล้วปรับค่าเริ่มต้นที่ศูนย์ แล้วทำการเพิ่มน้ำหนักกดไปที่ล้อย่อยไปเรื่อย ๆ จากล้อย่อยที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางกลาง 25 mm จนเหลือระยะ 15 mm และ 8 mm ได้แรงกดดังนี้

คำนวณหากำลังที่เพลารูตที่ 1

จากการทดสอบโดยใช้เครื่องทดสอบแรง ใช้แรงกด 0.55 kN ล้อย่อยเหลือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางกลาง 15 mm



รูปที่ 3.1 แสดงการทดสอบแรงบีบอัด

เมื่อ

$$f = \tan 30^\circ$$

$$\therefore F = F_1 \tan 30^\circ$$

$$= (0.55 \times 10^3) \times \tan 30^\circ$$

$$= 317.5 \quad \text{N}$$

$$\text{แรงบีบที่เพลารูตที่ 1} = 317.5 \quad \text{N}$$

คำนวณแรงบิดที่เพลารูตที่ 1

กำหนดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลารูต 80 mm

$$T = F \cdot r$$

$$= (317.5 \times 0.04)$$

$$= 12.7 \quad \text{N.m}$$

$$\text{แรงบิดที่เพลารูตที่ 1} = 12.7 \quad \text{N.m}$$

การคำนวณหาค่ากำลังของมอเตอร์

$$P = \frac{2\pi Tn}{60}$$

เมื่อ n ที่ใช้ในการส่งกำลังคำนวณได้ 218 rpm
แทนค่า

$$P = \frac{(2 \times \pi \times 12.7 \times 218)}{60}$$

$$= 289.97 \quad \text{watt}$$

$$1 \text{ แรงม้า} = 746 \quad \text{watt}$$

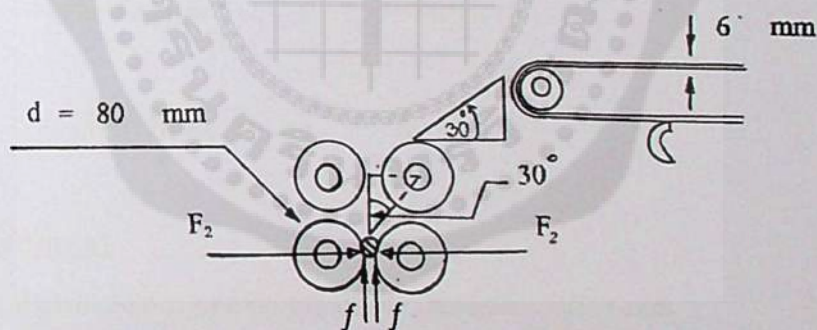
$$\text{กำลังมอเตอร์} = \frac{289.97}{746}$$

$$= 0.39 \quad \text{hp}$$

ขนาดของกำลังมอเตอร์ที่ใช้เท่ากับ 0.39 hp

การคำนวณหาค่าแรงที่เพลาชุดที่ 2

จากการทดสอบโดยใช้เครื่องทดสอบแรง เมื่อใช้แรงบีบ 1.16 kN ลำโพงเหลือ
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 8 mm



รูปที่ 3.2 แสดงการทดสอบแรงบีบข้อ

$$\begin{aligned} F &= F_2 \cdot f \\ &= (1.16 \times 10^3) \times \tan 30^\circ \\ &= 669.73 \quad \text{N} \end{aligned}$$

$$\text{แรงบีบที่เพลาชุดที่ 2} = 669.73 \quad \text{N}$$

การคำนวณหาแรงบิดที่เพล

กำหนดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลาริค 80 mm

$$\begin{aligned}
 T &= F \cdot r \\
 &= (669.73 \times 0.04) \\
 &= 26.8 \quad \text{N.m}
 \end{aligned}$$

$$\text{แรงบิดที่เพลาชุดที่ 2} = 26.8 \quad \text{N.m}$$

คำนวณกำลังมอเตอร์

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

$$\text{จากการคำนวณ } n \text{ ได้} = 218 \text{ rpm}$$

แทนค่า

$$P = \frac{(2 \times \pi \times 26.8 \times 218)}{60}$$

$$= 611.56 \quad \text{watt}$$

$$1 \text{ แรงม้า} = 746 \quad \text{watt}$$

$$\text{กำลังมอเตอร์} = \frac{611.56}{746}$$

$$= 0.82 \quad \text{hp}$$

$$\text{กำลังมอเตอร์รวม} = 0.39 + 0.82 + 0.41$$

$$= 1.62 \quad \text{hp}$$

∴ เลือกใช้มอเตอร์ขนาด 2 hp

หาขนาดพูลเลย์ที่ขับเพลา

กำหนดขนาดพูลเลย์ของมอเตอร์มี Diameter 75 mm

ความเร็วรอบมอเตอร์ 1450 rpm

จำนวนรอบของที่ต้องการ 218 rpm

จาก

$$n_1 d_1 = n_2 d_2$$

$$d_2 = \frac{n_1 d_1}{n_2}$$

$$= \frac{1450 \times 75}{218}$$

$$d_2 = 500 \quad \text{mm}$$

∴ ดังนั้นเลือก Diameter ของพูลเลย์ที่ขับเพลา 500 mm

การคำนวณระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของล้อสายพาน

$$\begin{aligned}
 C_{\max} &= 2(d_p + D_p) \\
 &= 2 \times (75 + 500) \\
 &= 1150 \text{ mm} \\
 C_{\min} &= 0.7(d_p + D_p) \\
 &= 0.7 \times (75 + 500) \\
 &= 402 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

จากสมการ

$$\begin{aligned}
 C &= \frac{C_{\max} + C_{\min}}{2} \\
 &= \frac{(1150 + 402)}{2} \\
 &= 776 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

∴ เลือกใช้ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของล้อสายพาน 776 mm

หาความยาวพิตช์ของสายพาน

$$\begin{aligned}
 L_p &= 2C + 1.57(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C} \\
 &= (2 \times 776) + (1.57 \times (500 + 75)) + \frac{(500 - 75)^2}{(4 \times 776)} \\
 &= 2455 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

จากตารางภาคผนวกที่ 5 เลือกใช้ L_p เท่ากับ 2532 mm

ระยะห่างระหว่างศูนย์กลาง

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

$$\begin{aligned}
 P &= 0.25L_p - 0.393(D_p + d_p) \\
 &= (0.25 \times 2532) - (0.393 \times (500 + 75)) \\
 &= 407 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 q &= 1.25(D_p - d_p)^2 \\
 &= 1.25 \times (500 - 75)^2 \\
 &= 22578.1 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\therefore \quad C = 407 + \sqrt{(407)^2 - (225781)}$$

$$= 786 \quad \text{mm}$$

ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางเท่ากับ 786 mm

$$\begin{aligned} \text{ส่วนโค้งสัมผัส} &= \frac{D_p - d_p}{C} \\ &= \frac{(500 - 75)}{786} \\ &= 0.54 \end{aligned}$$

การคำนวณหาจำนวนเส้นสายพาน

จากตารางภาคผนวกที่ 1.6 ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส $N_s = 0.914$

จากตารางภาคผนวกที่ 1.7 ตัวประกอบการใช้งาน สำหรับสายพานลิ้ม $N_L = 1.2$

จากตารางภาคผนวกที่ 1.8 ตัวประกอบความยาวสายพาน $N_1 = 1.09$

จากตารางภาคผนวกที่ 1.8 ได้ $P_r = 1.21$ ต่อเส้น

สำหรับล้อสายพานขนาด 75 mm

อัตราทด $m_\omega = 6.66$ และ $n = 1450$ rpm

จาก

$$\begin{aligned} Z &= \frac{W_p \cdot N_s}{P_r \cdot N_L \cdot N_1} \\ &= \frac{(2 \times 12)}{(1.21 \times 0.914 \times 1.09)} \\ Z &= 2 \quad \text{เส้น} \end{aligned}$$

$\therefore$ เลือกใช้สายพานหน้าตัด A x 1570 Li จำนวน 2 เส้น

แต่จากตัวเครื่องใช้สายพานจับชุดเพลารีด 1 เส้น

และอีกเส้นจะใช้ใช้ในการจับชุดสายพานลำเลียง 1 เส้น

การหาขนาดเฟืองส่งกำลังชุดที่ 1

เมื่อเฟืองเป็นแบบ 20° FD พิเนียนและเฟืองมีจำนวนฟัน 17 ฟัน

กำหนดขนาดของโมดูล 5.3 mm แอดเดนดัมของเฟือง $a_p = a_g =$ โมดูล

$$\text{อัตราทด} \quad m_\omega = \frac{N_2}{N_1}$$

$$= \frac{17}{17}$$

$$= 1$$

อัตราทดของพินเนียนและเฟืองเท่ากับ 1 : 1

หาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของพินเนียนและเฟืองจาก

$$m = \frac{d}{N}$$

$$d_p = m \cdot N_p$$

$$= (5.3 \times 17)$$

$$= 90 \text{ mm}$$

เส้นผ่านศูนย์กลางของพินเนียนเท่ากับ 90 mm

$$d_g = m \cdot N_g$$

$$= (5.3 \times 17)$$

$$= 90 \text{ mm}$$

เส้นผ่านศูนย์กลางของเฟืองเท่ากับ 90 mm

ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟือง

$$C_o = \frac{d_p + d_g}{2}$$

$$= \frac{(90 + 90)}{2}$$

$$= 90 \text{ mm}$$

อัตราส่วนการขบของเฟือง

$$m_c = \frac{AB}{P_b}$$

$$AB = \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cos \phi)^2} - (r_g \sin \phi)$$

$$+ \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cos \phi)^2} - (r_p \sin \phi)$$

$$= \sqrt{(45 + 5.3)^2 - (45 \times \cos 20)^2} - (45 \times \sin 20)$$

$$+ \sqrt{(45 + 5.3)^2 - (45 \times \cos 20)^2} - (45 \times \sin 20)$$

$$\text{ระยะการขบ} = 23.7 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} P_b &= P \cos \phi \\ P &= \frac{\pi d}{N} \\ &= \frac{(\pi \times 90)}{17} \\ &= 16.63 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{แทนค่า} \quad P_b &= 16.63 \times \cos 20 \\ &= 15.63 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{แทนค่า} \quad m_c &= \frac{23.7}{15.63} \\ &= 1.52 \text{ ฟัน} \end{aligned}$$

$$\therefore \text{จำนวนฟันที่ขบกัน} = 1.52 \text{ ฟัน}$$

แรงที่ส่งมายังฟันเฟือง

$$\text{จากสมการ} \quad F_t = \frac{W_p}{V}$$

จากการทดสอบแรงที่ใช้ในการบีบอัดของเพลารีดชุดแรก 346.4 N
เมื่อเฟืองมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 90 mm

ความเร็วรอบของพูลเลย์ตัวตาม 218 rpm

แรงบิดที่เฟืองส่งกำลัง

$$\begin{aligned} T &= F \cdot r \\ &= (346.4 \times 0.045) \\ &= 15.6 \text{ N.m} \end{aligned}$$

จะได้

$$\begin{aligned} W_p &= \frac{2\pi T n}{60} \\ &= \frac{(2 \times \pi \times 15.6 \times 218)}{60} \end{aligned}$$

$$= 355.7 \text{ watt}$$

ความเร็วของเฟืองส่งกำลัง

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi d n}{60} \\ &= \frac{(\pi \times 90 \times 218)}{(1000 \times 60)} \\ &= 1.03 \text{ m/s} \end{aligned}$$

ดังนั้นจะได้ว่า $F_t = \frac{355.7}{1.03}$

$$= 345.3 \text{ N}$$

แรงที่ส่งมายังฟันเฟือง $= 345.3 \text{ N}$

คำนวณแรงที่กระทำต่อฟันเฟืองขณะใช้งาน

$$F_d = K_v \cdot F_t$$

เมื่อความเร็วของเฟือง $V < 10 \text{ m/s}$

ค่าตัวประกอบความเร็ว

$$\begin{aligned} K_v &= \frac{3 + V}{3} \\ &= \frac{3 + 1.03}{3} \\ &= 1.34 \end{aligned}$$

แทนค่า

$$\begin{aligned} F_d &= (1.34 \times 345.3) \\ &= 463 \text{ N} \end{aligned}$$

แรงที่กระทำต่อฟันเฟืองขณะใช้งานเท่ากับ 463 N

คำนวณแรงที่ฟันเฟืองจะรับได้

จากสมการ $N_s = \frac{F_d}{F_t}$

จากตารางภาคผนวกที่ 1.13 ค่าตัวประกอบใช้งาน $N_s = 1.5$

ดังนั้นจะได้

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

แทนค่า

$$= \frac{463}{1.5}$$

$$= 309 \text{ N}$$

∴ แรงที่ฟันเฟืองจะรับได้เท่ากับ 309 N

การหาขนาดเฟืองส่งกำลังชุดที่ 2

เมื่อเฟืองเป็นแบบ 20° FD พิเนียนและเฟืองมีจำนวนฟัน 17 ฟัน

กำหนดขนาดของโมดูล 5.3 mm แอคเคนต์คัมของเฟือง $a_p = a_g =$ โมดูล

อัตราทด $m_\omega = \frac{N_2}{N_1}$

$$= \frac{17}{17}$$

$$= 1$$

อัตราทดของพิเนียนและเฟืองเท่ากับ 1 : 1

หาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของพิเนียนและเฟืองจาก

$$m = \frac{d}{N}$$

$$d_p = m.N_p$$

$$= (5.3 \times 17)$$

$$= 90 \text{ mm}$$

เส้นผ่านศูนย์กลางของพิเนียนเท่ากับ 90 mm

$$d_g = m.N_g$$

$$= (5.3 \times 17)$$

$$= 90 \text{ mm}$$

เส้นผ่านศูนย์กลางของเฟืองเท่ากับ 90 mm

ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟือง

$$C_o = \frac{d_p + d_g}{2}$$

$$= \frac{(90 + 90)}{2}$$

$$= 90 \text{ mm}$$

อัตราส่วนการขมของเฟือง

$$m_c = \frac{AB}{P_b}$$

$$AB = \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cos \phi)^2} - (r_g \sin \phi)$$

$$+ \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cos \phi)^2} - (r_p \sin \phi)$$

$$= \sqrt{(45 + 5.3)^2 - (45 \times \cos 20)^2} - (45 \times \sin 20)$$

$$+ \sqrt{(45 + 5.3)^2 - (45 \times \cos 20)^2} - (45 \times \sin 20)$$

ระยะการขบ = 23.7 mm

$$P_b = P \cos \phi$$

$$P = \frac{\pi d}{N}$$

$$= \frac{(\pi \times 90)}{17}$$

$$= 16.63 \text{ mm}$$

แทนค่า

$$P_b = 16.63 \times \cos 20$$

$$= 15.63 \text{ mm}$$

แทนค่า

$$m_c = \frac{23.7}{15.63}$$

$$= 1.52 \text{ ฟัน}$$

$$\therefore \text{จำนวนฟันที่ขบกัน} = 1.52 \text{ ฟัน}$$

แรงที่ส่งมายังฟันเฟือง

งัดสัณการ

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

จากการทดสอบแรงที่ใช้ในการบีบอัดของเพลารีดชุดที่สอง 669.73 N

เมื่อเฟืองมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 90 mm

ความเร็วรอบของพูลเลย์ตัวตาม 218 rpm

แรงบิดที่เฟืองส่งกำลัง

$$\begin{aligned} T &= F \cdot r \\ &= (669.73 \times 0.045) \\ &= 30.14 \text{ N.m} \end{aligned}$$

จะได้

$$\begin{aligned} W_p &= \frac{2\pi T n}{60} \\ &= \frac{(2 \times \pi \times 30.14 \times 218)}{60} \end{aligned}$$

$$\text{กำลังที่ต้องการส่ง} = 688 \text{ watt}$$

ความเร็วของเฟืองส่งกำลัง

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi d n}{60} \\ &= \frac{(\pi \times 90 \times 218)}{(1000 \times 60)} \\ &= 1.03 \text{ m/s} \end{aligned}$$

ดังนั้นจะได้ว่า

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{688}{1.03} \\ &= 668 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\text{แรงที่ส่งมายังฟันเฟือง} = 668 \text{ N}$$

คำนวณแรงที่กระทำต่อฟันเฟืองขณะใช้งาน

$$\text{จากสมการ} \quad F_d = K_v \cdot F_t$$

$$\text{เมื่อความเร็วของเฟือง } V < 10 \text{ m/s}$$

ค่าตัวประกอบความเร็ว

$$\begin{aligned} K_v &= \frac{3+V}{3} \\ &= \frac{3+1.03}{3} \\ &= 1.34 \end{aligned}$$

แทนค่า

$$F_d = (1.34 \times 668) \\ = 896 \text{ N}$$

แรงที่กระทำต่อพื้นเพื่องขณะใช้งานเท่ากับ 896 N

คำนวณแรงที่พื้นเพื่องจะรับได้

จากสมการ $N_s = \frac{F_d}{F_b}$

จากตารางภาคผนวกที่ 1.13 ค่าตัวประกอบใช้งาน $N_s = 1.5$
ดังนั้นจะได้

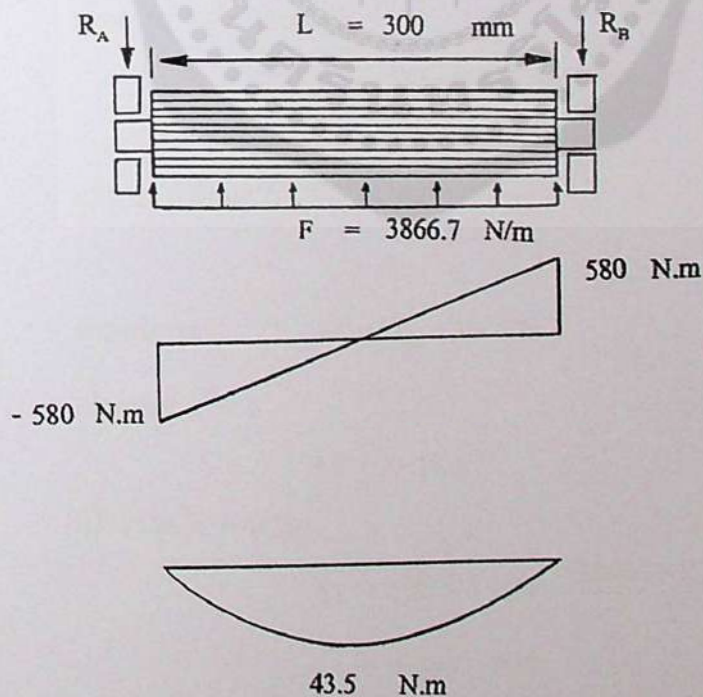
$$F_b = \frac{F_d}{N_s}$$

แทนค่า

$$F_b = \frac{896}{1.5} \\ = 598 \text{ N}$$

$\therefore$ แรงที่พื้นเพื่องจะรับได้เท่ากับ 598 N

การหาขนาดของเพลาน้ำหนักเพื่อง



รูปที่ 3.3 แสดงแรงกระทำที่เพลาน้ำหนักเพื่อง

เมื่อแรงที่ใช้บีบ $F = 1.16 \text{ kN}$

ความยาวของเพลลา $L = 300 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} \frac{F}{L} &= \frac{(1.16 \times 1000)}{0.3} \\ &= 3866.7 \text{ N/m} \end{aligned}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$0.300 R_B = 3866.7 \times 0.300 \times 0.150$$

$$R_B = 580 \text{ N}$$

$$\therefore \text{แรงกระทำ } R_A = R_B = 580 \text{ N}$$

พื้นที่หน้าตัด $0 < x < 0.300$

$$V = R_A - 3866.7x$$

$x = 0$

$$\begin{aligned} V &= 580 - (3866.7 \times 0) \\ &= 580 \text{ N.m} \end{aligned}$$

แรงกระทำที่เพลลาไว้ด $= 580 \text{ N.m}$

เมื่อระยะ $x = 0.300$

$$\begin{aligned} V &= 580 - (3866.7 \times 0.300) \\ &= -580 \text{ N.m} \end{aligned}$$

แรงกระทำที่เพลลาไว้ด $= -580 \text{ N.m}$

จากสมการ $M = R_A x - 3866.7x \frac{x}{2}$

เมื่อระยะ $x = 0$

$$M = 0 \text{ N.m}$$

เมื่อระยะ $x = 0.300$

$$\begin{aligned} M &= (580 \times 0.300) - \frac{(3866.7 \times 0.300^2)}{2} \\ &= -0.0015 \text{ N.m} \end{aligned}$$

หาโมเมนต์ดัดสูงสุดที่ระยะ

$$\begin{aligned} SF &= -0.0015 \\ -0.0015 &= R_A - 3866.7 \\ -0.0015 &= 580 - 3866.7x \\ x &= 0.149 \text{ m} \end{aligned}$$

คำนวณโมเมนต์ดัดสูงสุด

$$\begin{aligned} M &= (580 \times 0.149) - \frac{(3866.7 \times 0.149^2)}{2} \\ &= 43.5 \text{ N.m} \end{aligned}$$

โมเมนต์ดัดสูงสุดกระทำที่กลางเพลลาเท่ากับ 43.5 N.m

เลือกวัสดุเหล็กกล้าคาร์บอนดีอัด(forged) SAE 1035 จากตารางภาคผนวกที่ 1.11

$$\begin{aligned} \sigma_y &= 159 \times 6.895 \\ &= 1096.31 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

แรงกระทำที่เพลลาสม่ำเสมอ จากตารางภาคผนวกที่ 1.12 เลือก $N_s = 1.27$

$$\begin{aligned} \sigma_d &= \frac{1096.31}{1.27} \\ &= 864 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

ความเค้นออกแบบ = 864 N/mm²

เนื่องจากเป็นเพลลาที่ยาวจึงใช้ความเค้นดัดสูงสุดในการพิจารณา

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \frac{MC}{I} = \sigma_d \\ I &= \frac{\pi d^4}{64} \end{aligned}$$

เมื่อ $C = \frac{d}{2}$

แทนค่า

$$864 = \frac{(43.5 \times d \times 64)}{(\pi \times d^4 \times 2)}$$

$$d^3 = \frac{(43.5 \times 32)}{(\pi \times 10^6 \times 0.864)}$$

$$d = 80 \text{ mm}$$

∴ เลือกใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 80 mm

การหาแรงสูงสุดที่เฟืองจะรับได้

ในการส่งกำลังของเพลาวิริด ใช้เฟืองเป็นตัวส่งกำลังไปจับเพลาวิริดชุดที่ 2 เลือกวัสดุจากตารางภาคผนวกที่ 1.11 เหล็กกล้าผสม SAE 3245 ชุบแข็งโดย OQT ได้ $\sigma_y = 345 \text{ N/mm}^2$ สมมติว่าเฟืองมี 17 ฟัน วงกลมพิตช์เท่ากับ 90 mm และแรงกระทำที่ปลายฟันและเฟืองเป็นระบบ 20° FD

จากตารางภาคผนวกที่ 10 $Y = 0.302$ และ ค่า $K_r = 1.5$

ความหนาของฟันเฟือง $25 < b < 32.5 \text{ mm}$ เลือก 30.8 , $b = 30.8 \text{ mm}$

จากสมการ

$$\begin{aligned} m &= \frac{d}{N} \\ &= \frac{90}{17} \\ &= 5.3 \text{ mm} \end{aligned}$$

จากสมการ

$$F_b = \frac{\sigma_b Y m}{K_r}$$

เมื่อความหนาของเฟือง

$$\begin{aligned} b &= 30.8 \text{ mm} \\ &= 30.8 \times 5.3 \\ &= 200 \text{ mm} \end{aligned}$$

แทนค่า

$$\begin{aligned} F_b &= \frac{(345 \times 200 \times 0.302 \times 5.3)}{1.5} \\ &= 73627.6 \text{ N} \end{aligned}$$

∴ แรงสูงสุดที่ฟันเฟืองสามารถรับได้เท่ากับ 73627.6 N

จากตารางภาคผนวกที่ 1.9 มาตรฐานของพื้นเพื่อง 20° FD พิดซ์หยาบ
ส่วนต่างๆของเพื่องส่งกำลังจะมีดังนี้

$$\begin{aligned}\text{แอกเดนคัม} &= m \\ &= 5.3 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{คี่เดนคัม} &= 1.25m \\ &= (1.25 \times 5.3) \\ &= 6.635 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{เกรียร์นซ์} &= 0.25m \\ &= (0.25 \times 5.3) \\ &= 1.33 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{ความสูงใช้งาน} &= 2m \\ &= (2 \times 5.3) \\ &= 10.6 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{ความสูงทั้งหมด} &= 2.25m \\ &= (2.25 \times 5.3) \\ &= 12 \text{ mm}\end{aligned}$$

บทที่ 4

ผลการทดลอง

การทดลองหาค่าประสิทธิภาพในการรีด

การทดลองนี้ทำเพื่อหาประสิทธิภาพของการรีดของเครื่องรีดน้ำอ้อยเพื่อที่จะเปรียบเทียบกับวิธีการรีดแบบธรรมดาว่าเหมือนกันหรือต่างกันอย่างไร

อุปกรณ์ในการทดลอง

1. เครื่องรีดน้ำอ้อย
2. ถ้ำอ้อยสกดปอกเปลือก
3. นาฬิกาจับเวลา
4. เครื่องชั่งน้ำหนัก
5. บีกเกอร์

วิธีการทดลอง

1. นำอ้อยสดจำนวน 2 กิโลกรัมมาปอกเปลือก
2. นำอ้อยสดที่ผ่านการปอกเปลือกมารีดด้วยเครื่องรีดน้ำอ้อย
3. ทำการเดินเครื่องเครื่องรีดน้ำอ้อยพร้อมกับจับเวลาในการเดินเครื่อง
4. เมื่อรีดจำนวนดังกล่าวหมดก็หยุดจับเวลา
5. ทำการหาน้ำหนักจากทุกส่วนของผลิตภัณฑ์ที่ได้
 - หาน้ำหนักของน้ำอ้อยที่ได้จากการรีด โดยวิธีการชั่งน้ำหนัก
 - หาน้ำหนักขานอ้อยที่ได้จากการรีด โดยวิธีการชั่งน้ำหนัก
 - หาน้ำหนักกากอ้อยที่ตกค้างอยู่ในเครื่องรีดซึ่งหาได้โดยมี
 - ค่าเท่ากับน้ำหนักน้ำอ้อย
 - น้ำหนักขานอ้อย

ผลการทดลองน้ำหนักทุกส่วน

น้ำหนักอ้อยสดที่ใช้ 2 kg

น้ำอ้อยสดที่ได้ 1.5 kg

น้ำหนักขานอ้อย 0.40 kg

น้ำหนักกากอ้อยที่ค้ำ 0.10 kg

จำนวนน้ำอ้อยและเปอร์เซ็นต์ความชื้นในแต่ละส่วน

ขานอ้อย

- น้ำหนักก่อนอบ 0.40 kg

- น้ำหนักหลังอบ 0.32 kg

- จำนวนน้ำอ้อย 0.08 kg

$$\text{เปอร์เซ็นต์ความชื้น} = \frac{\text{น้ำหนักก่อนอบ} - \text{น้ำหนักหลังอบ}}{\text{น้ำหนักก่อนอบ}} \times 100$$

$$\begin{aligned} \text{เปอร์เซ็นต์ความชื้น} &= \frac{0.40 - 0.32}{0.40} \times 100 \\ &= 20.0 \text{ เปอร์เซ็นต์} \end{aligned}$$

กากอ้อยที่ค้ำ

- น้ำหนักอ้อยก่อนอบ 0.10 kg

- น้ำหนักอ้อยหลังอบ 0.05 kg

- จำนวนน้ำอ้อย 0.05 kg

$$\text{เปอร์เซ็นต์ความชื้น} = \frac{\text{น้ำหนักก่อนอบ} - \text{น้ำหนักหลังอบ}}{\text{น้ำหนักก่อนอบ}} \times 100$$

$$\text{เปอร์เซ็นต์ความชื้น} = \frac{0.10 - 0.05}{0.10} \times 100$$

$$= 50.0 \text{ เปอร์เซ็นต์}$$

ความหนาแน่นของน้ำอ้อย (ρ)

-น้ำหนักของน้ำอ้อยที่เอาไปชั่ง 1.5 kg

-ปริมาตรที่วัดได้ 0.001185 m³

ความหนาแน่นของอ้อยสด

จากสูตร

$$\rho = \frac{m}{v}$$

$$\begin{aligned}\rho &= \frac{1.5}{0.001185} \\ &= 1265.82 \text{ kg/m}^3\end{aligned}$$

ประสิทธิภาพในการรีด

$$\text{ประสิทธิภาพในการรีด} = \frac{\text{น้ำหนักของน้ำอ้อยที่ได้}}{\text{น้ำหนักของน้ำอ้อยที่ได้} + \text{น้ำหนักอ้อยในกาก} + \text{น้ำหนักอ้อยส่วนที่ค้าง}}$$

$$\begin{aligned}\text{ประสิทธิภาพในการรีด} &= \frac{1.5}{1.5 + 0.40 + 0.10} \times 100 \\ &= 75 \text{ เปอร์เซ็นต์}\end{aligned}$$

การคำนวณหาอัตราการรีด

-น้ำอ้อยสดที่ได้ (m) = 1.5 kg

-ความหนาแน่น (ρ) = 1265.82 kg/m³

-ระยะเวลาที่ใช้ (t) = 3.5 min

$$\begin{aligned}\text{-น้ำอ้อยสดที่ได้} &= \frac{m}{\rho} \\ &= \frac{1.5}{1265.82} \times 1000 \\ &= 1.185 \text{ m}^3\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{อัตราการรีดที่ได้} &= \frac{1.185}{\left(\frac{3.5}{60}\right)} \\ &= 20.31 \text{ l/hr}\end{aligned}$$

ตารางแสดงผลการคำนวณหาอัตราการรีดของเครื่องรีดน้ำอ้อย

ตารางที่ 4.1 แสดงผลการคำนวณหาอัตราการรีดของเครื่องรีดน้ำอ้อย

การทดสอบครั้งที่	จำนวนอ้อยสด ที่ใช้ (kg)	จำนวนน้ำอ้อย ที่ได้ (l)	ระยะเวลาใน การทดสอบ (min)	อัตราการรีดที่ได้ (l/hr)
1	2	1.30	3.4	19.91
2	2	1.50	3.5	20.31
3	2	1.50	3.4	20.91
4	2	1.45	3.5	20.14
เฉลี่ย	2	1.44	3.45	20.32

เปรียบเทียบการทดลองระหว่างการรีดด้วยเครื่องใช้มอเตอร์และการรีดไม่ใช้มอเตอร์

ตารางที่ 4.2 แสดงการเปรียบเทียบการทดลองระหว่างการรีดด้วยเครื่องใช้มอเตอร์และการรีดโดยไม่ใช้มอเตอร์

วิธีการรีด	ปริมาณน้ำอ้อย สดที่ได้	ความหนาแน่นที่ได้ (kg / m ³)	เปอร์เซ็นต์ความชื้น ของกาก(%)	ประสิทธิภาพ การรีด (%)
รีดไม่ใช้มอเตอร์	1.20	1013	38.8	60.0
รีดด้วยเครื่องใช้ มอเตอร์	1.30	1106	21.8	65.0
ครั้งที่ 1				
รีดด้วยเครื่องใช้ มอเตอร์	1.50	1266	20.0	75.0
ครั้งที่ 2				
รีดด้วยเครื่องใช้ มอเตอร์	1.50	1266	20.0	75.0
ครั้งที่ 3				
รีดด้วยเครื่องใช้ มอเตอร์	1.45	1265	21.9	72.5
ครั้งที่ 4				

การหาจุดคุ้มทุน

รายละเอียดเกี่ยวกับรายรับรายจ่ายในการทำน้ำอ้อยสด

ราคาเครื่องรีดน้ำอ้อย = 25000 บาท

อ้อยสด 1 kg ราคา = 25 บาท

ในการรีดน้ำอ้อยใช้เวลา 3.5 นาทีต่ออ้อยสด 2 kg จะได้น้ำอ้อยสด 1.5 ลิตร

ในการบรรจุแก้ว 200 ซีซี จะใช้แก้วจำนวน 1 แก้ว

เมื่อคิดเป็นจำนวนเงิน = 25 บาท

เมื่อคิดต่อชั่วโมง จะใช้

อ้อยสด = 27 kg

คิดเป็นเงิน = 675 บาท

คำนวณค่าไฟฟ้า

จากมอเตอร์ = 2 hp

อัตรากินกระแส = 10 แอมแปร์

$$P = EI$$

$$= 220 \times 10$$

$$= 2200 \text{ Watt}$$

กำลังที่ใช้ไปต่อชั่วโมง

$$W = P \times t$$

$$= 2200 \times 1$$

$$= 2200 \text{ W / hr}$$

อัตราค่าไฟฟ้าต่อชั่วโมง

อัตราค่าไฟฟ้าคิดตามการไฟฟ้าส่วนภูมิภาค

$$= 0.5071 \text{ บาท / หน่วย (1000 Watt / hr)}$$

ประเภทเครื่องใช้ไฟฟ้า 1.2

$$= 2.2 \times 0.5071 \times 1.2$$

$$= 1.34 \text{ บาท / ชั่วโมง}$$

ค่าจ้างแรงงาน

$$= 200 \text{ บาท / วัน}$$

ดังนั้นอัตราการลงทุนต่อชั่วโมงจะเท่ากับค่าใช้จ่ายรวมทั้งหมด

$$= 675 + 1.34 + 200$$

$$= 876.34 \text{ บาท}$$

น้ำอ้อยสดที่ขายในท้องตลาดแก้วละ 200 ซีซี ขายในราคา 8 บาท

เมื่อ 1000 ซีซี เท่ากับ 1 ลิตร

ปริมาณที่บรรจุน้ำอ้อย 125 ซีซี ต่อแก้ว

เมื่อคิดจำนวนอ้อยที่รีดได้จำนวน 20 ลิตร

คิดเป็นแก้วจะได้ ประมาณ 160 แก้ว/วัน

$$\text{ค่าแปรผันของวัสดุ} = \frac{876.34}{160} = 5.48 \text{ บาท/แก้ว}$$

$$\text{ราคาแก้ว (P)} = 8 \text{ บาท}$$

$$\text{ค่าใช้จ่าย (C)} = 25000 + 5.48 \text{ บาท}$$

$$\text{รายได้ (R)} = 8N$$

$$\text{ณ จุดคุ้มทุน} \quad R = C$$

$$8N = 25000 + 5.48N$$

$$8N - 5.48N = 25000$$

$$\text{จำนวนแก้ว (N)} = \frac{25000}{2.52}$$

$$= 9920.64 \text{ แก้ว}$$

เมื่อเครื่องรีดน้ำอ้อยทำงาน 1 ชั่วโมง จะได้เท่ากับ 160 แก้ว/วัน

$$\text{จะคุ้มทุน} = \frac{9920.64}{160}$$

$$= 62.004 \text{ วัน}$$

บทที่ 5

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

สรุปผลการทดลอง

การออกแบบและทำการทดสอบเครื่องรีดน้ำอ้อย ผลที่ได้คือเครื่อง สามารถรีดน้ำอ้อยออกมาได้ในอัตราชั่วโมงละ 20.31 ลิตรต่อชั่วโมง ซึ่งก็ถือว่าเป็นอัตราที่น่าพอใจมากเมื่อเปรียบเทียบกับขนาดของเครื่องรีด

ซึ่งในการใช้งานเครื่องรีดน้ำอ้อยเครื่องนี้ให้ได้ผลดีที่สุด ผู้ใช้งานก็ต้องทดลองปรับระยะห่างระหว่างเพลารีดทั้งสองเพลาเพื่อที่จะให้ได้ปริมาณน้ำอ้อยมากขึ้นตามที่ต้องการ นอกจากนั้นก็ขึ้นอยู่กับอ้อยซึ่งเป็นวัตถุดิบด้วย ซึ่งถ้าอ้อยเป็นพันธุ์ที่มีเนื้อนุ่ม มีปริมาณน้ำในลำอ้อยมาก ปริมาณของน้ำอ้อยก็จะเพิ่มสูงขึ้นกว่าเดิม

และจากตารางบันทึกผลการทดลองเปรียบเทียบระหว่างการรีดน้ำอ้อยเมื่อไม่ใช้มอเตอร์และการรีดน้ำอ้อยด้วยเครื่องรีดใช้มอเตอร์ จะเห็นได้ว่าการรีดน้ำอ้อยด้วยเครื่องใช้มอเตอร์นั้นได้น้ำอ้อยมากกว่าถึง 15 เปอร์เซ็นต์และประสิทธิภาพการรีดของการทดลองรีดด้วยเครื่องใช้มอเตอร์มากกว่า คือประมาณ 75 เปอร์เซ็นต์ ขณะที่การรีดเมื่อไม่ใช้มอเตอร์ได้ค่าประสิทธิภาพการรีดเพียง 60 เปอร์เซ็นต์ และน้ำอ้อยที่ได้มาจากเครื่องรีดใช้มอเตอร์ก็อยู่ในเกณฑ์ดี

ข้อเสนอแนะ

1. ปัจจัยที่ส่งผลต่ออัตราการรีดและปริมาณของน้ำอ้อยที่ผลิตได้
 - 1.1 ความนุ่มของลำอ้อยซึ่งเกิดจากการเพาะพันธุ์ สายพันธุ์ และความเหมาะสมของภูมิประเทศ ภูมิอากาศ
 - 1.2 การปรับระยะห่างระหว่างเพลารีดแต่ละชุด
 - 1.3 ขนาดของลำอ้อย ที่ทำการทดลอง
 - 1.4 แรงที่ใช้ในการรีดน้ำอ้อย

2. การใช้เครื่องให้มีประสิทธิภาพสูงสุด

- 2.1 เพื่อใช้เครื่องรีดน้ำอ้อยให้เกิดประสิทธิภาพสูงสุด ซึ่งผู้ที่จะใช้เครื่องนี้จะต้องทำการปรับระยะห่างระหว่างเพลารีดแต่ละเพล่า เพื่อให้ให้ได้ปริมาณของน้ำอ้อยที่ต้องการ
- 2.2 อ้อยจะต้องเป็นอ้อยที่สด
- 2.3 การปรับสกรูอัดควรปรับให้แน่นเพื่อให้มีแรงรีดอ้อยที่มากและจะได้กากอ้อยที่แห้งที่สุด
3. ควรติดตั้งชุดรองรับ และอัดกากอ้อยเพื่อนำไปใช้ประโยชน์ในด้านอื่นต่อไป
4. หลังจากใช้งานเสร็จแล้ว ควรทำความสะอาดตัวเครื่อง โดยเฉพาะชุดเพลารีดอย่าให้มีเศษอ้อยตกค้างอยู่ภายในเครื่อง
5. ควรตรวจสอบสภาพจารบีที่ติดลบลูกปืนทุกครั้ง ก่อนการเดินเครื่อง
6. ตรวจสอบความตึง ความหย่อน ของสายพานส่งกำลังทุกครั้ง ก่อนการทำงาน
7. ขณะใส่อ้อยเข้าสู่ชุดลำเลียง ควรระวังมืออย่าให้เข้าไปในชุดลำเลียง
8. ระวังอย่าให้มือเปียกชื้น ในขณะสาร์ทเครื่อง

เครื่องรีดน้ำอ้อยยังมีข้อผิดพลาดเกี่ยวกับ สายพานลำเลียงที่สร้างมานั้นยังไม่ได้มาตรฐาน เนื่องจากกรรมวิธีการผลิตยังใช้เทคโนโลยีต่ำ การยกอ้อยเข้าสู่เพลารีดยังมีผลที่ไม่น่าพอใจ ซึ่งเป็นผลมาจากมุมการคักอ้อย ยังอยู่ในตำแหน่งที่กลาดเคลื่อนเล็กน้อย จะต้องมีการพัฒนาและประยุกต์ใช้กับงานประเภทนี้โดยเฉพาะ

เอกสารอ้างอิง

1. บรรเลง ศรีนิล และ ประเสริฐ ก๊วยสมบุรณ์ ตารางงานโลหะ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, 2524.
2. วรวิทย์ อึ้งภากรณ์ และ ชาญ ถนัดงาน การออกแบบเครื่องจักรกลเล่ม 1 พิมพ์ครั้งที่ 10 บริษัท ซี-เอ็ดดูเคชั่น จำกัด, 2534.
3. วรวิทย์ อึ้งภากรณ์ และ ชาญ ถนัดงาน การออกแบบเครื่องจักรกลเล่ม 2 พิมพ์ครั้งที่ 6 บริษัท ซี-เอ็ดดูเคชั่น จำกัด, 2536.
4. ชนะ กสิภาร์ ความแข็งแรงของวัสดุ กรุงเทพฯ, พิมพ์ครั้งที่ 9 : โรงพิมพ์ชวนพิมพ์, 2524.
5. บุญญศักดิ์ ใจจงกิจ, อนุกรมเทคโนโลยีขนถ่ายวัสดุ 2 เครื่องกลขนถ่าย, กรุงเทพมหานคร สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, 2524.





ตารางภาคผนวกที่ 1.1 ค่าตัวประกอบความล้า

ชนิด	C_m	C_t
เพลายูนิ่ง :		
แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้า ๆ	1.0	1.0
แรงกระตุก	1.5-2.0	1.5-2.0
เพลามุน :		
แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้า ๆ	1.5	1.0
แรงกระตุกอย่างเบา ๆ	1.5-2.0	1.0-1.5
แรงกระตุกอย่างแรง	2.0-3.0	1.5-3.0

ตารางภาคผนวกที่ 1.2 ขนาดของสลักแบบเกลวีสมีหัวตามมาตรฐาน ISO 2341

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง	ขนาดหัว	ขนาดรูเจาะ	ความหนาหัว	ความยาว	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางกลาง	ขนาดหัว	ขนาดรูเจาะ	ความหนาหัว	ความยาว
d_1	D	d_2	k	I	d_1	D	d_2		I
3	5	0.8	1.0	6-30	27	40	6.3	5.0	55 ขึ้นไป
4	6	1.0	1.0	8-40	30	44	8.0	8.0	60 ขึ้นไป
5	8	1.2	1.5	10-50	33	47	8.0	8.0	65 ขึ้นไป
6	10	1.6	2.0	12-60	36	50	8.0	8.0	70 ขึ้นไป
8	14	2.0	3.0	16-80	40	55	8.0	8.0	80 ขึ้นไป
10	18	3.2	4.0	20-100	45	60	9.0	9.0	90 ขึ้นไป
12	20	3.2	4.0	25-120	50	66	9.0	9.0	100 ขึ้นไป
14	22	4.0	4.0	30-140	55	72	11.0	11.0	110 ขึ้นไป
16	25	4.0	4.5	35-160	60	78	12.0	12.0	120 ขึ้นไป
18	28	5.0	5.0	40-80	70	90	13.0	13.0	130 ขึ้นไป
20	30	5.0	5.0	40-200	80	100	13.0	13.0	160 ขึ้นไป
22	33	5.0	5.5	45 ขึ้นไป	90	110	13.0	13.0	190 ขึ้นไป
24	36	6.3	6.0	50 ขึ้นไป	100	120	13.0	13.0	200 ขึ้นไป

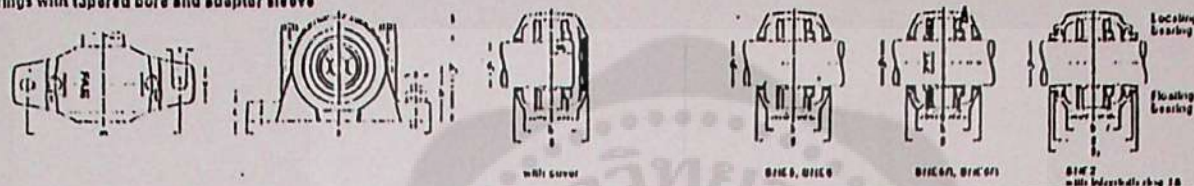
ตารางภาคผนวกที่ 1.3 รายละเอียดของตลับลูกปืน

FAG Plummer Block Housings

split - Series SNE5, SNE2, SNE8

for bearings with tapered bore and adaptor sleeve

Housings · Bearings · Accessories



Bolt	Dimension										Housing	Bearing	Adaptor sleeve	Locating ring	Locating ring with O-ring	Cover	Weight Housing					
	d ₁	b	b ₁	c	f	V ₁	h	h ₁	m	m ₁								s	V	F	q ₁	FAO
mm	inch	mm							mm	inch												
1 1/4	205	60	75	65			80	112	120	34	M12	1/4	18	20	0.5-0.5	SNE510	1210K.TVC3, 10210K.MB.C3	1210	FA100/8	1	DK50.66	2.6
	205	60	75	65			80	112	120	34	M12	1/4	18	20	0.5-0.5	SNE510	2210K.TVC3, 22110K.TVPB	1210	FA100/8	1	DK50.66	2.6
	255	70	90	115			70	125	210	39	M16	1/2	18	23	0.5-0.5	SNE510	1210K.C3, 10210K.MB.C3	1210	FA110/10	2	DK50.66	5
	255	70	90	115			70	125	210	39	M16	1/2	18	23	0.5-0.5	SNE510	2210K.C3, 22110K.TVPB	1210	FA110/10	2	DK50.66	5
	255	70	90	115			70	125	210	39	M16	1/2	18	23	0.5-0.5	SNE510	1210K.C3, 22110K.TVPB	1210	FA110/10	1	DK50.66	5
45	205	60	75	65			80	112	120	34	M12	1/4	18	20	0.5-0.5	SNE510	1210K.TVC3, 10210K.MB.C3	1210	FA100/8	1	DK50.66	2.6
	205	60	75	65			80	112	120	34	M12	1/4	18	20	0.5-0.5	SNE510	2210K.TVC3, 22110K.TVPB	1210	FA100/8	1	DK50.66	2.6
	205	60	75	65			80	112	120	34	M12	1/4	18	20	0.5-0.5	SNE510	1210K.C3, 10210K.MB.C3	1210	FA100/8	1	DK50.66	2.6
	205	60	75	65			80	112	120	34	M12	1/4	18	20	0.5-0.5	SNE510	2210K.C3, 22110K.TVPB	1210	FA100/8	1	DK50.66	2.6
	205	60	75	65			80	112	120	34	M12	1/4	18	20	0.5-0.5	SNE510	1210K.C3, 22110K.TVPB	1210	FA100/8	1	DK50.66	2.6
50	255	70	90	115			70	125	210	39	M16	1/2	18	23	0.5-0.5	SNE510	1210K.C3, 10210K.MB.C3	1210	FA110/10	2	DK50.66	5
	255	70	90	115			70	125	210	39	M16	1/2	18	23	0.5-0.5	SNE510	2210K.C3, 22110K.TVPB	1210	FA110/10	2	DK50.66	5
	255	70	90	115			70	125	210	39	M16	1/2	18	23	0.5-0.5	SNE510	1210K.C3, 22110K.TVPB	1210	FA110/10	1	DK50.66	5
	255	70	90	115			70	125	210	39	M16	1/2	18	23	0.5-0.5	SNE510	2210K.C3, 22110K.TVPB	1210	FA110/10	1	DK50.66	5
	255	70	90	115			70	125	210	39	M16	1/2	18	23	0.5-0.5	SNE510	1210K.C3, 22110K.TVPB	1210	FA110/10	1	DK50.66	5
2	255	70	90	115			70	125	210	39	M16	1/2	18	23	0.5-0.5	SNE510	1210K.C3, 10210K.MB.C3	1210	FA110/10	2	DK50.66	5
	255	70	90	115			70	125	210	39	M16	1/2	18	23	0.5-0.5	SNE510	2210K.C3, 22110K.TVPB	1210	FA110/10	2	DK50.66	5
	255	70	90	115			70	125	210	39	M16	1/2	18	23	0.5-0.5	SNE510	1210K.C3, 22110K.TVPB	1210	FA110/10	1	DK50.66	5
	255	70	90	115			70	125	210	39	M16	1/2	18	23	0.5-0.5	SNE510	2210K.C3, 22110K.TVPB	1210	FA110/10	1	DK50.66	5
	255	70	90	115			70	125	210	39	M16	1/2	18	23	0.5-0.5	SNE510	1210K.C3, 22110K.TVPB	1210	FA110/10	1	DK50.66	5
55	255	70	90	115			70	125	210	39	M16	1/2	18	23	0.5-0.5	SNE510	1210K.C3, 10210K.MB.C3	1210	FA110/10	2	DK50.66	5
	255	70	90	115			70	125	210	39	M16	1/2	18	23	0.5-0.5	SNE510	2210K.C3, 22110K.TVPB	1210	FA110/10	2	DK50.66	5
	255	70	90	115			70	125	210	39	M16	1/2	18	23	0.5-0.5	SNE510	1210K.C3, 22110K.TVPB	1210	FA110/10	1	DK50.66	5
	255	70	90	115			70	125	210	39	M16	1/2	18	23	0.5-0.5	SNE510	2210K.C3, 22110K.TVPB	1210	FA110/10	1	DK50.66	5
	255	70	90	115			70	125	210	39	M16	1/2	18	23	0.5-0.5	SNE510	1210K.C3, 22110K.TVPB	1210	FA110/10	1	DK50.66	5

**ตารางภาคผนวกที่ 1.4 ขนาดสายพานลิ้มและล้อสายพาน ตามมาตรฐาน ISO/R 52-1957 (E)
และ ISO/R 256-1962 (E)**

ขนาดเป็น mm

หน้าตัดสายพาน	Y	Z	A	B	C	D	E
l_p	5.3	8.5	11	14	19	27	32
h	4	6	8	11	14	19	25
b_u	5.3	8.5	11	14	19	27	32
b_l	6.3	9.7	12.7	16.3	22	32	40
c	1.6	2	2.8	3.5	4.8	8.1	12
e	8 ± 0.3	12 ± 0.3	15 ± 0.3	19 ± 0.4	25.5 ± 0.5	37 ± 0.6	44.5 ± 0.7
f	6 ± 0.5	8 ± 0.6	10 ± 0.6	12.5 ± 0.8	17 ± 1	24 ± 2	29 ± 2
l_{max}	7	11	14	18	24	28	33
ϕ	≤ 63	-	-	-	-	-	-
สำหรับ	-	63-80	90-118	140-190	224-315	-	-
เส้นผ่านศูนย์กลาง	63	-	-	-	-	≤ 500	≤ 630
กลางพิตช์ d_p	-	> 80	> 118	> 190	> 315	> 500	> 630
1	12	16	20	25	34	48	58
2	20	28	35	44	59.5	85	102.5
จำนวน	3	28	40	50	63	85	122
ร่องบน	4	36	52	65	82	110.5	159
ล้อสาย	5	44	64	80	101	136	196
พาน	6	52	76	95	120	161.5	233
b_p	7	60	88	110	139	187	270
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	455	547.5
d_{pmin}	28	50	80	125	200	355	500

ตารางภาคผนวกที่ 1.5 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ d_p ของล้อยาสพานลิ้มตามมาตรฐาน
ISO/R 52-1975 (E) และ ISO/R 253-1962 (E)

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

ตารางภาคผนวกที่ 1.6 ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส N_s สำหรับสายพานลิ้ม

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

ตารางภาคผนวกที่ 1.7 ตัวประกอบใช้งาน N_f สำหรับสายพานลิ้ม

ชนิดของอุปกรณ์ที่ต้องการจับ	ชนิดของอุปกรณ์จับ					
ตัวประกอบนี้พิจารณาเฉพาะช่วงเวลาใช้งาน และชนิดของอุปกรณ์ที่ต้องการจับแต่ไม่เกี่ยวข้องกับสภาวะการทำงาน ตัวอย่างเช่น ทำงานในสภาวะแวดล้อมเป็นพิเศษ ดังนั้นจึงอาจเพิ่มค่าขึ้นอีกได้ในกรณีพิเศษ	มอเตอร์กระแสตรง : normal torque, squirrel cage, synchronous and split phase			มอเตอร์กระแสตรง : high torque, high slip, repulsion-induction, single phase, series wound and slip ring		
	มอเตอร์กระแสตรง : shunt wound			มอเตอร์กระแสตรง : series wound และ compound wound		
	เครื่องย่นเส้นลวดภายใน : ที่มีหลายลูกสูบ ความเร็วรอบสูงกว่า 600 rpm			เครื่องย่นเส้นลวดภายใน : ที่มีหนึ่งลูกสูบ ความเร็วรอบต่ำกว่า 600 rpm เหล็กแมน คัดลัด		
	ชั่วโมงการทำงานต่อวัน			ชั่วโมงการทำงานต่อวัน		
	≤ 10	10-16	>16	≤ 10	10-16	> 16
งานเบา :						
เครื่องกวาดของเหลว, เครื่องเป่าลม, เครื่องอัดลม และเครื่องสูบลมแบบหอยโข่ง, พัดลมที่มีกำลังสูงถึง 7.5 kw, สายพานลำเลียงงานเบา	1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
งานปานกลาง :						
สายพานลำเลียงทรายหรือเม็ดพืช, เครื่องผสมของชั้นเหนียว, พัดลมที่มีกำลังสูงถึง 7.5 kw, เครื่องกำเนิดไฟฟ้า, เหล็กแมน, เครื่องชักผ้า, เครื่องมือกล , PUNCH Pressesshears, เครื่องพิมพ์, positive displacement rotary pumps, เครื่องเขย่า	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
งานหนัก :						
เครื่องทำอิฐ, bucket elevators, exciters, เครื่องอัดลมและเครื่องสูบลมแบบลูกสูบ, สายพานลำเลียง, hammer mills, paper mill beaters, positive displacement blowers, เครื่องบด, เครื่องเคี้ยว และเครื่องจักรกลงานไม้, เครื่องทอผ้า	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
งานหนักพิเศษ :						
Crushers (Gyratory-Jaw Roll) , mills (Bell-Rod-Tube) รอกไฟฟ้า rubber calenderextruders-mills.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

ตารางภาคผนวกที่ 1.8 ในการส่งกำลังของสายพานลิ้นน้ำคัต "A" ต่อเส้น P_R
 (เป็น kW) สำหรับสายพานยาว $L_p = 1732$ mm
 และส่วนโค้ง $\alpha = 180^\circ$

d_p (mm)	m_{60}	ความเร็วรอบของล้อสายพานเล็ก n (rpm)										
		400	700	800	950	1200	1450	1800	2400	2850	3200	3600
		สมรรถนะในการส่งกำลังต่อเส้น P_R (KW)										
71	1.00	2.09	0.45	0.50	0.56	0.67	0.76	0.88	1.05	1.16	1.22	1.28
	1.05	0.30	0.46	0.51	0.59	0.69	0.80	0.92	1.11	1.22	1.30	1.36
	1.20	0.32	0.50	0.55	0.63	0.75	0.86	1.00	1.22	1.35	1.44	1.52
	1.50	0.33	0.52	0.58	0.66	0.79	0.91	1.07	1.30	1.45	1.55	1.65
	≥ 3.00	0.34	0.54	0.60	0.69	0.82	0.95	1.11	1.37	1.53	1.64	1.74
80	1.00	0.37	0.59	0.65	0.74	0.89	1.02	1.20	1.45	1.61	1.71	1.81
	1.05	0.38	0.60	0.67	0.77	0.92	1.06	1.24	1.51	1.68	1.79	1.89
	1.20	0.40	0.63	0.71	0.81	0.97	1.12	1.32	1.62	1.81	1.93	2.05
	1.50	0.42	0.66	0.73	0.84	1.01	1.17	1.38	1.70	1.91	2.05	2.10
	≥ 3.00	0.43	0.68	0.75	0.87	1.04	1.21	1.43	1.76	1.98	2.13	2.27
90	1.00	0.47	0.74	0.82	0.94	1.13	1.31	1.54	1.88	2.10	2.24	2.36
	1.05	0.47	0.75	0.84	0.96	1.16	1.34	1.58	1.94	2.16	2.31	2.45
	1.20	0.49	0.78	0.87	1.01	1.21	1.41	1.66	2.05	2.29	2.45	2.61
	1.50	0.51	0.81	0.90	1.04	1.26	1.46	1.73	2.13	2.39	2.57	2.74
	≥ 3.00	0.52	0.83	0.92	1.06	1.29	1.50	1.77	2.19	2.47	2.65	2.83
100	1.00	0.56	0.88	0.99	1.14	1.37	1.59	1.88	2.30	2.56	2.73	2.88
	1.05	0.56	0.90	1.01	1.16	1.40	1.62	1.92	2.36	2.63	2.80	2.97
	1.20	0.58	0.93	1.04	1.20	1.45	1.69	2.00	2.46	2.76	2.95	3.13
	1.50	0.60	0.96	1.07	1.24	1.50	1.74	2.06	2.55	2.86	3.06	3.26
	≥ 3.00	0.61	0.98	1.09	1.26	1.53	1.78	2.11	2.61	2.93	3.14	3.35
112	1.00	0.66	1.06	1.19	1.37	1.65	1.92	2.27	2.78	3.09	3.29	3.46
	1.05	0.67	1.08	1.20	1.39	1.68	1.96	2.31	2.84	3.16	3.36	3.54
	1.20	0.69	1.11	1.24	1.43	1.74	2.02	2.39	2.95	3.29	3.51	3.70
	1.50	0.70	1.13	1.27	1.47	1.78	2.07	2.46	3.03	3.39	3.62	3.83
	≥ 3.00	0.71	1.15	1.29	1.49	1.81	2.11	2.50	3.09	3.46	3.70	3.92
125	1.00	0.78	1.25	1.40	1.61	1.95	2.27	2.68	3.28	3.63	3.84	4.01
	1.05	0.79	1.27	1.42	1.64	1.98	2.31	2.73	3.34	3.70	3.92	4.09
	1.20	0.80	1.30	1.45	1.68	2.04	2.37	2.81	3.44	3.83	4.06	4.26
	1.50	0.82	1.32	1.48	1.71	2.08	2.42	2.87	3.53	3.93	4.18	4.39
	≥ 3.00	0.83	1.34	1.50	1.74	2.11	2.46	2.92	3.59	4.00	4.26	4.48
140	1.00	0.91	1.47	1.64	1.89	2.30	2.67	3.15	3.83	4.21	4.42	4.56
	1.05	0.92	1.48	1.66	1.92	2.32	2.70	3.19	3.88	4.27	4.49	4.64
	1.20	0.93	1.51	1.69	1.96	2.38	2.77	3.27	3.99	4.40	4.64	4.80
	1.50	0.95	1.54	1.72	1.99	2.42	2.82	3.33	4.08	4.50	4.75	4.93
	≥ 3.00	0.96	1.56	1.74	2.02	2.45	2.86	3.38	4.14	4.58	4.83	5.02

ตารางภาคผนวกที่ 1.8 (ต่อ) ในการส่งกำลังของสายพานลื่นหน้าตัด “A” ต่อเส้น P_R
(เป็น kW) สำหรับสายพานยาว $L_p = 1732$ mm
และส่วนโค้ง $\alpha = 180^\circ$

ตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน N_i

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

ความยาวพิคซ์ที่มีใช้ $L_p = L_i + 30$ (mm)

L_i	483	535	560	580	600	630	655	670	690	710	730	750
	780	787	800	813	825	838	850	855	875	889	900	914
	925	950	965	975	1000	1016	1040	1060	1090	1105	1120	1143
	1168	1180	1200	1220	1250	1270	1300	1320	1346	1372	1400	1422
	1448	1475	1500	1525	1550	1575	1600	1625	1651	1676	1700	1725
	1750	1780	1800	1854	1900	1980	2000	2030	2057	2083	2100	2120
	2150	220	2240	2285	2360	2435	2475	2500	2650	2730	2800	2840
	3000	3050	3150	3250	3550	3650	4000					

ตารางภาคผนวกที่ 1.9 มาตรฐานของพื้นเพื่อง

รายละเอียด	14 $\frac{1}{2}^{\circ}$ FD	20 $^{\circ}$ FD	20 $^{\circ}$	20 $^{\circ}$	25 $^{\circ}$ FD
		พิตช์หยาบ	พิตช์ละเอียด	Stub	
แอคเคนต์	m	m	m	0.8m	m
ดีเคนต์	1.157m	1.25m	1.2m+0.05	m	1.25m
เคลียร์รันช์	0.157m	0.25m	0.2m+0.05	0.2m	0.25m
ความสูงใช้งาน	2m	2m	2m	1.6m	2m
ความสูงทั้งหมด	2.157m	2.25m	2.2m+0.05	1.8m	2.025m

ตารางภาคผนวกที่ 1.10 ขนาดเพื่องมาตรฐาน

โมดูล	โมดูล	โมดูล	โคอะมิตรัลพิตช์	โคอะมิตรัลพิตช์	โคอะมิตรัล
m,mm	m,mm	m,mm	P, in ⁻¹ .	P, in ⁻¹ .	พิตช์
					P, in ⁻¹ .
1	4	16	20	5	1.25
1.25	5	20	16	4	1
1.5	6	25	12	3	0.75
2	8	32	10	2.5	0.625
2.5	10	40	8	2	0.50
3	12	50	6	1.5	

ตารางภาคผนวกที่ 1.11 ค่าตัวประกอบรูปแบบของลูอิส

จำนวน	แรงกระทำที่ปลาย								แรงกระทำใกล้กึ่งกลาง			
	14 1/2° FD		20° FD		20° Stub		25°		14 1/2° FD		20° FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
10	0.176	0.056	0.201	0.064	0.261	0.083						
11	0.192	0.061	0.226	0.072	0.289	0.092						
12	0.210	0.067	0.245	0.078	0.311	0.099	0.242	0.077	0.355	0.113	0.415	0.133
13	0.223	0.071	0.264	0.083	0.324	0.103	0.258	0.082	0.377	0.120	0.443	0.141
14	0.236	0.075	0.276	0.088	0.339	0.108	0.270	0.086	0.399	0.127	0.468	0.149
15	0.245	0.078	0.289	0.092	0.349	0.111	0.286	0.091	0.415	0.133	0.490	0.156
16	0.255	0.081	0.295	0.094	0.360	0.115	0.298	0.095	0.430	0.137	0.503	0.160
17	0.264	0.084	0.302	0.096	0.368	0.117	0.311	0.099	0.446	0.142	0.512	0.163
18	0.270	0.086	0.308	0.098	0.377	0.120	0.324	0.103	0.459	0.146	0.522	0.167
19	0.277	0.088	0.314	0.100	0.386	0.123	0.336	0.107	0.471	0.150	0.534	0.170
20	0.283	0.090	0.320	0.102	0.393	0.125	0.349	0.111	0.481	0.153	0.544	0.173
21	0.289	0.092	0.326	0.104	0.399	0.127	0.365	0.116	0.490	0.156	0.553	0.177
22	0.292	0.093	0.330	0.105	0.404	0.129	0.377	0.120	0.496	0.158	0.559	0.178
23	0.296	0.094	0.333	0.106	0.408	0.130	0.390	0.124	0.502	0.160	0.565	0.180
24	0.302	0.096	0.337	0.107	0.411	0.132	0.403	0.128	0.509	0.162	0.572	0.183
25	0.305	0.097	0.340	0.108	0.416	0.133	0.415	0.132	0.515	0.164	0.580	0.184
26	0.308	0.098	0.344	0.109	0.421	0.135	0.428	0.136	0.522	0.166	0.584	0.186
27	0.311	0.099	0.348	0.111	0.426	0.136	0.418	0.133	0.528	0.168	0.588	0.187
28	0.314	0.100	0.352	0.112	0.430	0.137	0.409	0.130	0.534	0.170	0.592	0.189
29	0.316	0.101	0.355	0.113	0.434	0.138	0.412	0.131	0.537	0.171	0.599	0.191
30	0.318	0.101	0.358	0.114	0.437	0.139	0.418	0.133	0.540	0.172	0.606	0.193
31	0.320	0.101	0.361	0.115	0.440	0.140	0.421	0.134	0.554	0.173	0.611	0.195
32	0.322	0.101	0.364	0.116	0.443	0.141	0.428	0.136	0.547	0.174	0.617	0.196
33	0.324	0.103	0.367	0.117	0.445	0.142	0.430	0.137	0.550	0.175	0.623	0.198
34	0.326	0.104	0.371	0.118	0.447	0.142	0.434	0.138	0.553	0.177	0.628	0.200
35	0.327	0.104	0.373	0.119	0.449	0.143	0.437	0.139	0.556	0.177	0.633	0.201
36	0.329	0.105	0.377	0.120	0.451	0.144	0.443	0.141	0.559	0.178	0.639	0.203
37	0.330	0.105	0.380	0.121	0.454	0.144	0.446	0.142	0.563	0.179	0.645	0.205
38	0.333	0.106	0.384	0.122	0.455	0.145	0.450	0.143	0.565	0.180	0.650	0.207
39	0.335	0.107	0.386	0.123	0.457	0.146	0.454	0.144	0.568	0.181	0.655	0.209
40	0.336	0.107	0.389	0.124	0.459	0.146	0.460	0.146	0.570	0.182	0.659	0.210

ตารางภาคผนวกที่ 1.11 (ต่อ) ค่าตัวประกอบรูปแบบของลูอิส

จำนวน	แรงกระทำที่ปลาย								แรงกระทำใกล้กึ่งกลาง			
	$14\frac{1}{2}^{\circ}$ FD		20° FD		20° Stub		25°		$14\frac{1}{2}^{\circ}$ FD		20° FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
43	0.339	0.108	0.397	0.126	0.467	0.147	0.463	0.147	0.574	0.183	0.668	0.212
45	0.340	0.108	0.399	0.127	0.468	0.149	0.469	0.149	0.579	0.184	0.678	0.214
50	0.346	0.110	0.408	0.130	0.474	0.151	0.478	0.152	0.588	0.187	0.694	0.221
55	0.352	0.112	0.415	0.132	0.480	0.153	0.485	0.154	0.596	0.190	0.704	0.224
60	0.355	0.113	0.421	0.134	0.484	0.154	0.490	0.156	0.603	0.192	0.713	0.227
65	0.358	0.114	0.425	0.135	0.488	0.155	0.496	0.158	0.607	0.193	0.721	0.229
70	0.360	0.115	0.429	0.136	0.493	0.157	0.502	0.160	0.610	0.194	0.728	0.231
75	0.361	0.115	0.433	0.138	0.496	0.158	0.508	0.161	0.613	0.195	0.735	0.233
80	0.363	0.116	0.436	0.139	0.499	0.159	0.510	0.162	0.615	0.196	0.739	0.235
90	0.366	0.117	0.442	0.141	0.503	0.160	0.516	0.164	0.619	0.197	0.747	0.237
100	0.368	0.117	0.446	0.142	0.506	0.161	0.521	0.166	0.622	0.198	0.755	0.240
150	0.375	0.119	0.458	0.146	0.518	0.165	0.531	0.169	0.635	0.202	0.778	0.247
200	0.378	0.120	0.463	0.147	0.524	0.167	0.538	0.171	0.640	0.204	0.787	0.250
300	0.382	0.122	0.471	0.150	0.534	0.170	0.550	0.175	0.650	0.207	0.801	0.255
แร็ค	0.390	0.124	0.484	0.154	0.550	0.175	0.568	0.18	0.660	0.210	0.823	0.262

ตารางภาคผนวกที่ 1.12 ค่าความเค้นสถิตยใช้งานสำหรับใช้กับสมการของลูอิส

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

ตารางภาคผนวกที่ 1.13 ตัวประกอบใช้งาน

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

ตารางภาคผนวกที่ 1.14 การปล่อยวัสดุโดยใช้แรงหนีศูนย์กลาง ปริมาณการขนถ่ายวัสดุโดย
ประมาณ ความเร็ว 1 เมตรต่อวินาที และ $\rho_m = 1600 \text{ kg/m}^3$

BELT WIDTH mm	BUCKET SIZE mm	BUCKET SPACING (d) mm	APPROX: BUCKET VOLUME (V) m^3	APPTOX: CAPACITY t/hour
200	150×100×105	305	0.0009	13
250	200×125×135	335	0.0019	23
300	250×150×155	410	0.0034	36
400	350×175×180	460	0.0064	60
450	405×200×210	510	0.0096	82
500	460×250×260	610	0.0160	114

ตารางภาคผนวกที่ 1.15 ข้อเสนอแนะเกี่ยวกับความเร็วของสายพานสำหรับกระหือล่าเสียงที่ปล่อย
วัสดุโดยใช้แรงหนีศูนย์กลาง

Heed	Small Size coarse		Free Flowing Coarse		Grain	
Pulley	Lumpy Material		Fine Material			
Diameter (mm)	rpm Heed Pulley	Belt Speed	rpm Heed Pulley	Belt Speed	rpm Heed Pulley	Belt Speed
610	39.8	1.27	43.7	1.40	68.0	2.16
760	38.2	1.52	41.4	1.65	61.7	2.41
910	34.5	1.65	37.2	1.78	55.8	2.67
1070	31.8	1.78	34.0	1.91	52.4	2.92
1220	29.8	1.91	31.9	2.03	49.8	3.18
1370	28.3	2.03	30.2	2.16	46.0	3.30
1520	27.0	2.16	28.6	2.29	43.0	3.43
1680	26.0	2.29	27.6	2.41	40.5	3.56
1830	24.0	2.30	26.5	2.54	39.8	3.81

ตารางภาคผนวกที่ 1.16 ประมาณการขนถ่ายวัสดุที่ความเร็ว 1 เมตร/นาที่ สำหรับกระหือที่ปล่อยวัสดุ
โดยใช้แรงโน้มถ่วงของโลก

BELT	BUCKET	BUCKET	APPROX.BUCKET	APPROX
WIDTH	SIZE	SPACING (d)	VOLUME (V)	CAPACITY
mm	mm	mm	m ³	t/hour
250	200×125×195	200	0.0017	36
300	250×135×220	230	0.0026	48
400	350×175×295	300	0.0061	88
450	400×200×295	300	0.0091	132
500	450×200×295	300	0.0103	148
650	550×200×295	300	0.0126	182

ตารางภาคผนวกที่ 1.17 ตารางค่าน้ำหนักจำเพาะปริมาณมวลและมุมชั้นสาขพานสูงสุดที่ส่งขึ้นสูง
ใต้ของชุดสาขพาน

วัสดุ	มุมชั้นเป็น °	น้ำหนักจำเพาะ γ , kN/m ³
หินจากเหมืองหิน	-	20
หินชนวน, หินดิน	18°	12.5...14.5
หินทรายก้อน	18°	13.5...15.5
หินบด	20...22°	15.5...17
หินบาชัลด์	-	20
หินแบไรต์ก้อน	18°	27.....29
หินปูน	-	20
หินปูนบดคัดขนาดแล้ว	18°	14.....15
หินฟอสเฟตก้อนเล็ก	18°	13.5...14.5
หินยิปซัม (ก้อน)	18°	13.5
หินยิปซัม (บด)	23°	9.5...10
หินอ่อนหัก	18°	15.....16
เหล็กหิน	-	45
อลูมินา	20°	9.5...10
อ้อย	-	11.....13
อิฐหินเผา	20°	14
อิฐบดละเอียด	-	14
อิฐหัก	22°	18.....20
แอม โมเนียมไนเตรด	-	10

ตารางภาคผนวกที่ 1.18 กระพ้อปากแบนโค้งตาม DIN 15232 ที่เหมาะใช้กับวัสดุที่เป็นเหล็กและ
ขนถ่ายง่าย ๆ เช่นเมล็ดพืช

ขนาด กว้าง ของปาก b_B , mm	ระยะ ปากเปิด e_B , mm	ช่วงสูง h_B , mm	นน. ของตัวกระพ้อ, N ที่สร้างขึ้นจากแผ่นเหล็กความหนาต่างๆ มม.						ปริมาตร ความจุ ของกระพ้อ V_b , ลิตร
			0.88	1	1.5	2	3	4	
80	75	80	1.40	1.60					0.17
100	90	95	2.10	2.40	3.60				0.3
125	106	112	3.00	3.40	5.10	6.80			0.53
160	125	132		5.00	7.50	10.00			0.9
200	140	150		6.80	10.20	14.00	21.00		1.4
250	160	170		9.40	14.00	19.00	28.00		2.24
315	180	190			19.50	26.00	38.50	52.00	3.55
400	200	212				35.50	53.00	71.00	5.60
500	224	236					72.00	96.00	9.00

ตารางภาคผนวกที่ 1.19 การปล่อยวัสดุโดยใช้แรงหนีศูนย์กลาง ปริมาณการขนถ่ายวัสดุโดย ประมาณ
ความเร็ว 1 เมตรต่อวินาที และ $\rho_m = 1600 \text{ kg/m}^3$

BELT WIDTH mm	BUCKET SIZE mm	BUCKET SPACING (d) mm	APPROX: BUCKET VOLUME (V) m^3	APPTOX. CAPACITY t/hour
200	150×100×105	305	0.0009	13
250	200×125×135	335	0.0019	23
300	250×150×155	410	0.0034	36
400	350×175×180	460	0.0064	60
450	405×200×210	510	0.0096	82
500	460×250×260	610	0.0160	114

ตารางภาคผนวกที่ 1.20 ข้อเสนอแนะเกี่ยวกับความเร็วของสะพานสำหรับกระพ้อลำเลียงที่ปล่อย
วัสดุโดยใช้แรงหนีศูนย์กลาง

Heed Pulley	Small Size coarse Lumpy Material		Free Flowing Coarse Fine Material		Grain	
	rpm Heed Pulley	Speed	rpm Heed Pulley	Belt Speed	rpm Heed Pulley	Belt Speed
610	39.8	1.27	43.7	1.40	68.0	2.16
760	38.2	1.52	41.4	1.65	61.7	2.41
910	34.5	1.65	37.2	1.78	55.8	2.67
1070	31.8	1.78	34.0	1.91	52.4	2.92
1220	29.8	1.91	31.9	2.03	49.8	3.18
1370	28.3	2.03	30.2	2.16	46.0	3.30
1520	27.0	2.16	28.6	2.29	43.0	3.43
1680	26.0	2.29	27.6	2.41	40.5	3.56
1830	24.0	2.30	26.5	2.54	39.8	3.81

ตารางภาคผนวกที่ 1.21 ขนาดลิ้มมาตรฐานที่ใช้กับเพลานขนาดต่างๆ

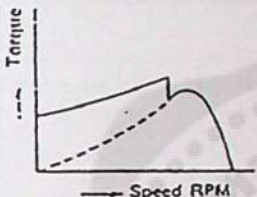
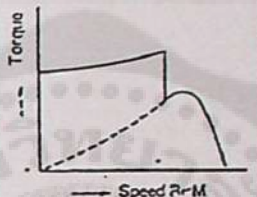
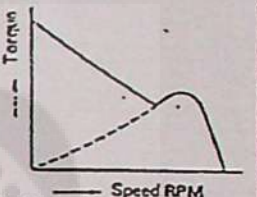
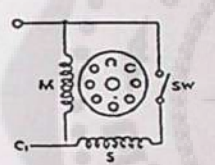
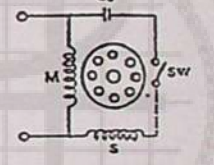
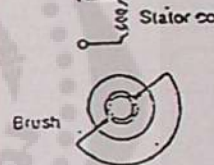
ลิ้มลิ้นเหลี่ยมผืนผ้า						
ขนาด	ลิ้มลิ้นเหลี่ยมจัตุรัส	ลิ้มแบน	แซดเคิลกีย์	ลิ้มวงเคียน		
เพล (d)	ISO/R 733	ISO 2491	DIN	ISO 3912		
mm	ISO/R774	ISO 2492	6881			
	b×h	b×h	b×h	b×h×R	t1	t2
3-4				1×1.4×4	1.0	
4-5				1.5×2.6×7	2.0	0.6
5-6				2×2.6×7	1.8	0.8
6-7	2×2			2×3.7×10	2.9	1.0
7-8	2×2			2.5×3.7×10	2.7	1.0
8-10	2×3			3×5×13	3.8	1.2
10-12	4×4			3×6.5×6	5.3	1.4
12-14	5×5	5×3		4×6.5×16	5.0	1.4
14-16	5×4	5×3		4×7.5×19	6.0	1.8
16-18	5×5	6×4		5×6.5×16	4.0	1.8
18-20	6×6	6×4		5×7.5×19	5.5	2.3
20-22	6×6	6×4		5×9×22	7.0	2.3
22-25	8×7	8×5	8×3.5	6×9×22	6.5	2.3
25-28	8×7	8×5	8×3.5	6×10×25	7.5	2.8
28-32	8×7	8×5	8×3.5	8×11×28	8.0	2.8
32-38	10×8	10×6	10×4	10×13×32	10.0	3.3
38-44	12×8	12×6	12×4			3.3
44-50	14×9	14×6	14×4.5			
50-58	16×10	16×7	16×5			
58-65	18×11	18×7	18×5			
65-75	20×12	20×9	20×6			
78-85	22×14	22×9	22×7			
85-95	25×14	25×9				

ตารางภาคผนวกที่ 1.21 (ต่อ) ขนาดของลิ้มที่ใช้กับเพลานขนาดต่างๆ

ลิ้มสี่เหลี่ยมผืน						
ขนาด	ผ้า	ลิ้มแบน	แซดเคิลคีย์	ลิ้มวงเดือน		
เพล (d)	ลิ้มสี่เหลี่ยมจัตุรัส	ISO 2491	DIN	ISO 3912		
mm	รัส	ISO 2492	6881			
ISO/R 733						
	ISO/R774	b×h	b×h	b×hl×R	t1	t2
b×h						
95 –110	18×16	28×10	28×7.5			
110-130	32×18	32×11	32×8.5			
130–150	36×24	36×12	36×9			
150 –170	40×22	40×14				
170-200	45×25	45×16				
200-230	50×28	50×18				
230-260	56×32					
260-290	63×32					

ตารางภาคผนวกที่ 1.22 ข้อมูลทางเทคนิคของมอเตอร์

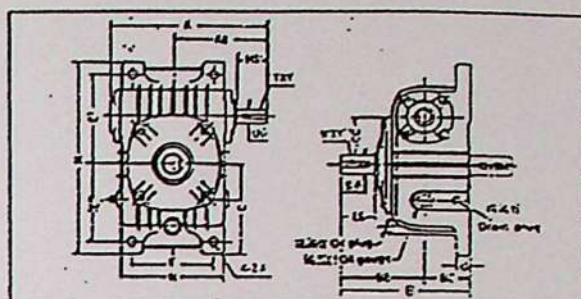
THREE – PHASE INDUCTION MOTERS

Type	Split-phase starting motor	Capacitor starting motor	Repulsion starting motor									
Out Look												
Features	• Simple structure • Cheaper price	• High starting torque • Especially bigger	• Higher starting torque • Lower starting current									
Characteristic Curves												
Connection	 M : Main coil S : Starting coil SW : Centrifugal switch	 M : Main coil S : Starting coil SW : Centrifugal switch Cs : Capacitor	 Stator coil Brush									
Application	• Drilling machine • Blower	• Pump • Conveyor	• Compressor • Agricultural machine									
Model	SP-KR			SC-KR		SC-E			SI-K			
Output (HP)	1/4	1/3	1/2	1/2	1	1.5	2	3	5	1/2	1	1 3/4
Frame no.	A71	B71	80	80	90S	90L	100L	112M	132M	100L	100L	100L
No. of poles	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Power Supply	1 Ø 220 V, 50 Hz.											
Full Load Current (A)	2.8	3.1	4.9	4.3	7.1	9.6	13.0	18.6	29.0	3.5	7.6	12.0
Full load speed (rpm)	1450	1440	1450	1420	1430	1450	1440	1450	1450	1455	1460	1450
Net Weight (Kg)	6.5	7.5	11.5	12	19	26	32	44	70	26.5	31	40

ตารางขนาดผนวกที่ 1.23 ข้อมูลทางเทคนิคของเกียร์ทดรอบ

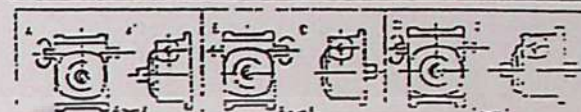
GONG TZYH WORM GEAR SPEED REDUCER

TK-V 型



SHAFT DIRECTION

轴 向 转 向



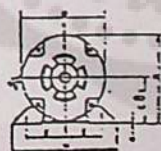
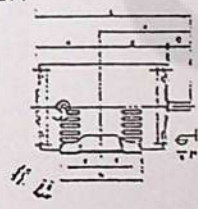
DIMENSION in millimeter

Size	Ratio	A	AB	B	BB	BC	C	CC	E1	E2	F	M	N	G	Z	MS	U	TV	LS	SI	WXY	尺寸	备注
50	1/10	174	105	125	85	50	100	50	55	100	80	130	110	110	110	110	110	110	110	110	110	110	110
60	1/10	195	120	140	100	60	120	60	65	120	90	140	120	120	120	120	120	120	120	120	120	120	120
70	1/10	215	140	160	110	70	140	70	75	140	100	160	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140
80	1/10	235	160	180	120	80	160	80	85	160	110	180	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160
100	1/10	275	190	210	140	100	190	100	105	190	130	210	190	190	190	190	190	190	190	190	190	190	190
120	1/10	315	220	240	160	120	220	120	125	220	150	240	220	220	220	220	220	220	220	220	220	220	220
140	1/10	355	250	270	180	140	250	140	145	250	170	270	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250
160	1/10	395	280	300	200	160	280	160	165	280	190	300	280	280	280	280	280	280	280	280	280	280	280
180	1/10	435	310	330	220	180	310	180	185	310	210	330	310	310	310	310	310	310	310	310	310	310	310
200	1/10	475	340	360	240	200	340	200	205	340	230	360	340	340	340	340	340	340	340	340	340	340	340
220	1/10	515	370	390	260	220	370	220	225	370	250	390	370	370	370	370	370	370	370	370	370	370	370
250	1/10	555	400	420	280	250	400	250	255	400	270	420	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400

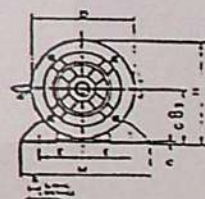
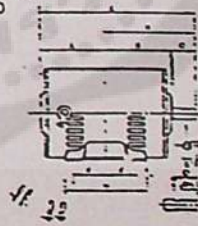
● Outlines and Dimensions of Single Phase Induction Motors

Type SP-KR
Frame A71, B71

Type SP-KR
Frame 80



OUTER FRAME LEG AS
VIEWED FROM ABOVE



OUTER FRAME LEG AS
VIEWED FROM ABOVE

Type	Output kW	Pole	Frame No.	A	B	C	D	E	F	G	H	L	M	N	X	Z	Q	OK	R	S	T	U	V
SP-KR	1/2	4	A71	96	67	71	131.2	54	45	2.4	126.6	216	150	113	15	8	30	-	120	14	-	-	-
SP-KR	1/3	4	B71	106	67	71	131.2	54	45	2.4	126.6	226	150	113	15	8	30	-	120	14	-	-	-
SP-KR	1/3	4	80	127	87	60	146.6	62.5	50	3.2	153.3	267	166	130	10	10	40	28	140	16	1	3	1



ภาคผนวกที่ 2

แสดงรูปเครื่องรีดน้ำอ้อยและการทดสอบ



รูปภาคผนวกที่ 2.1 อ้อยสดก่อนการรีด



รูปภาคผนวกที่ 2.2 ชานอ้อยที่ได้จากการรีด



รูปภาพผนวกที่ 2.3 น้ำอ้อยที่ได้จากการรีด

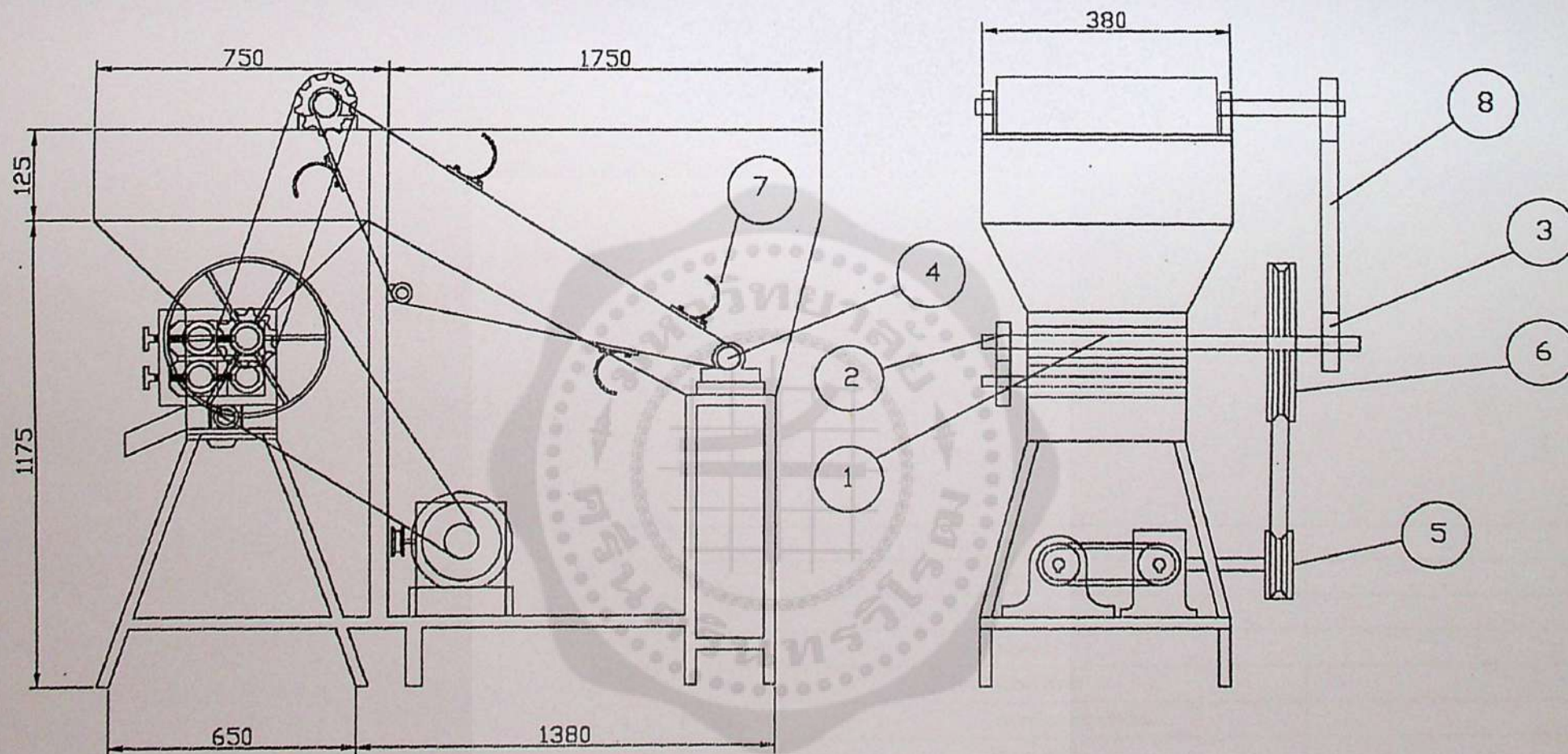


รูปภาพผนวกที่ 2.4 เครื่องรีดน้ำอ้อย



รูปภาคผนวกที่ 2.5 เครื่องรีดน้ำอ้อยขณะทำงาน

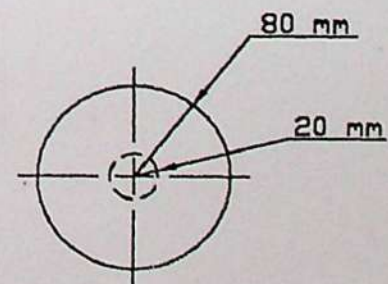
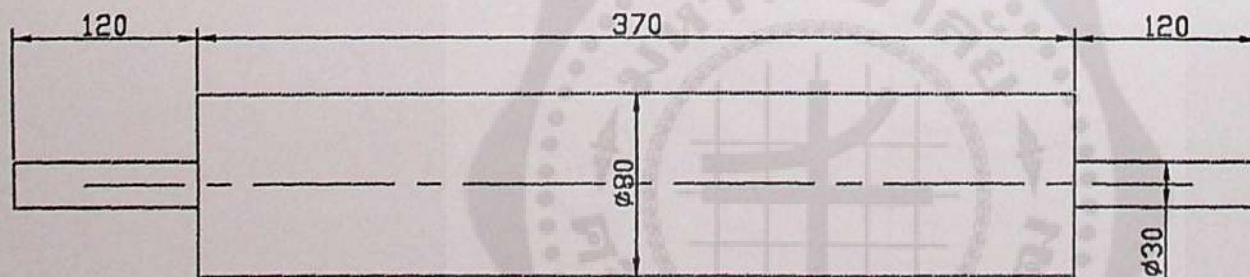




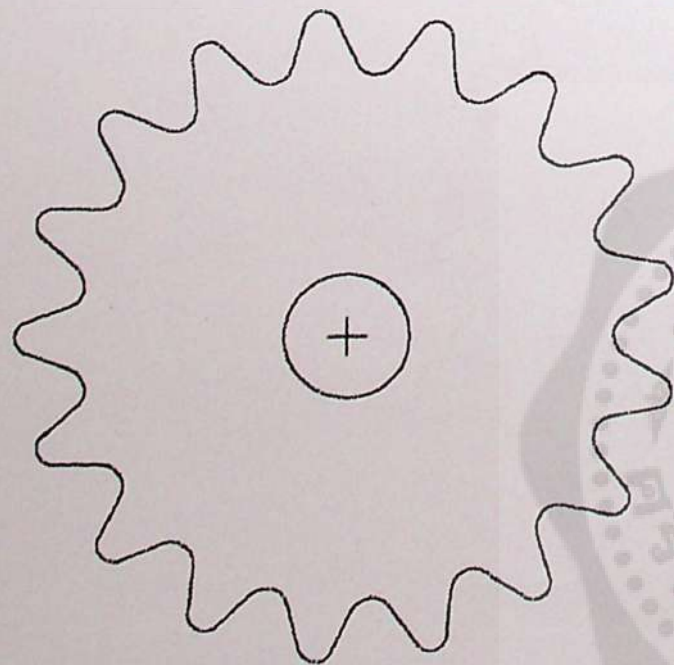
วันที่	จำนวน	ชื่อ, วัสดุ, ขนาด			มาตรฐาน	
ผู้ออกแบบ	นายทวิ บุญรุ่ง	ผู้ตรวจแบบ	อ.ประชา บุญหวานิชกุล	ผู้อนุมัติ	อ.ประชา บุญหวานิชกุล	ชื่อเพิ่ม
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์				วันที่ 16/3/01		
มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์				มาตรฐาน FREE		
				เครื่องรีดน้ำอ้อย		
หมวดเลขแบบ MT-01				แก้ไขครั้งที่	แผ่นที่	



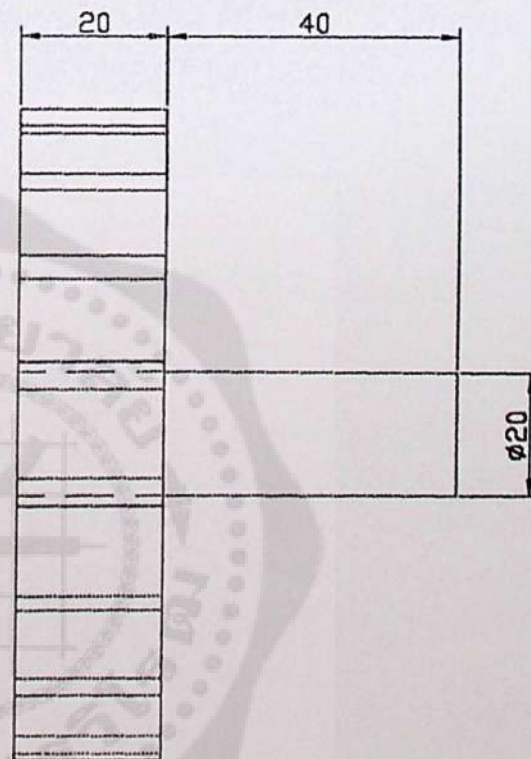
8	1	ไซ		
7	4	กระพ้อคัก		
6	1	ตอสาอพาน		
5	1	ชุดเดอหัวจับ		
4	3	โรดเดอร์แบร้ง		
3	2	สเคอร์จับสาอพานถ้ำลียง		
2	5	เพื่องั่งกำลัง		
1	4	เพอวีค		
ชั้นที่	จำนวน	ชื่อ, วัสดุ, ขนาด		มาตรฐาน
ผู้ออกแบบ นายทวี บุญรุ่ง	ผู้ตรวจแบบ อ.ประชา บุญชวนิชกุล	ผู้อนุมัติ อ.ประชา บุญชวนิชกุล	ชื่อแฟ้ม	วันที่ 16/3/01
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			เครื่องรีดน้ำอ้อย	
			หมายเลขแบบ MT - 01	แก้ไขครั้งที่ แผ่นที่
มาตรฐาน FREE				



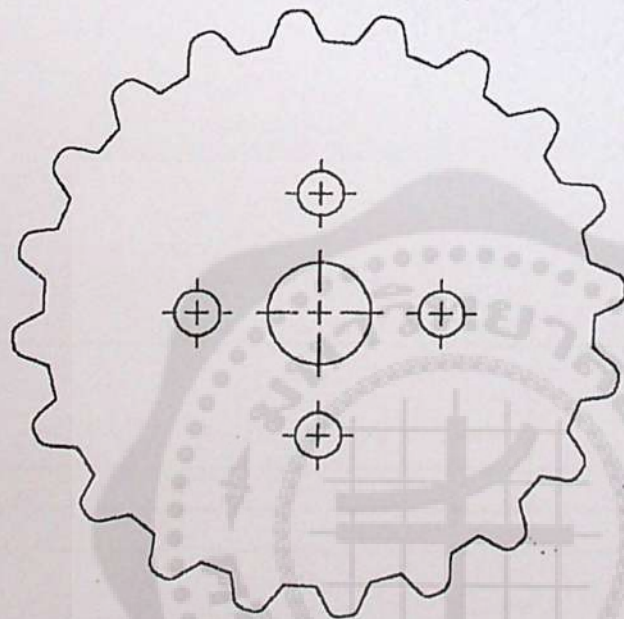
วันที่	จำนวน	ชื่อ, วัสดุ, ขนาด			มาตรฐาน	
ผู้ออกแบบ นายทวิ บุญรุ่ง	ผู้ตรวจแบบ อ.ประชา บุญชวานิชกุล	ผู้อนุมัติ อ.ประชา บุญชวานิชกุล	ชื่อเพิ่ม	วันที่ 16/3/01	มาตรฐาน FRBB	
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			เพลาวิค			
			หมายเลขแบบ MT - 01 - 01		แก้ไขครั้งที่	แผ่นที่



$m=5, z=17$

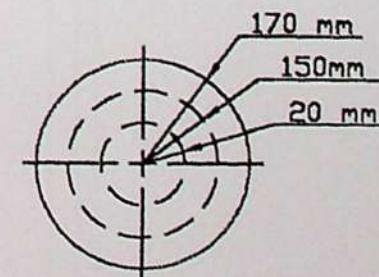
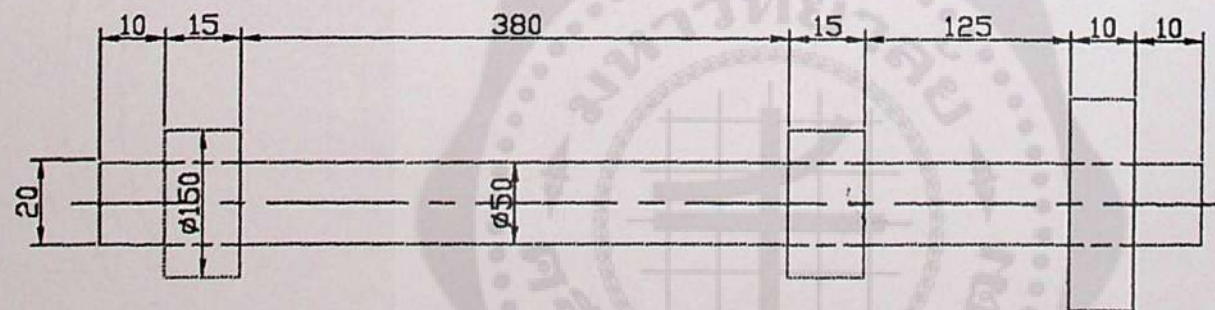


วันที่	จำนวน	ชื่อ, วัสดุ, ขนาด			มาตรฐาน	
ผู้ออกแบบ นายทวี บุญรุ่ง	ผู้ตรวจแบบ อ.ประชา บุญหวานิชกุล	ผู้อนุมัติ อ.ประชา บุญหวานิชกุล	ชื่อแผ่น	วันที่ 16/3/01	มาตรฐาน FREE	
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			เพื่อส่งกำลัง			
			หมวดเลขแบบ MT - 01 - 02		แก้ไขครั้งที่	แผ่นที่

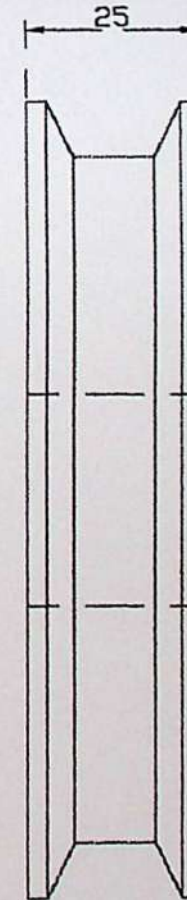
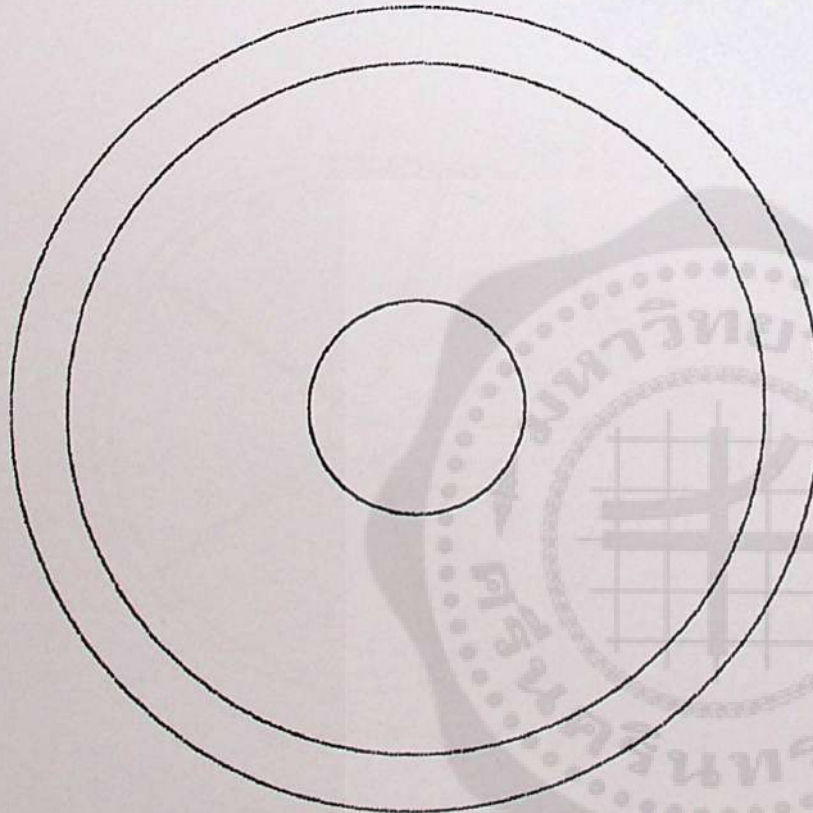


$z=20$ $D_o=150$ mm

วันที่	จำนวน	ชื่อ, วัสดุ, ขนาด			มาตรฐาน	
ผู้ออกแบบ นายทวิ บุญรุ่ง	ผู้ตรวจแบบ อ.ประชา บุญอวณิชกุล	ผู้อนุมัติ อ.ประชา บุญอวณิชกุล	ชื่อแผ่น	วันที่ 16/3/01	มาตรฐาน FRBB	
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			สเตอร์ขับเคลื่อนสายพานลำเลียง			
			หมายเลขแบบ MT - 01 - 03		แก้ไขครั้งที่	แผ่นที่

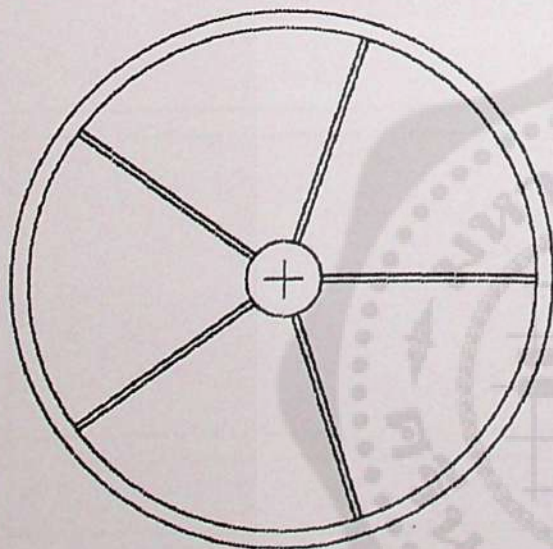


วันที่	จำนวน	ชื่อ, วัสดุ, ขนาด			มาตรฐาน	
ผู้ออกแบบ นายทวิ บุญรุ่ง	ผู้ตรวจแบบ อ.ประชา บุญอ้วนนิชกุล	ผู้อนุมัติ อ.ประชา บุญอ้วนนิชกุล	ชื่อแผ่น	วันที่ 16/3/01	มาตรฐาน FREE	
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			โรตเตอร์เบริง			
			หมายเลขแบบ MT-01-04		แก้ไขครั้งที่	แผ่นที่

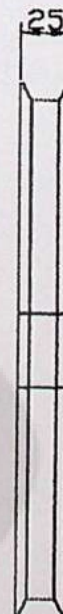


$D_o = 75 \text{ mm}, D_i = 30$

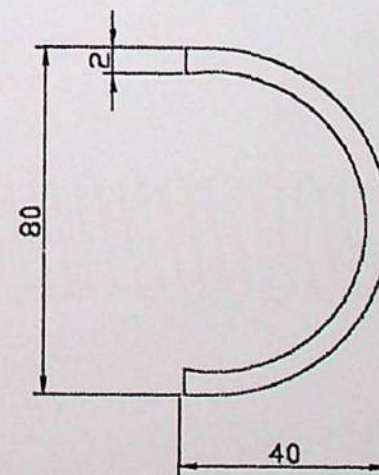
ชั้นที่	จำนวน	ชื่อ, วัสดุ, ขนาด			มาตรฐาน	
ผู้ออกแบบ นายทวิ บุญรุ่ง		ผู้ตรวจแบบ อ.ประชา บุญหวานิชกุล	ผู้อนุมัติ อ.ประชา บุญหวานิชกุล	ชื่อแผ่น	วันที่ 16/3/01	มาตรฐาน FREEB
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์				พูลเลขตัวขับ		
				หมายเลขแบบ MT - 01 - 05		แก้ไขครั้งที่



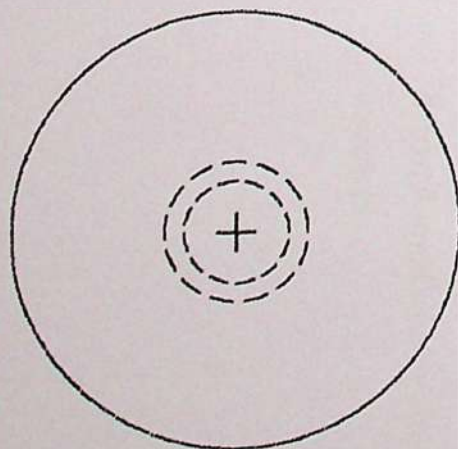
type B, Dø=500 mm.



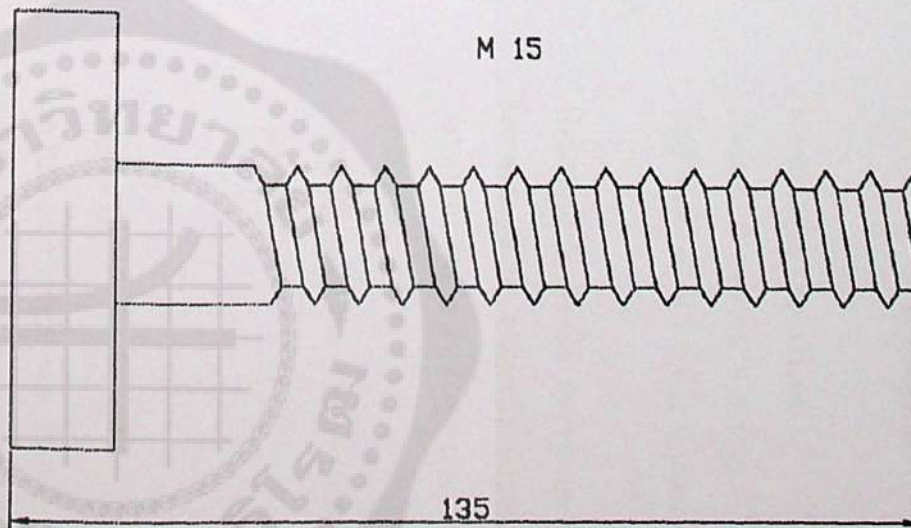
วันที่	จำนวน	ชื่อ, วัสดุ, ขนาด			มาตรฐาน	
ผู้ออกแบบ นายทวี บุญรุ่ง	ผู้ตรวจแบบ อ.ประชา บุญหวานิชกุล	ผู้อนุมัติ อ.ประชา บุญหวานิชกุล	ชื่อแผ่น	วันที่ 16/3/01	มาตรฐาน FREE	
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ลอสายพาน			
			หมายเลขแบบ MT - 01 - 06	แก้ไขครั้งที่	แผ่นที่	



วันที่	จำนวน	ชื่อ, วัสดุ, ขนาด			มาตรฐาน	
ผู้ออกแบบ นายทวิ บุญรุ่ง		ผู้ตรวจแบบ อ.ประชา บุญหวานิชกุล	ผู้อนุมัติ อ.ประชา บุญหวานิชกุล	ชื่อแผ่น	วันที่ 16/3/01	มาตรฐาน FREE
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์				กระพ๋อดัก		
				หมายเลขแบบ MT - 01 - 07		แก้ไขครั้งที่



Do = 60 mm



วันที่	จำนวน	ชื่อ, วัสดุ, ขนาด			มาตรฐาน	
ผู้ออกแบบ นายทวิ บุญรุ่ง	ผู้ตรวจแบบ อ.ประชา บุญอ้วนนิชกุล	ผู้อนุมัติ อ.ประชา บุญอ้วนนิชกุล	ชื่อเพิ่ม	วันที่ 16/3/01	มาตรฐาน FREE	
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ตัวปรับระยะห่างเพลาวิค			
			หมายเลขแบบ MT - 01 - 02		แก้ไขครั้งที่	แผ่นที่

ประวัติผู้จัดทำ

ชื่อ	นายทรงวุฒิ เพชรจันทร์
ประวัติ	เกิดวันที่ 27 มกราคม พ.ศ. 2519 ที่อยู่ปัจจุบัน 43 ม.3 ต.ทิวัง อ.ทุ่งสง จ.นครศรีธรรมราช 80310
ประวัติการศึกษา	
พ.ศ. 2538	ประกาศนียบัตรวิชาชีพ สาขาช่างยนต์ จากวิทยาลัยเทคนิค นครศรีธรรมราช , จ.นครศรีธรรมราช
พ.ศ. 2541	ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง สาขาช่างยนต์ จากวิทยาลัยเทคนิคกระบี่ , จ.กระบี่
ปัจจุบัน	ศึกษาระดับอุดมศึกษา มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องค์กรักษ์, จ.นครนายก
ชื่อ	นายทวี บุญรุ่ง
ประวัติ	เกิดวันที่ 27 สิงหาคม พ.ศ. 2517 ที่อยู่ปัจจุบัน 60 ม.7 ต.คลองท่อมใต้ อ.คลองท่อม จ.กระบี่ 81120
ประวัติการศึกษา	
พ.ศ. 2538	ประกาศนียบัตรวิชาชีพ สาขาช่างยนต์ จากวิทยาลัยเทคนิคตรัง ,จ.ตรัง
พ.ศ. 2540	ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง สาขาช่างยนต์ จากเทคโนโลยีบางกะปิ , จ.กรุงเทพมหานคร
ปัจจุบัน	ศึกษาระดับอุดมศึกษา มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องค์กรักษ์, จ.นครนายก

ประวัติผู้จัดทำ (ต่อ)

ชื่อ	นายสมศักดิ์ หอมเกตุ
ประวัติ	เกิดวันที่ 20 กุมภาพันธ์ พ.ศ. 2519 ที่อยู่ปัจจุบัน 37 ม.3 ต.ทิวัง อ.ทุ่งสง จ.นครศรีธรรมราช 80310
ประวัติการศึกษา	
พ.ศ. 2538	ประกาศนียบัตรวิชาชีพ สาขาช่างยนต์ จากวิทยาลัยเทคนิคตรัง , จ.ตรัง
พ.ศ. 2541	ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง สาขาช่างยนต์ จากวิทยาลัยเทคนิคตรัง , จ.ตรัง
ปัจจุบัน	ศึกษาระดับอุดมศึกษา มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์ , จ.นครนายก
ชื่อ	นายอาวุธ สุตตะระ
ประวัติ	เกิดวันที่ 16 พฤศจิกายน พ.ศ. 2520 ที่อยู่ปัจจุบัน 1416 หมู่บ้าน เสนาวิถ์ถ้ำ ถ. แอปเปิ้ลแลนด์ แขวงคลองจั่น เขตบางกะปิ จ.กรุงเทพมหานคร 10240
ประวัติการศึกษา	
พ.ศ. 2539	ประกาศนียบัตรวิชาชีพ สาขาช่างยนต์ จากวิทยาลัยเทคนิคบึงนาราง , จ.พิจิตร
พ.ศ. 2541	ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง สาขาช่างยนต์ จากสถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตพระนครเหนือ , จ.กรุงเทพมหานคร
ปัจจุบัน	ศึกษาระดับอุดมศึกษา มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์ , จ.นครนายก