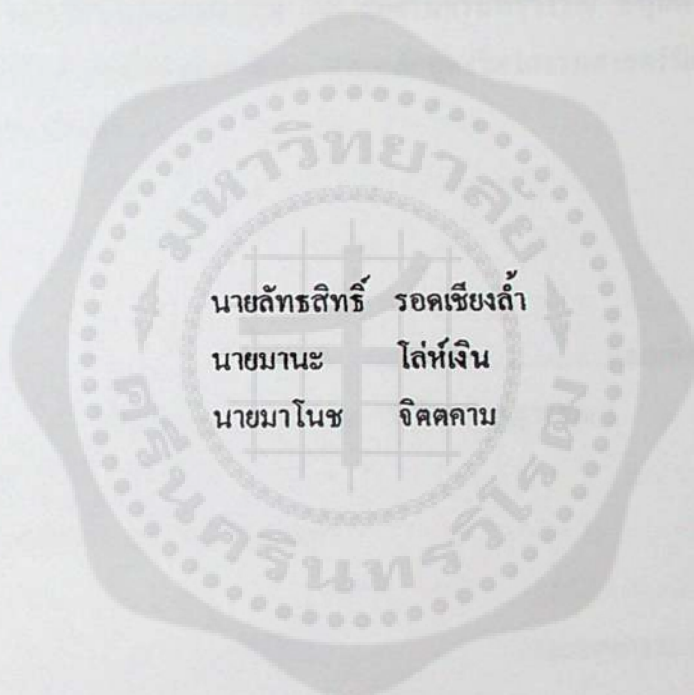


PRC-MEC
309
2542
ร.2

แขนกลอุตสาหกรรม

ROBOT ARM



นายลัทธสิทธิ์ รอดเชียงล้ำ
นายมานะ โล่ห์เงิน
นายมานิช จิตตคาม

โครงการวิศวกรรมศาสตร์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร

อุตสาหกรรมศาสตร์บัณฑิต

สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

พ.ศ. 2542

26 ส.ย. 2544

หัวข้อโครงการวิศวกรรมศาสตร์
โดย

ภาควิชา
อาจารย์ที่ปรึกษา

แผนกอุตสาหกรรม
นายลัทธสิทธิ์ รอดเชิขงล้ำ
นายมานะ โล่ห์เงิน
นายมานิช จิตตคาม
วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์สมหวัง อริสริขวงศ์

คณะวิศวกรรมศาสตร์มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ อนุมัติให้ทำโครงการ
วิศวกรรมศาสตร์เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตร์บัณฑิต หรือหลักสูตร
อุตสาหกรรมศาสตรบัณฑิต

.....คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(รองศาสตราจารย์ ดร. ศักดิ์ กองสุวรรณ)

คณะกรรมการสอบโครงการวิศวกรรมศาสตร์

.....ประธานกรรมการ
(อาจารย์สมหวัง อริสริขวงศ์)

.....กรรมการ
(อาจารย์กฤษณะ วัฒนศิริวัต)

.....กรรมการ
(อาจารย์ประชาสันติ ไตรขสุทธิ์)

แขนกลอุตสาหกรรม

ปีการศึกษา 2542

โดย

นายฉัตรสิทธิ์ รอดเชียงล้ำ

นายมานะ โล่ห์เงิน

นายมาโนช จิตตคาม

อาจารย์ที่ปรึกษา

อาจารย์สมหวัง อริสริวงค์

บทคัดย่อ

ในปัจจุบันนี้อุตสาหกรรมได้มีการพัฒนาสิ่งต่าง ๆ ขึ้นมาอย่างมาก เพื่อช่วยให้กรรมวิธีในการผลิตมีประสิทธิภาพสูงขึ้น ซึ่งแขนกลก็เป็นเครื่องมือชิ้นหนึ่งที่ได้ดัดแปลงมาจากแขนมนุษย์ เพื่อทำงานแทนมนุษย์ในงานที่เสี่ยงอันตราย และงานที่ทำอย่างซ้ำ ๆ กันเป็นจำนวนมาก สำหรับแขนกลที่สร้างขึ้นนี้จะมีส่วนประกอบทั้งหมด 5 ส่วนด้วยกัน คือ ส่วนฐานหรือเอว จะเคลื่อนที่ในแนวนอนโดยจะหมุนรอบตัวเอง ส่วนข้อศอกและหัวไหล่จะเคลื่อนที่ในแนวตั้ง ส่วนข้อมือจะมีการเคลื่อนที่ 2 ลักษณะด้วยกันคือ การเคลื่อนที่ในแนวตั้งและหมุนรอบตัวเอง และมือจับจะทำหน้าที่จับชิ้นงาน โดยการเคลื่อนที่ในแต่ละตำแหน่งจะถูกขับเคลื่อนด้วยสเตปป์มอเตอร์

จากการทดสอบแขนกลพบว่า แขนกลสามารถหยิบและวางชิ้นงานได้ตรงตามตำแหน่งที่ต้องการ โดยแขนกลที่สร้างอาจจะเป็นประโยชน์ต่อผู้ที่ทำการออกแบบและสร้างระบบแขนกลต่อไปในอนาคต

ROBOT ARM
Academic Year 1999

By

Mr. Manoch Jittacarn

Mr. Mana Longern

Mr. Lathasit Lodchagulm

Project Report Advisor

Mr. Somwang Arisariyawong

ABSTRACT

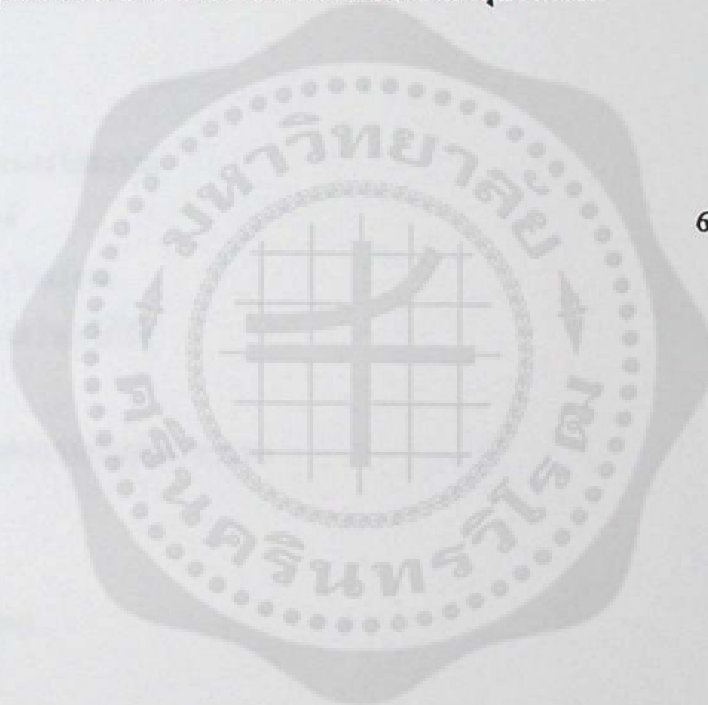
At Present the industrials have developed a lot of things for high efficiency. Productions the Robot Arm is one tool that modified from human-arm. Such the job that risk dangerous and repeated process. For the robot Arm that invented consist to 5 part first is base or waist will move by retilinear movement second waist. The part elbow and shoulder will move in horizontal will move by 2 action vertical movement revolve its elfor gripper the movement in any pormios will drive by stepping motor.

From the testing results, the manipulator is able to keep and put the objects within the corrected position. The Robot-arm may be the useful for some people who will design and create the robot arm system in the future.

กิตติกรรมประกาศ

ในการจัดทำโครงการวิศวกรรมนี้ใคร่ขอขอบคุณ อาจารย์สมหวัง อริสริวงศ์ ที่กรุณาเป็นอาจารย์ที่ปรึกษา และคอยให้คำแนะนำ ตลอดจนตรวจสอบแก้ไขข้อผิดพลาดต่าง ๆ ในการดำเนินการจัดทำโครงการวิศวกรรมจนสำเร็จตามเป้าหมายที่วางไว้ในส่วนของการสร้างแผนกลซึ่งจะต้องใช้เครื่องมือและอุปกรณ์ในโรงฝึกงานประจำภาคเครื่องกล ที่ให้ใช้เครื่องมือและอุปกรณ์ต่าง ๆ จนถึงอำนวยความสะดวกต่าง ๆ ซึ่งผู้จัดทำขอขอบคุณไว้ ณ ที่นี้ด้วย

ขอขอบคุณท่านอาจารย์ทุกท่านที่ให้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ให้แก่ผู้จัดทำ และขอขอบคุณผู้ที่มีส่วนช่วยให้ โครงการวิศวกรรมนี้สำเร็จลุล่วงด้วยดี



คณะผู้จัดทำ

6 กุมภาพันธ์ 2543

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ค
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ง
กิตติกรรมประกาศ	จ
สารบัญ	ฉ
สารบัญตาราง	ช
สารบัญภาพ	ฌ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ฎ
บทที่	
1. บทนำ	1
ความเป็นมาของโครงการ	1
วัตถุประสงค์	1
ขอบเขตของโครงการ	1
ประโยชน์คาดว่าจะได้รับ	2
2. ทฤษฎี	
โครงสร้างของแขนกลอุตสาหกรรม	3
เพลา	10
เฟืองตรง	14
เฟืองคอกจอก	20
โซ่ส่งกำลัง	23
3. การคำนวณและการออกแบบ	
การคำนวณที่ข้อมือ (หมุนในแนวตั้ง)	30
การคำนวณที่ข้อมือ (หมุนในแนวนอน)	35
การคำนวณที่ข้อศอก	42
การคำนวณที่หัวไหล่	48
การคำนวณที่ฐาน	50
การคำนวณที่มือจับ	53
การคำนวณหาขนาดเฟืองตรงและเฟืองจานโซ่	56

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
4. วิธีการทดลองและผลการทดลอง	
ข้อกำหนดในการทดสอบ	61
อุปกรณ์ในการทดสอบ	61
ขั้นตอนในการทดสอบ	61
5. สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ	
สรุปผลการทดลอง	63
ข้อเสนอแนะ	63
บรรณานุกรม	64
ภาคผนวก	65
ประวัติผู้จัดทำ	



สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 แสดงขนาดของเพลตามาตรฐาน ISO/R775-1969	10
2.2 แสดงค่าประกอบความล้า	13
2.3 แสดงความแข็งแรงของวัสดุที่ใช้ทำเฟือง	19
2.4 แสดงจำนวนฟันของเฟืองโซ่	26
2.5 แสดงขนาดของโซ่	28
4.1 แสดงผลการทดลอง	62
ตารางภาคผนวกที่	
1.1 แสดงค่าสัมประสิทธิ์ของแรงเสียดทาน	66

สารบัญรูปภาพ

ภาพที่	หน้า
2.1 แสดงแกนกลแบบอาร์คิคูเลต	6
2.2 แสดงแกนกลแบบคาร์ทีเซียน	7
2.3 แสดงแกนกลแบบทรงกระบอก	8
2.4 แสดงแกนกลแบบทรงกลม	9
2.5 แสดงเพลายู่ภายใต้แรงต่าง ๆ	11
2.6 แสดงลักษณะและส่วนต่างๆของเฟืองตรง	14
2.7 แสดงระยะห่างฟันเฟืองขบกัน	15
2.8 แสดงชุดเฟืองทด 1 ชุด	16
2.9 แสดงแรงที่กระทำกับเฟืองตรง	17
2.10 แสดงลักษณะและส่วนต่างๆของเฟืองคอกจอก	20
2.11 แสดงเฟืองคอกจอก	22
2.12 แสดงโซ่โรลเลอร์	23
2.13 แสดงโซ่บูช	24
2.14 แสดงโซ่ฟัน	24
2.15 แสดงเฟืองโซ่สำหรับโซ่โรลเลอร์และโซ่บูช	25
2.16 แสดงการแยกแรงหนีศูนย์กลาง F_c	26
2.17 แสดงการขบกันระหว่างโซ่กับเฟืองโซ่	27
3.1 แสดงตำแหน่งต่างๆของแกนกลค้ำบน	29
3.2 แสดงตำแหน่งของแกนกลค้ำข้าง	29
3.3 แสดงตำแหน่งที่แรงกระทำที่ข้อมือและตำแหน่งเฟืองและเฟืองโซ่ที่ขบกัน	30
3.4 แสดงแรงบิดที่เกิดขึ้นที่เพลลา A	30
3.5 แสดงแรงบิดที่เกิดขึ้นที่เพลลา B	33
3.6 แสดงแรงที่กระทำในคังของเพลลาข้อมือ	33
3.7 แสดงแรงที่กระทำในแนวระดับของเพลลาข้อมือ	34
3.8 แสดงแรงที่กระทำที่ข้อมือและเฟืองโซ่ที่ขบกัน	35
3.9 แสดงแรงและแรงบิดที่เกิดเพลลา B	37

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
3.9 แสดงแรงที่เฟืองกระทำ	38
3.10 แสดงแรงบิดที่เพลา B_2	39
3.11 แสดงแรงที่กระทำในแนวตั้ง	40
3.12 แสดงแรงที่กระทำในแนวระดับ	41
3.13 แสดงตำแหน่งแรงกระทำของข้อศอก	42
3.14 แสดงแรงบิดที่เกิดขึ้นที่เพลาขับข้อศอก	43
3.15 แสดงแรงที่เฟืองกระทำ	45
3.16 แสดงแรงที่กระทำในแนวตั้งของข้อศอก	45
3.17 แสดงแรงที่กระทำในแนวระดับ	46
3.18 แสดงแรงที่กระทำของเฟืองที่ขบกันของหัวไหล่	48
3.19 แสดงเฟือง A และ B ที่ขบกัน	49
3.20 แสดงแรงที่กระทำกับเฟือง A	50
3.21 แสดงตำแหน่งของแรงและเฟืองที่จับฐาน	50
3.22 แสดงแรงกดที่กระทำที่ฐาน	51
3.23 แสดงตำแหน่งของมือจับ	53
3.24 แสดงแรงดึงสปริงและแรงบิดที่เพลา	54
รูปภาพภาคผนวกที่	
1.1 แสดงรูปด้านบนขณะที่ยับชิ้นงาน	67
1.2 แสดงรูปด้านข้างขณะที่จับชิ้นงาน	67

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A	พื้นที่	mm ²
b	ความกว้าง	mm
C	ระยะห่างระหว่างศูนย์กลาง	mm
C _m	ค่าประกอบความล้าเนื่องจากโมเมนต์คด	-
C _s	ค่าประกอบความล้าเนื่องจากโมเมนต์บิด	-
C _y	สัมประสิทธิ์ความเร็ว	-
D	ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางพิทช์	mm
d	ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเพลลา	mm
e	ประสิทธิภาพการส่งกำลัง	-
F	แรงที่กระทำ	N
F _t	แรงในแนวสัมผัส	N
F _r	แรงในแนวรัศมี	N
G	โมดูลัสความยืดหยุ่น	N/mm ²
i	อัตราทด	-
K	อัตราส่วนของเส้นผ่าศูนย์กลาง	-
L	ความยาว	mm
m	โมดูล	mm
n	ความเร็วรอบ	rpm
P _w	กำลังขับ	W
P _c	ระยะพิทช์	mm
R	รัศมี	mm
S _y	ความแข็งแรงจุดครากของวัสดุ	-
T	โมเมนต์บิด	N(mm)
V	ความเร็ว	m/s
v	ความเร็วพิทช์	m/s
Z	จำนวนฟัน	-

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
σ_c	ความเค้นดึงหรือกด	N/mm^2
σ_b	ความเค้นดัด	N/mm^2
σ_y	ความต้านแรงดึงครากต่ำสุด	N/mm^2
σ_u	ความต้านแรงดึงครากสูงสุด	N/mm^2
σ_w	ความเค้นใช้งานของวัสดุ	N/mm^2
θ	มุมบิด	องศา
ω	ความเร็วเชิงมุม	rad/s
δ	มุมพิทช์	องศา
τ	ความเค้นเฉือน	N/mm^2

บทที่ 1

บทนำ

ความเป็นมาของโครงการ

ในทางอุตสาหกรรมในปัจจุบัน จำเป็นต้องมีเทคโนโลยี เข้ามาเกี่ยวข้องในขบวนการผลิต เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพให้สูงสุด ดังนั้นจึงจำเป็นต้องมีอุปกรณ์เข้ามาช่วยในการทำงาน แขนกลก็เป็นอุปกรณ์ชนิดหนึ่งที่นำมาใช้งานกันอย่างแพร่หลาย ซึ่งแขนกลนี้สามารถที่จะทำงานบางประเภทได้ดีกว่ามนุษย์ เช่น งานที่ทำให้เกิดอันตรายต่อมนุษย์งานที่ต้องการความแม่นยำสูง และงานที่ทำอย่างต่อเนื่องโดยไม่ต้องหยุดพัก ซึ่งจะเพิ่มขบวนการผลิตได้อย่างสูงสุด ดังนั้น กลุ่มของกระผม มีความสนใจที่จะศึกษา ค้นคว้า และประดิษฐ์ แขนกล โดยการควบคุมด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า และระบบกลไกต่าง ๆ เพื่อเป็นการสร้างพื้นฐาน การพัฒนาเทคโนโลยีทางด้านนี้ต่อไป

วัตถุประสงค์

1. เพื่อการศึกษา เกี่ยวกับกลไกการทำงานของแขนกล
2. เพื่อใช้แขนกลจับชิ้นงานแทนการจับด้วยมือมนุษย์ ซึ่งจะลดอันตราย และมีความแม่นยำถูกต้อง

ขอบเขตของโครงการ

1. สามารถเคลื่อนที่ได้ 5 แกน
2. สามารถจับชิ้นงานได้สูงสุด 250 g
3. ระยะทางแขนในแนวตั้งอยู่ในช่วง 0-200 องศา
4. ระยะทางแขนในแนวนอนสามารถกวาดมุมได้ 0-200 องศา
5. สามารถจับชิ้นงานที่มีขนาดไม่เกิน 60 mm.

ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. เป็นแนวทางในการค้นคว้า เพื่อพัฒนาแขนงให้มีประสิทธิภาพสูงสุด
2. เป็นชุดสาธิตในการควบคุมในการเคลื่อนที่ของแขนกล
3. สามารถนำไปประยุกต์ใช้ในงานในโรงงานอุตสาหกรรม
4. เพื่อเป็นแนวทางในการซ่อมแซมหรือผลิตแขนกลเพื่อลดการนำเข้าจากต่างประเทศ



บทที่ 2

ทฤษฎี

แขนกลอุตสาหกรรมเป็นระบบการผลิตสมัยใหม่อีกระบบหนึ่งซึ่งได้พัฒนามาจากระบบอัตโนมัติ โดยใช้คอมพิวเตอร์เป็นส่วนควบคุมให้เกิดการเคลื่อนที่พร้อมกัน ซึ่งในปัจจุบันนี้ อุตสาหกรรมส่วนใหญ่ล้วนมีคอมพิวเตอร์มาช่วยควบคุมทั้งนั้น โดยคอมพิวเตอร์จะเป็นส่วนสำคัญอย่างยิ่งของอุตสาหกรรมประเภทระบบอัตโนมัติ แขนกลสมัยใหม่จะปฏิบัติงานอยู่ในระบบอัตโนมัติของโรงงานทั้งหมด สำหรับแขนกลได้ออกแบบเพื่อให้หยิบจับหรือเคลื่อนย้ายวัตถุ อุปกรณ์ เครื่องมือ หรือสิ่งของต่างๆ โดยอาศัยการควบคุมโปรแกรมการเคลื่อนที่ของแขนกลให้ทำงานได้หลาย ๆ อย่างตามต้องการ

โครงสร้างของแขนกลอุตสาหกรรม

แขนกลอุตสาหกรรมประกอบด้วย 3 ส่วนที่สำคัญ

1. ลำตัว ประกอบด้วย ฐาน หัวไหล่ ข้อศอก ข้อมือหมุน ข้อมือหักงอ และมือ เป็นส่วนที่มีการเคลื่อนไหวกการทำงานอยู่ตลอดเวลา สำหรับการเคลื่อนที่ของแขนกลจะเคลื่อนที่ตามแกนหมุนของข้อต่างๆ การเคลื่อนที่อาจเป็น Rectangle , Spherical หรือ Cylindrical ก็ได้
2. ส่วนขับเคลื่อน เป็นส่วนที่จ่ายพลังงานป้อนให้ลำตัวของแขนกลทำงาน ซึ่งประกอบด้วย 3 ระบบ

1. ระบบไฟฟ้า

- ไม่สามารถสะสมพลังงานได้
- การส่งกำลังเป็นไปได้อย่างรวดเร็ว สะดวก และได้ระยะทางมาก
- แหล่งจากพลังงานและกำลังงานได้จากแหล่งจ่ายไฟฟ้า
- เนื้อที่ในการติดตั้งน้อย
- นิยมใช้กับแขนกลขนาดเล็กจนถึงขนาดปานกลาง
- การส่งกำลังเสียงดังน้อย
- ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ในแนวหมุนได้ มีประสิทธิภาพ แรงบิดต่ำและคง

ที่เมื่อเทียบกับระบบขับเคลื่อนที่ใช้พลังงานเท่าๆกัน แต่มีความเร็วในการหมุนไม่สูง

- มีความเที่ยงตรงในการหยุดค่า ถ้าใช้มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรง และสูงถ้าใช้สเตปปีงมอเตอร์
- มีราคารวมทั้งระบบถูกจนถึงปานกลาง (ขึ้นอยู่กับขนาดกำลังงานและความแม่นยำที่ต้องการ)
- มีความปลอดภัยน้อยลง เมื่อใช้งานเกินภาระ (Over Load) นาน ๆ อาจทำให้เกิดการไฟไหม้และอุปกรณ์ขับเคลื่อนเสียหายได้
- พื้นที่การทำงานจะสะอาดไม่มีคราบน้ำมัน หรือเสียงดังจากการระบายนลม แต่ควรป้องกันอันตรายจากไฟไหม้
- ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ในแนวหมุนง่าย มีประสิทธิภาพสูงแต่การควบคุมแรงบิดและความเร็วทำได้ลำบาก มีความเร็วในการหมุนปานกลาง
- เหมาะสำหรับใช้งานที่ต้องการการเคลื่อนแบบหมุน กำลัง 1-2 แรงม้าเพราะขนาดและการติดตั้งบำรุงรักษาทำง่ายและสะดวก ราคาไม่แพง

2. ระบบไฮดรอลิก

- นิยมใช้แขนกลขนาดกลาง และขนาดใหญ่ โดยทำเป็นส่วนโครงสร้างหลัก
- สะสมพลังงานได้ง่าย ในปริมาณสูง
- มีราคารวมทั้งระบบแพง ค่าใช้จ่าย ตลอดจนกรรมวิธีในการบำรุงรักษามาก
- การส่งกำลังมีความล่าช้า ยุ่งยาก (เพราะต้องมีสายน้ำมันไปและกลับ 2 เส้น) และถูกจำกัดระยะทาง (ระยะทางในการส่งไม่เกิน 100 เมตร)
- แหล่งจ่ายพลังงาน และกำลังงานได้จากแหล่งจ่ายไฟฟ้าและเครื่องชนิดส่งผ่านทางอ้อม
- ความดันใช้งานสูง (ตั้งแต่ 19.3-340 บาร์)
- อุณหภูมิของตัวส่งกำลัง (น้ำมันไฮดรอลิกใช้ได้สูง 70 C)
- เนื้อที่ในการติดตั้ง ล้นเปลืองปานกลาง
- พื้นที่ในการทำงานจะสกปรกและอันตราย (เพราะลื่น) ถ้ามีการรั่วไหลของสายส่งน้ำมัน หรืออาจถูกติดไฟได้ (ถ้าใช้น้ำมันไฮดรอลิกชนิดติดไฟได้)
- เหมาะสำหรับใช้งานในที่ ๆ มีอันตราย เช่น การพ่นสี งานสารเคมี หรือ งานที่มีฝุ่นละออง และเศษโลหะมาก
- มีความปลอดภัย (ไม่ระเบิดหรือถูกไหม้) เมื่อใช้งานจนเกินภาระนาน ๆ

- ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ในแนวหมุนได้ มีประสิทธิภาพ และแรงบิดสูงและคงที่ เมื่อเทียบกับระบบขับเคลื่อนที่ใช้พลังงานเท่าๆ กัน แต่มีความเร็วในการหมุนไม่สูง
- ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ในแนวเส้นตรงง่าย รับภาระได้สูง สามารถปรับความเร็วระบบควบคุมวงจรปิดจะทำให้ยาก

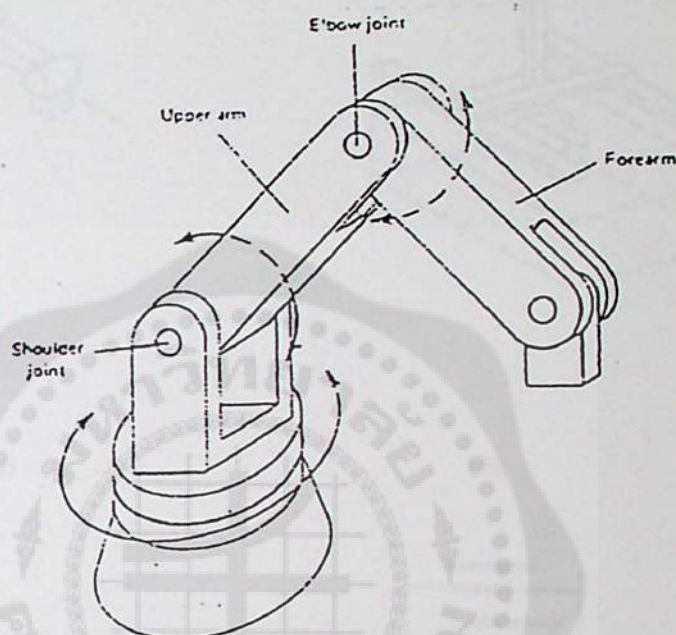
3. ระบบนิวเมตริก

- สะสมพลังงานได้ง่าย ในปริมาณจำกัด
- พื้นที่การทำงานจะสะอาด เพราะมีแค่ลมที่สะอาดปล่อยสู่อากาศเท่านั้นแต่ขณะทำงานจะมีเสียงดังเนื่องจากการระบายลม
- แหล่งจ่ายพลังงานและกำลังงาน ได้จากแหล่งจ่ายไฟฟ้าและเครื่องยนต์(ส่งผ่านทางอ้อม)
 - อุณหภูมิของตัวส่งกำลัง (ลมอัด) ใช้ได้สูงถึง 160 C
 - ความดันใช้งานต่ำ (ตั้งแต่ 7-10 บาร์)
 - นิยมใช้กับแขนกลขนาดกลางจนถึงขนาดเล็ก
 - มีารรวมทั้งระบบอยู่ในระดับปานกลาง และการบำรุงรักษาจะมากในเรื่องของระบบทำงานความสะอาดลมอัด
 - สามารถทำงานได้ที่ระดับความแตกต่างของอุณหภูมิสูง แต่ไม่เหมาะกับงานที่มีความชื้น ฝุ่นละออง และภาระสูงๆ
 - การส่งกำลังมีความเร็วช้า และไม่ค่อยยุ่งยาก (เพราะใช้สายลมเส้นเดียวในควบคุมเสร็จแล้วก็ระบายทิ้งไปเลย) ส่วนระยะทางปานกลาง (ไม่เกิน 1,000 เมตร)
 - มีความปลอดภัย (ไม่ระเบิดหรือลุกไหม้) เมื่อใช้งานจนเกิดภาระ (Over Load) นานๆ
 - มีความเที่ยงตรงในการหยุดระหว่างระยะชักต่ำ เพราะลมอัดมีการปิดหยุดตัวได้
 - ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ในแนวหมุนได้ มีความเร็วในการหมุนสูง (ได้ถึง 50,000 รอบ/นาที มีประสิทธิภาพต่ำ ได้แรงบิดในการหมุนไม่สูง)

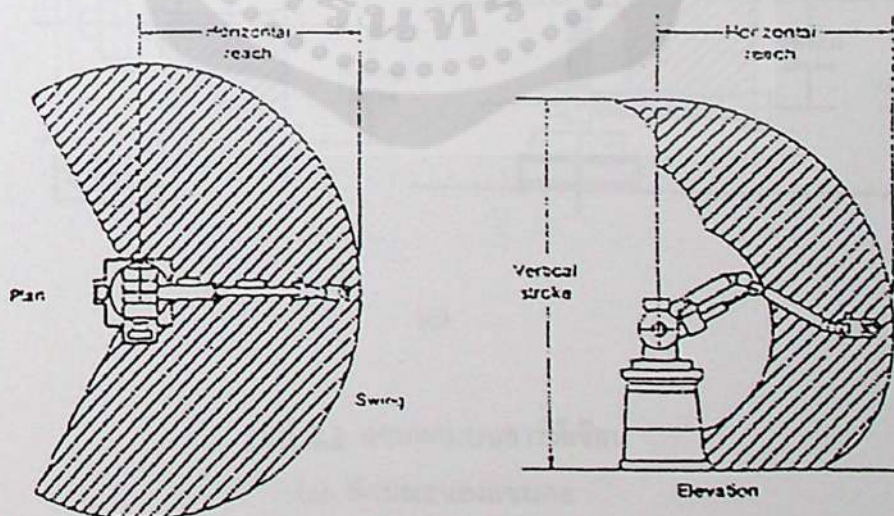
3. ส่วนควบคุม เป็นส่วนที่ใช้ควบคุมการเคลื่อนที่ของลำตัวให้ทำงานตามที่ต้องการ ส่วนนี้จะทำหน้าที่โปรเซส (Process) ข้อมูลทั้งหลายที่ใช้ในการควบคุม รับข้อมูลจากการจัดออกคำสั่งให้กลไกแต่ละชิ้นในแขนกลทำงาน การควบคุมแขนกลจะมีการควบคุมการทำงานและควบคุมตำแหน่งหรือระยะทางโดยการควบคุมแบบป้อนกลับเครื่องควบคุมส่วนใหญ่จะประกอบด้วยไมโครคอมพิวเตอร์

ชนิดของแขนกลอุตสาหกรรม

1. แขนกลแบบอาร์ติคูลेट (Articulated Coordinates) ลักษณะนี้จะมีข้อต่อที่หมุนอยู่ 2 ข้อ และมีหมุนรอบฐานอีก 1 แกน ดังในรูปที่ 2.1 การเคลื่อนที่จะมีลักษณะคล้ายกับแขนของมนุษย์ บางครั้งก็เรียกว่า "Joint Arm" หรือ "Revolute Coordinate"



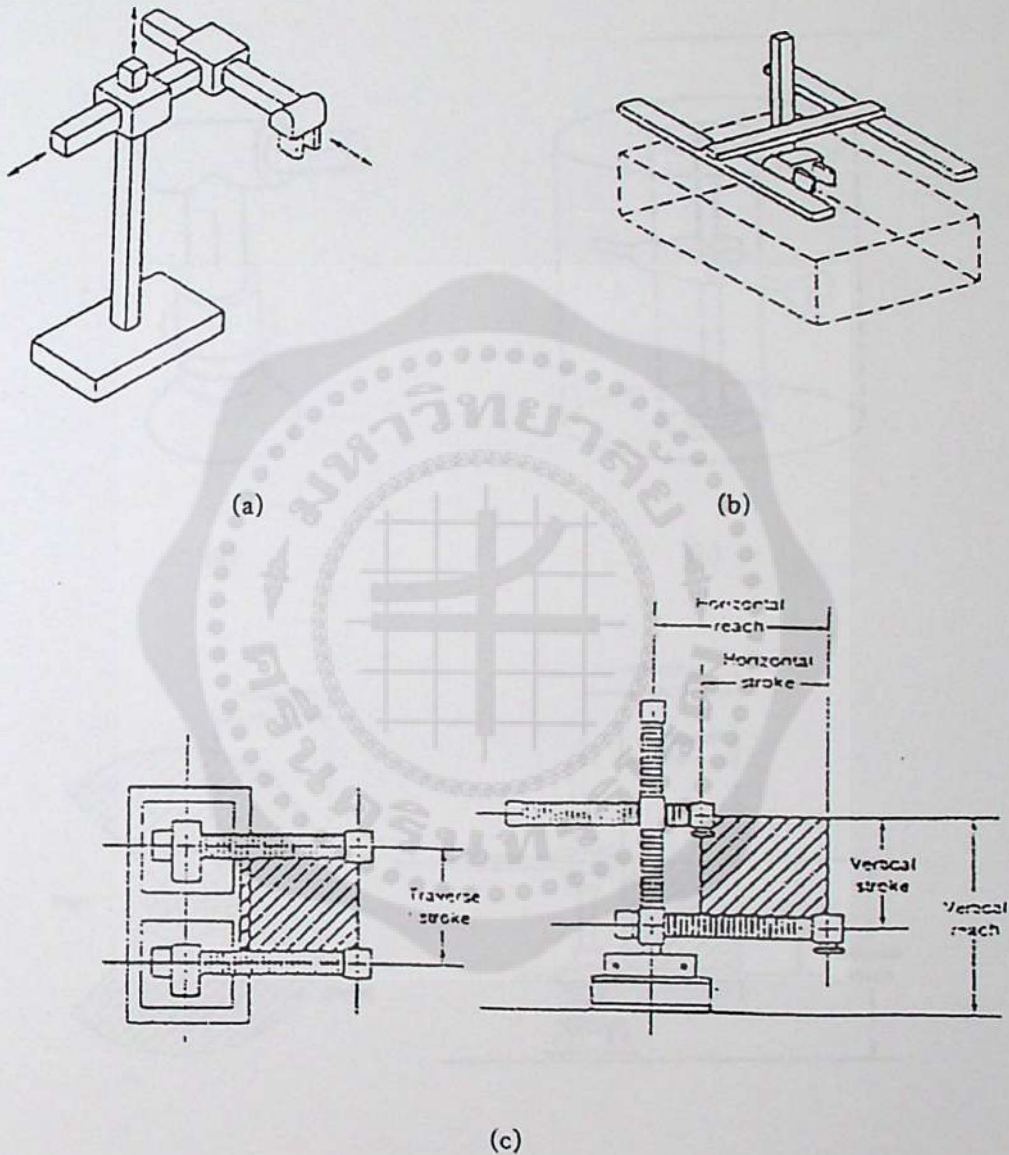
(a) ลักษณะของแขนกล



(b) ขอบเขตการทำงาน

รูปที่ 2.1 แขนกลแบบอาร์ติคูลेट

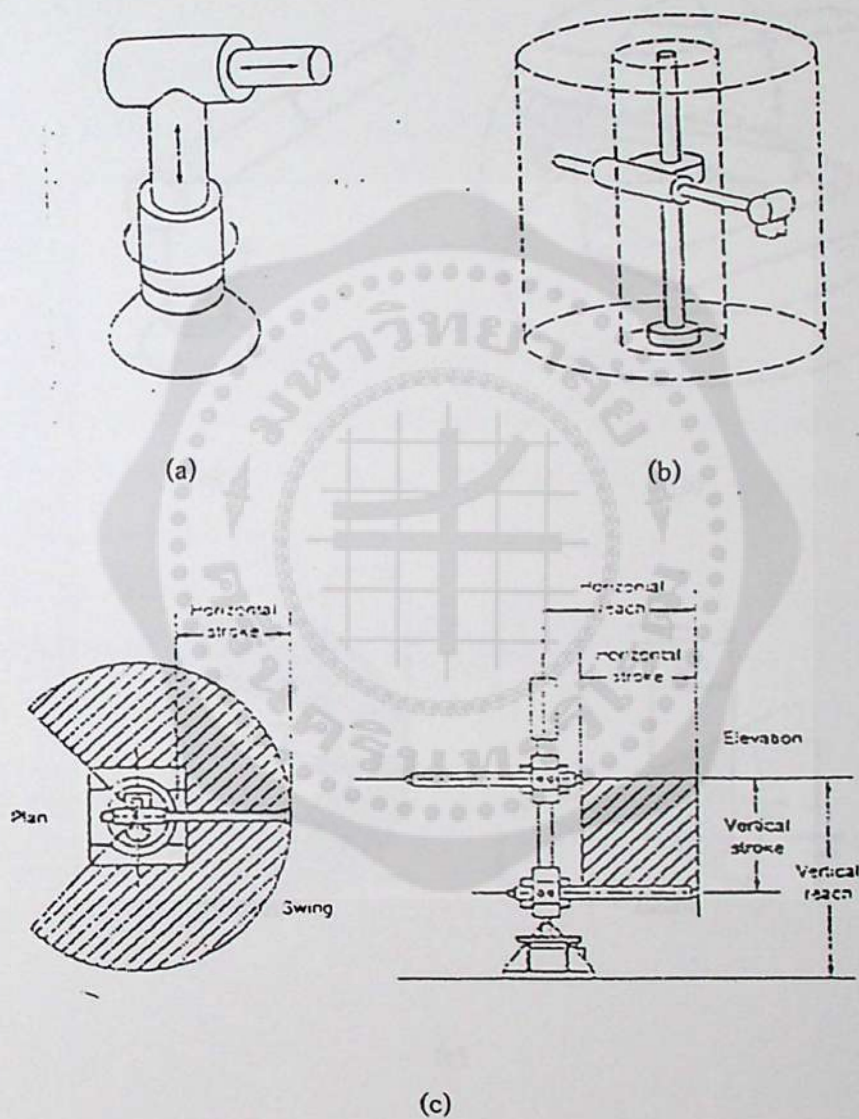
2. แกนกลแบบ คาร์ทีเซียน (Cartesian Coorkinates) หุ่นยนต์ที่มีแกนกลแบบคาร์ทีเซียน จะมีการเคลื่อนที่ตามแนวแกน x,y,z การเคลื่อนที่ของแขนหุ่นยนต์จะเคลื่อนที่ไปแบบตรงทั้ง 3 แกน ซึ่งการเคลื่อนที่แบบนี้เรียกอีกอย่างได้ว่า "Rectangular Coordinates"



รูปที่ 2.2 แกนกลแบบคาร์ทีเซียน

- (a) ลักษณะของแกนกล
- (b) ปริมาตรการทำงาน
- (c) ขอบเขตการทำงาน

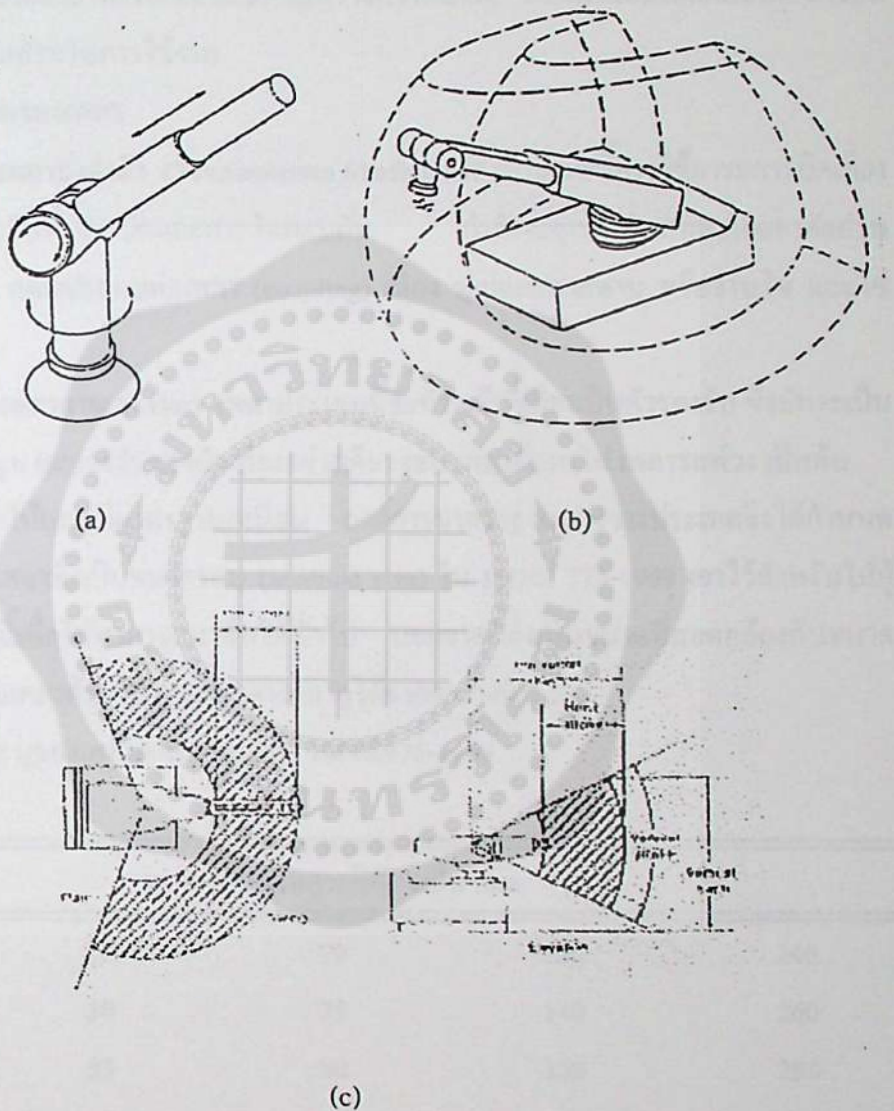
3. แกนเกลแบบทรงกระบอก (Cylindrical Coorkinates) ปริมาตรของการเคลื่อนที่จะครอบคลุมเป็นลักษณะทรงกระบอก จะมีฐานหมุนรอบ ๆ ได้ โดยมีแกนอีก 2 ส่วน ส่วนหนึ่งสามารถเลื่อนตามแนวระดับและอีกส่วนเลื่อนขึ้นลงตามแนวดิ่ง ดังแสดงในรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 แกนเกลแบบทรงกระบอก

- (a) ลักษณะของแกนเกล
- (b) ปริมาตรการทำงาน
- (c) ขอบเขตการทำงาน

4. แขนกลแบบทรงกลม (Spherical Coordinate) ส่วนของแขนกลส่วนหนึ่งจะขยับและหัดได้เป็นแนวเส้นตรง โดยหมุนรอบฐานได้และหมุนขึ้นลงอีก 1 แกน ดังรูปที่ 2.4 ซึ่งบางทีหุ่นยนต์ที่มีโครงร่างแบบนี้จะถูกเรียกว่า "polar Coordinate"



รูปที่ 2.4 แขนกลแบบทรงกลม

- (a) ลักษณะของแขนกล
- (b) ปริมาตรการทำงาน
- (c) ขอบเขตการทำงาน

เพลา (Shaft)

เพลาเป็นชิ้นส่วนที่หมุนและใช้ในการส่งกำลังซึ่งเพลาเป็นชิ้นส่วนที่มีให้อยู่ในเครื่องจักรกลเกือบทุกชนิด สำหรับเพลา นั้นอาจจะรับแรงดึง แรงกด แรงบิดหรือแรงคด หรือแรงหลายอย่างรวมกันก็ได้ ดังนั้นการคำนวณจึงต้องใช้ความค้นผสมเข้าช่วย แรงเหล่านี้ยังอาจจะมี การเปลี่ยนแปลงขนาดตลอดเวลาทำให้เพลาเสียหายเพราะความล้าได้ ฉะนั้นจึงต้องออกแบบเพลาให้มีความแข็งแรงเพียงพอสำหรับการใช้งาน

ชนิดของเพลา

1. เพลาส่งกำลัง (Transmission Shafts) เพลาประเภทนี้อาจใช้ภาระการบิดเพียงอย่างเดียวหรืออาจจะรับทั้งการบิดและการคดผสมกัน กำลังจะถูกส่งผ่านเพลาโดยอาศัยส่วนประกอบอื่น ๆ เช่น แผ่นประกบต่อเพลา (coupling) เฟือง พู่เล่และสายพาน หรือจานโซ่ และโซ่ ฯลฯ

2. เพลาแกน (Axles) เพลาประเภทนี้จะทำหน้าที่เพียงเป็นตัวรองรับ ซึ่งมักจะเป็นแบบเพลาแกนที่ไม่หมุน และจะรับแรงอัดเพียงอย่างเดียว เช่น เพลาล้อรถไฟ เพลารถพ่วง เป็นต้น

เพื่อให้เพลา มีมาตรฐานเหมือน องค์การมาตรฐานระหว่างประเทศจึงได้กำหนดขนาดมาตรฐานของเพลาซึ่งเป็นขนาดระบุ (nominal size) ใน ISO/R 775-1969 เอาไว้สำหรับให้ผู้ออกแบบเลือกใช้ทั้งนี้เพื่อให้สามารถหาซื้อได้ทั่วไป นอกจากนี้ยังเป็นขนาดที่สอดคล้องกับขนาดของแบริ่งที่ใช้รองรับเพลาด้วยขนาดระบุของเพลาได้จากตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 ขนาดระบุของเพลาตามมาตรฐาน ISO/R775-1969

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเป็น mm				
6	25	70	130	240
7	30	75	140	260
8	35	80	150	280
9	40	85	160	300
10	45	90	170	320
12	50	95	180	340
14	55	100	190	360
18	60	110	200	380
20	65	120	220	

การพิจารณาในการออกแบบเพลลา

1. กำลังขับและภาระที่เพลลาต้องรับ (Power & Load)

$$P = \frac{2\pi nT}{60} \quad (2.1)$$

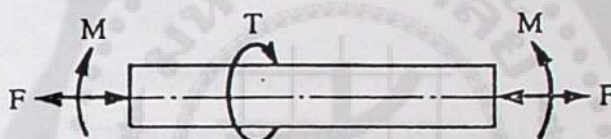
เมื่อ

P = กำลังขับ (KW)

n = ความเร็วรอบ (รอบ/นาที) (rpm)

T = โมเมนต์บิด (N·m)

2. ความเค้นที่เกิดขึ้นบนเพลลา (Stress effect) โดยทั่วไปจากการพิจารณาออกแบบเพลลาส่วนใหญ่ มักจะคำนึงถึงความเสียหายที่จะเกิดขึ้น ดังนั้นความเค้นต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นบนเพลลามีดังต่อไปนี้ คือ



รูปที่ 2.5 เพลลาอยู่ภายใต้แรงต่าง ๆ

โดย

$$\sigma_s = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_i^2)} \quad (2.2)$$

$$\sigma_b = \frac{Mc}{I} = \frac{32Md}{\pi(d^4 - d_i^4)} \quad (2.3)$$

$$\tau = \frac{Tr}{J} = \frac{16Td}{\pi(d^4 - d_i^4)} \quad (2.4)$$

เมื่อ

 σ_s = ความเค้นดึงหรือกด (N/mm²) σ_b = ความเค้นคด (N/mm²) τ = ความเค้นเฉือน (N/mm²)

F = แรงดึง (N)

T = โมเมนต์บิด (N·mm)

d = เส้นผ่านศูนย์กลางด้านนอกของเพลลา (mm)

d_i = เส้นผ่านศูนย์กลางด้านในของเพลลา (mm)

M = โมเมนต์คดสูงสุดที่เกิดบนเพลลา (N·mm)

3. ความแข็งแรงแรงบนเพลลาเนื่องจากการบิด (Stiffness or Rigidity) สำหรับเพลลา

ที่มีขนาดสม่ำเสมอ มุมบิดเป็น rad จะหาได้จากสมการ

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \quad (2.5)$$

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

$$\theta = \frac{584TL}{Gd^4} \quad (2.6)$$

ถ้าเป็นเพลลาทรงแท่ง

$$\theta = \frac{584TL}{(1-K^4)Gd^4} \quad (2.7)$$

เมื่อ θ = มุมการบิดวัดเป็นองศา

L = ความยาวเพลลาระหว่างจุดรองรับ (mm)

T = โมเมนต์บิด (N·mm)

K = อัตราส่วนของเส้นผ่านศูนย์กลาง (d_i/d)

G = โมดูลัสความยืดหยุ่น (N/mm²)

สำหรับมุมบิดของเพลลาในเครื่องจักรกลทั่วไปไม่เกิน 0.3° ต่อความยาว 1 m สำหรับเพลลาส่งกำลังทั่วไปอาจจะให้มีมุมบิดได้ถึง 1° ต่อความยาวเพลลา 20 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา

การออกแบบเพลลาโดยใช้ ASME Codes

การออกแบบเพลลาตามโค้ด ASME ซึ่งไม่พิจารณาถึงความล้า หรือความหนาแน่น และผลของความเปลี่ยนแปลงขนาดรูปร่างของเพลลา วิธีออกแบบนี้นิยมใช้มานานแล้วสำหรับการออกแบบเพลลาเครื่องจักรกล สำหรับการหาขนาดของเพลลาสามารถหาได้จากสมการที่ 2.8 สำหรับเพลลาทรงแท่ง และ สมการ 2.9 สำหรับเพลลาตัน

$$d^3 = \frac{16}{\pi \tau (1-K^4)} [(C_T T)^2 + (C_M M)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (2.8)$$

โดยที่ $K = d_i/d$ เมื่อ

$$d^3 = \frac{16}{\pi \tau} [(C_T T)^2 + (C_M M)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (2.9)$$

เมื่อ τ = ความเค้นเฉือน (N/mm^2)

T = โมเมนต์บิด ($\text{N}\cdot\text{mm}$)

M = โมเมนต์คด ($\text{N}\cdot\text{mm}$)

C_t = ค่าประกอบความล้าเนื่องจาก โมเมนต์คด

C_m = ค่าประกอบความล้าเนื่องจาก โมเมนต์บิด

ทั้งนี้เพราะเพลาลมอยู่ตลอดเวลา นอกจากนั้นแรงที่กระทำยังอาจจะเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลาได้ ซึ่งจะส่งผลให้เพลากើงความเสียหายเนื่องจากความล้า ดังนั้นจึงต้องนำค่าตัวประกอบความปลอดภัยจากความล้ามาเกี่ยวข้องด้วย ซึ่งได้กำหนดตัวประกอบ C_m และ C_t ไว้ที่ตารางที่ 2.2

ตารางที่ 2.2 ค่าตัวประกอบความล้า

ชนิดของแรง	C_m	C_t
เพลายู่ง:		
แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้า ๆ	1.0	1.0
แรงกระตุก	1.5-2.0	1.5-2.0
เพลาลม:		
แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้า ๆ	1.5	1.0
แรงกระตุกอย่างเบา	1.5-2.0	1.0-1.5
แรงกระตุกอย่างแรง	2.0-3.0	1.5-3.0

นอกจากนี้ได้ของ ASME ยังได้ระบุเอาไว้ว่าเพลาลมซึ่งมีใ้ช้ในงานธรรมดาทั่วไปควรจะมีค่าความเค้นเฉือนใช้งานดังนี้

$\tau = 55 \text{ N/mm}^2$ สำหรับเพลาลมที่ไม่มีร่องลึ้ม

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

แต่ถ้ากำหนดวัสดุของเพลาลมที่บอกถึงหมายเลขของโลหะ หรือส่วนผสมของโลหะให้ใช้ค่าความเค้นเฉือนใช้งานจากสมการที่ (2.10) โดยเลือกใช้ค่าน้อยมาคำนวณคือ

$$\tau = 0.3\sigma_y$$

หรือ $\tau = 0.18\sigma_u$ (2.10)

และถ้าเพลาลมมีร่องลึ้มให้ลดค่าความเค้นเฉือนใช้งานโดยใช้เพียง 75% ของค่าในสมการที่ 2.10

เฟืองตรง (Spur gear)

เฟืองตรงเป็นชิ้นส่วนเครื่องจักรกลชนิดหนึ่งที่พบอยู่ในเครื่องจักรทั่วไป โดยทำหน้าที่ส่งกำลังและการหมุนจากเพลาหนึ่งไปยังอีกเพลาหนึ่งที่ขนานกันส่วนมากเฟืองขับจะมีขนาดเล็กกว่าเฟืองตาม และมีชื่อเรียกพิเศษว่า พินิออน (Pinion) ส่วนเฟืองใหญ่เรียกว่าเฟือง แต่การใช้งานบางโอกาสก็อาจใช้เฟืองใหญ่เป็นเฟืองขับก็ได้ เนื่องจากว่าเฟืองที่ผลิตและใช้กันอยู่ในปัจจุบันนี้ยังคงใช้ระบบหน่วยอังกฤษอยู่เป็นส่วนใหญ่

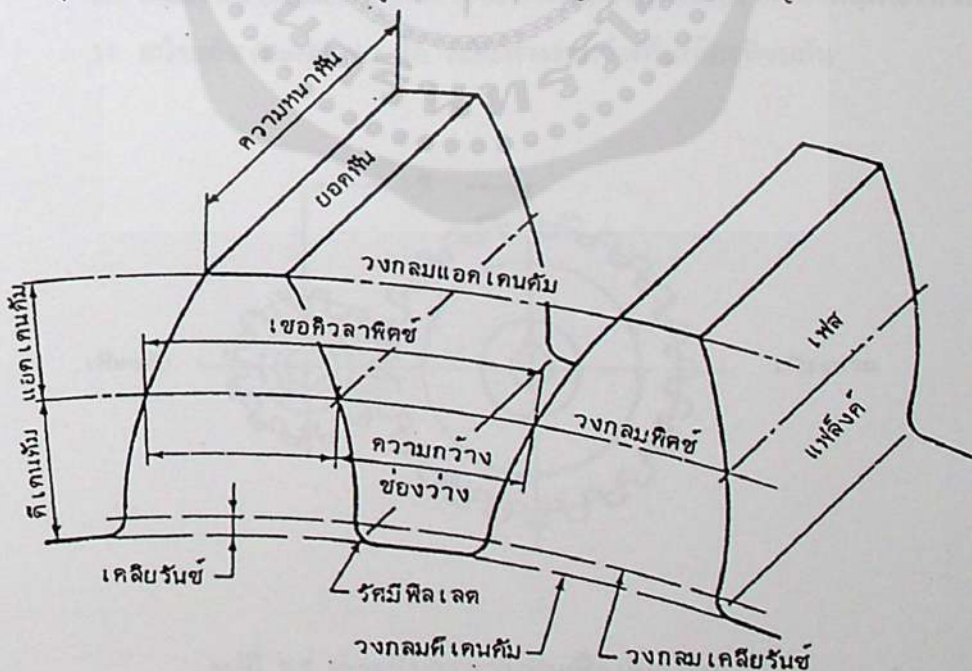
เฟืองตรงเป็นเฟืองที่พบเห็นอยู่บ่อยซึ่งใช้ส่งกำลังหมุนระหว่างเพลาสองเพลาที่ขนานกัน รูปร่างโดยปกติจะเป็นรูปทรงกระบอก มีพื้นที่ขนานกับแกนโคจรรอบตัวเฟือง

ลักษณะของเฟือง

ลักษณะของเฟืองตรงได้แสดงไว้ในรูปที่ 2.6 เป็นลักษณะที่สำคัญของเฟืองที่จำเป็นต้องรู้คือ

1. วงกลมพิทช์ (Pitch circle) เฟืองจะขบกันตรงวงกลมพิทช์ เส้นผ่านศูนย์กลางวงกลมนี้เรียกว่า เส้นผ่านศูนย์กลางวงกลมพิทช์ วงกลมพิทช์เป็นวงกลมประสิทธิผลของเฟืองเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์แทนด้วย D

2. พิตช์ (Pitch) หมายถึง การวัดขนาดความห่างของเฟืองแต่ละซี่บนวงกลมพิทช์ พิตช์หรือ circular pitch คือ ระยะทางที่วัดบนเส้นรอบวงของวงกลมพิทช์จากจุดหนึ่งบนฟันหนึ่งไปยังจุดเดียวกันบนอีกฟันหนึ่งซึ่งอยู่ติดกัน circular pitch แทนด้วย P_c



รูปที่ 2.6 ลักษณะและส่วนต่างๆ ของเฟืองตรง

3. ไดอะมิทรีลพิทช์ (Diametral pitch) หมายถึง จำนวนฟันของเฟืองต่อระยะทาง 1 นิ้วบนเส้นรอบวงกลมพิทช์ เฟืองที่จะขบกันได้จะต้องมี Circular pitch หรือ diametral pitch เท่ากัน diametral pitch แทนด้วย P_d

4. ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลาง (Center distance) คือ ผลรวมของรัศมีวงกลมพิทช์ของเฟืองที่ขบกัน ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองแทนด้วย C

5. อัตราทด (Velocity ratio) คือ อัตราส่วนของความเร็วรอบของเฟืองที่ขบกัน อัตราทดแทนด้วย i และความเร็วรอบแทนด้วย N

6. มุมความดัน (Pressure angle) คือ มุมที่แนวแรงของเฟืองทั้ง 2 ซึ่งขบกันกระทำกับเส้นสัมผัสวงกลมพิทช์ เฟืองที่ขบกันได้นอกจากจะต้องมีระยะพิทช์เท่ากันแล้ว จะต้องมียุุมความดันเท่ากันด้วย สำหรับเฟืองส่งกำลังมุมความดันที่นิยมใช้คือ 14.5° และ 20° ในกรณีที่เป็บบีบแบบเฟือง มุมความดันจะเป็น 28° มุมความดันแทนด้วย ϕ

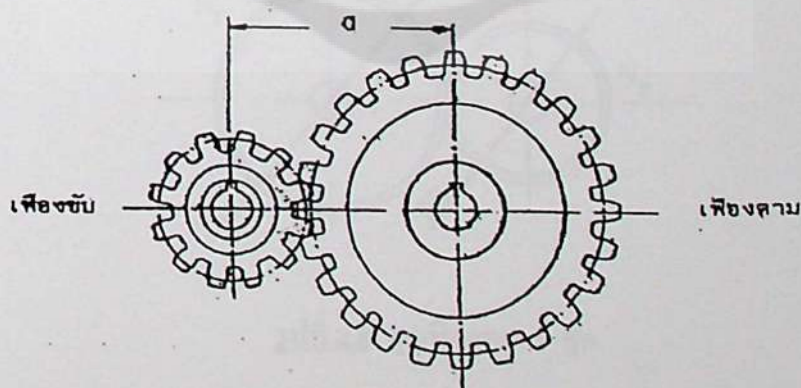
7. แอดเดนดัม (Addendum) คือ ความสูงของฟันเฟืองวัดจากวงกลมพิทช์ถึงยอดของฟันเฟือง addendum แทนด้วย A

8. ดีเดนดัม (Dedendum) คือ ความลึกของฟันเฟืองวัดจากวงกลมพิทช์ถึงรากของฟันเฟือง

9. ความลึกทั้งหมดของฟันเฟือง คือ ผลรวมของ addendum และ dedendum

10. เคลียร์นซ์ (Clearance) คือ ระยะห่างระหว่างยอดกับรากของฟันเฟืองที่ขบกัน

11. แบ็คแลช (Backlash) คือ ระยะห่างระหว่างฟันเฟืองที่ขบกัน



รูปที่ 2.7 ระยะห่างระหว่างฟันเฟืองที่ขบกัน

ลักษณะของเฟืองที่กล่าวมาแล้วนี้เป็นลักษณะของเฟืองมาตรฐานอังกฤษ ซึ่งใช้ระบบ diametral pitch เฟืองในระบบเมตริกจะใช้โมดูล (Module) เป็นหลักในการคำนวณ โมดูล หมายถึง

อัตราส่วนระหว่างเส้นผ่าศูนย์กลางวงกลมพิตช์กับจำนวนฟันเฟืองนั้น โมดูลจะแทนด้วย m และจำนวนฟันเฟืองจะแทนด้วย Z ความสัมพันธ์ระหว่างค่านิยามต่าง ๆ ที่กล่าวมาแล้วนี้ คือ

$$P_c = \frac{\pi D}{Z} \quad (2.11)$$

$$P_d = \frac{\pi}{P_c} \quad (2.12)$$

$$C = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{Z_1 + Z_2}{2P_d} \quad (2.13)$$

$$i = \frac{N_1}{N_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (2.14)$$

การส่งกำลังของชุดเฟือง

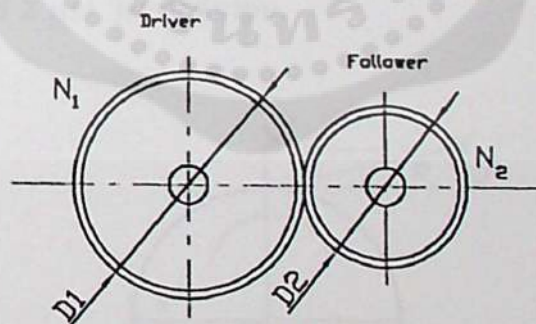
การส่งกำลังด้วยเฟืองมักจะมีการเปลี่ยนแปลงความเร็ว และแรงพัดที่เกิดขึ้นด้วยเสมอสำหรับชุดเฟืองทด 1 ชุด ดังแสดงในรูป ความเร็วรอบของวงกลมพิตช์ของเฟืองแต่ละตัวจะมีค่าเป็น

$$V_1 = \pi D_1 N_1 \quad (2.15)$$

$$V_2 = \pi D_2 N_2 \quad (2.16)$$

ถ้าไม่มีการลื่นไถล (slip) เกิดขึ้นในขณะที่เฟืองขบกัน ความเร็วรอบของเฟืองทั้ง 2 จะมีค่าเท่ากัน คือ

$$\pi D_1 N_1 = \pi D_2 N_2 \quad (2.17)$$



รูปที่ 2.8 ชุดเฟืองทด 1 ชุด

ดังนั้น อัตราทดในการส่งกำลังของเฟืองชุดนี้ คือ

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (2.18)$$

เมื่อ

ω = ความเร็วเชิงมุม (rad/s)

n = ความเร็วรอบ (rpm)

D = เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ (mm)

Z = จำนวนฟัน

ถ้ากำลังที่ถ่ายทอดจากเฟืองขับไปยังเฟืองตาม มีค่าเป็น P_1 และเฟืองตามได้รับกำลังเป็น P_2 ประสิทธิภาพในการส่งกำลังจะมีค่าเป็น

$$c = \frac{P_2}{P_1} \quad (2.19)$$

สมมุติว่าไม่มีการเสียดสีกำลังขึ้นในการส่งกำลัง ($c = 1$) กำลัง P จะมีค่าเท่ากับกำลัง P_2 ดังนั้น

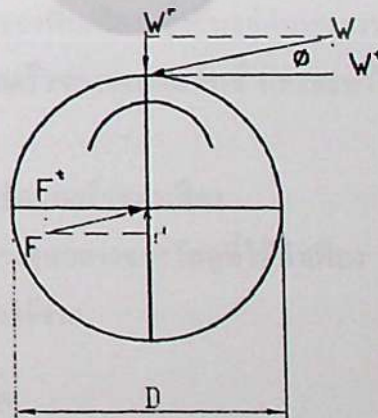
$$P_1 = P_2$$

$$2\pi T_1 n_1 = 2\pi T_2 n_2 \quad (2.20)$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{T_2}{T_1} \quad (2.21)$$

เมื่อ T_1 คือ แรงบิดของเฟืองขับ และ T_2 คือ แรงบิดของเฟืองตาม
แรงที่กระทำกับเฟือง

แรงที่กระทำกับเฟืองตรงจุดที่ฟันเฟืองขบกัน และตรงจุดที่สัมผัสกับเพลาลังจะสามารถแยกออกเป็นแรงย่อยที่ตั้งฉากกันได้ 2 แรง ดังแสดงในรูปที่ 2.9 F คือ แรงที่เฟือง ๑ หนึ่งกระทำกับเฟืองที่เขียนเป็น free-body diagram แรง F_t เป็นแรงที่อยู่ในแนวสัมผัสกับวงกลมพิทช์ เป็นแรงที่ทำให้เกิดการหมุน แรง F_r แทนแรงปฏิกิริยาที่เพลาลังกระทำกับเฟือง จะสามารถแยกออกเป็นแรงย่อย 2 แรง ได้เช่นเดียวกัน



รูปที่ 2.9 แรงที่กระทำกับเฟืองตรง

จากการสมดุลแรงและโมเมนต์จากรูปที่ 2.9 จะได้

$$[\sum F = 0] \quad W = F'$$

$$[\sum F = 0] \quad W = F'$$

$$[\sum M = 0] \quad T = F'R = \frac{F'D}{2}$$

ดังนั้น F' จะหาจากกำลังได้คือ

$$P_w = 2\pi F'Rn = F'V \quad (2.22)$$

$$\text{หรือ} \quad F' = \frac{2\pi Rn}{P_w} = \frac{V}{P_w} \quad (2.23)$$

เมื่อ $F' =$ แรงในแนวสัมผัสที่กระทำกับเฟืองตรง (N)

$P_w =$ กำลังงานที่ส่งผ่าน (W)

$R =$ รัศมีของเฟืองตรง (m)

$V =$ ความเร็วพิทช์ (m)

การออกแบบเฟืองตรง

การออกแบบเฟืองตรงแบบง่าย ๆ เราสามารถใช้สูตรของ Lewis กำหนดขนาดของเฟืองได้ สูตรของ Lewis คือ

$$F' = \sigma_w \times b \times P_c \times y$$

เมื่อ $F' =$ แรงในแนวสัมผัสที่กระทำกับเฟืองตรงวงกลมพิทช์

$\sigma_w =$ ความเค้นใช้งานของวัสดุที่ใช้ทำเฟือง

$b =$ ความกว้างของเฟือง

$P_c =$ circular pitch ของเฟือง

$y =$ ตัวประกอบของฟันเฟือง ซึ่งขึ้นอยู่กับมุมความดันและจำนวนฟัน

ค่าความเค้นใช้งานเฟือง ขึ้นอยู่กับความเร็วของวงกลมพิทช์ และจะหาได้จาก

$$\sigma_w = C_y S_y$$

เมื่อ $C_y =$ สัมประสิทธิ์ความเร็วของเฟือง

$S_y =$ ความแข็งแรงจุดกลางของวัสดุที่ใช้ทำเฟือง

ค่าสัมประสิทธิ์ความเร็วของเฟืองจะหาได้จาก

$$C_y = \frac{600}{600 + 196.8V}$$

เมื่อ $V =$ ความเร็วรอบของวงกลมพิทช์ (m/s)

ตารางที่ 2.3 ความแข็งแรงของวัสดุที่ใช้ทำเฟือง

วัสดุ	S_y (N/mm ²)
เหล็กหล่อ (Cast iron)	43.34
Malleable cast iron	75.79
เหล็กกล้าหล่อ (Cast steel)	137.80
Phosphor bronze	62.01
เหล็กกล้าคาร์บอน	151.58
เหล็กกล้า มีนิกเกิลผสม 3%	172.25
เหล็กกล้า นิกเกิล – โครเมียม	151.58 และ 275.60
Rawhide	27.56 – 34.45

สำหรับค่าของตัวประกอบรูปร่างของฟันเฟือง จะหาได้จาก

$$y = 0.154 - \frac{0.912}{Z} \quad \text{เมื่อ } \phi = 20^\circ \quad (2.24)$$

$$y = 0.124 - \frac{0.684}{Z} \quad \text{เมื่อ } \phi = 14.5^\circ \quad (2.25)$$

เมื่อ Z = จำนวนฟันเฟืองของเฟืองที่ออกแบบ
วัสดุสำหรับเฟือง

วัสดุที่ใช้ทำเฟืองมีอยู่หลายชนิดทั้งที่เป็นโลหะและอโลหะ หลักทั่วไปในการออกแบบชิ้นส่วนใด ๆ ของเครื่องจักรกลก็คือ การเลือกใช้วัสดุที่ราคาถูก ผลิตได้ง่าย และสามารถทำงานได้ตามความประสงค์ สำหรับการเลือกใช้วัสดุสำหรับทำเฟืองผู้ออกแบบจะต้องไตร่ตรองว่าจุดประสงค์ใดเป็นสิ่งที่มีความสำคัญที่สุดต่อการใช้งาน เช่นถ้าต้องการให้มีความต้านแรงสูง (High strength) เป็นสิ่งสำคัญ ก็จะต้องเลือกใช้เหล็กกล้า เพราะดีกว่าเหล็กหล่อ แต่ถ้าต้องการให้ทนทานต่อการสึกกร่อนเนื่องจากการเสียดสีได้เป็นอย่างดี ก็ควรเลือกใช้วัสดุที่ไม่ใช่เหล็ก เช่น อลูมิเนียมบรอนซ์ (Aluminium bronze) หรือถ้าต้องการลดระดับเสียงในขณะใช้งานก็อาจจะใช้วัสดุที่เป็นอโลหะ เช่น ไนลอน เป็นต้น

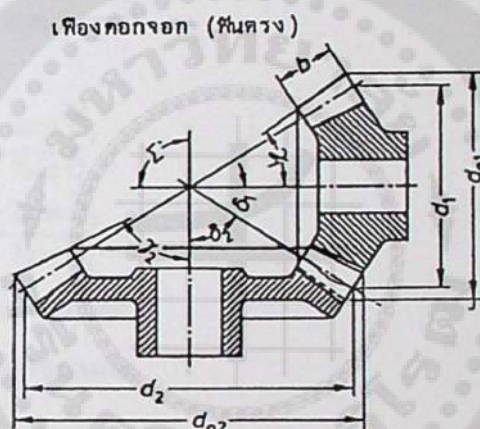
วัสดุที่นิยมใช้ทำเฟืองมากที่สุดชนิดหนึ่งก็คือ เหล็กหล่อ ทั้งนี้เพราะมีราคาต่ำ ผลิตได้ง่าย ทนต่อการสึกหรอได้ดีและดูแลง่ายได้มากพอสมควร แต่ข้อเสียของเหล็กหล่อก็คือมีความต้านแรงดึงต่ำ ทำให้เฟืองหนามาก ดังนั้นในบางครั้งจึงใช้เหล็กหล่อเหนียวพิเศษ

เฟืองคอกจอก (Bevel gears)

เฟืองคอกจอกใช้สำหรับส่งกำลังผ่านเพลาคู่ที่ทำมุมใด ๆ ต่อกันเฟืองคอกจอกอาจเรียกได้ว่าเป็นเฟืองกรวยตัด (Conical gear) ทั้งนี้เพราะเฟืองชนิดนี้ผลิตขึ้นมาจากแบบรูปกรวย (Conical bank) การรับแรงของเฟืองคอกจอกก็มีส่วนคล้ายคลึงกับเฟืองตรงและเฟืองเฉียง ดังนั้นหลักในการคำนวณจึงมีส่วนคล้ายกับเฟืองตรง เฟืองคอกจอกจะต้องผลิตขึ้นมา เป็นคู่เพื่อใช้เฉพาะงาน และไม่สามารถจะสลับการใช้งานกับเฟืองอันอื่น ๆ ได้เหมือนกับเฟืองตรง

ลักษณะของเฟืองคอกจอก

ในการส่งกำลังด้วยเฟืองคอกจอก เฟืองตัวใดตัวหนึ่งของเฟืองจะไม่สามารถนำไปขบกับเฟืองคอกจอกของคู่อื่นซึ่ง จำนวนฟันแตกต่างกันจากคู่เฟืองในคู่เฟืองในคู่ตัวเอง เพราะขนาดจำนวนฟันเปลี่ยนมุมของเฟืองจะเปลี่ยนตามด้วย



รูปที่ 2.10 ลักษณะและส่วนต่างๆ ของเฟืองคอกจอก

จากรูป 2.10 เฟืองคอกจอกสองอันขบกันอยู่ มุม δ_1 และ δ_2 เป็นมุมพิทช์ของเฟืองขับและตาม

$$\text{ถ้า } \Sigma = \delta_1 + \delta_2$$

(2.26)

ในกรณีที่ $\Sigma = 90^\circ$ จะหาค่ามุมพิทช์ได้จาก

$$\tan \delta_1 = \frac{D_1}{D_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{i} \quad (2.27)$$

$$\tan \delta_2 = \frac{D_2}{D_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = i \quad (2.28)$$

ถ้า $\Sigma < 90^\circ$ จงหาค่ามุมพิทช์ได้

$$\tan \delta_2 = \frac{i \times \sin \Sigma}{1 + (i \times \cos \Sigma)} \quad (2.29)$$

โดยที่ δ_1 = มุมพิทซ์เฟืองขับ

δ_2 = มุมพิทซ์เฟืองตาม

Z_1 = จำนวนฟันขับ

Z_2 = จำนวนฟันตาม

สำหรับการบอกขนาดของเฟืองตรงบอกเป็นพิทซ์ในระบบหน่วยอังกฤษ หรือ
บอกเป็นโมดูลในระบบหน่วยเอสไอ จากคำจำกัดความจะได้ว่า

$$d = m \times Z \quad (2.30)$$

โดยที่ d มีหน่วยเป็น (ม.ม)

โมดูล $m = \frac{d}{Z} \quad (2.31)$

เส้นผ่านศูนย์กลางนอก

$$d_a = d + (2 \times m \times \cos \delta) \quad (2.32)$$

และ มุมดอกจอก (องศา)

$$\tan \gamma_1 = \frac{Z_1 + 2 \cos \delta_1}{Z_2 - 2 \sin \delta_1} \quad (2.33)$$

$$\tan \gamma_2 = \frac{Z_2 + 2 \cos \delta_2}{Z_1 - 2 \sin \delta_2} \quad (2.34)$$

เมื่อ γ_1 = มุมดอกจอกขับ

γ_2 = มุมดอกจอกตาม

ดังนั้น

$$b = \frac{m \times Z}{6 \times \sin \delta} \quad (2.35)$$

b = ความกว้างของเฟือง (mm)

แรงพลวัต

การคำนวณหาแรงพลวัตของเฟืองดอกจอก ก็ทำได้เช่นเดียวกับในกรณีของเฟืองตรง โดยใช้ความเร็วพิทซ์ของปลายกรวยด้านใด ค่าประกอบความเร็วของเฟืองตรงที่อนุโลมให้ใช้กับเฟืองดอกจอกได้คือ

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

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

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

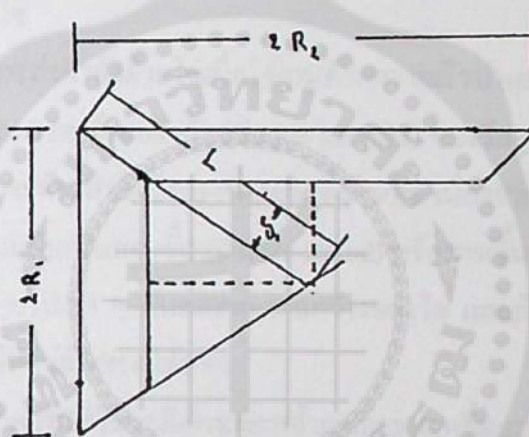
โดยที่ $F_d = K_v F_t \quad (2.36)$

เมื่อ F_d = แรงพลวัต
 K_v = ค่าประกอบความเร็ว
 F_t = แรงในแนวสัมผัส

และกำลังที่ส่ง

$$P_w = F_t V \quad (2.37)$$

จำนวนฟันสมมูลของเฟืองคอกจอก คือ จำนวนฟันของเฟืองตรงซึ่งมีรัศมีพิทซ์เท่ากับรัศมีหลังกรวย (Back cone radius) ของเฟืองคอกจอก โดยที่เฟืองทั้งสองมีขนาดเท่ากันถ้าให้เฟืองตรงมีขนาดโมดูลเท่ากับเฟืองคอกจอกแล้ว จำนวนฟันของเฟืองตรงที่หาได้นี้เรียกว่า จำนวนฟันสมมูล Z_e ซึ่งใช้หลักในการหาค่าตัวประกอบรูปแบบของลูอิส สำหรับคอกจอกในรูปที่ 2.10 แสดงถึงเฟืองคอกจอกในขณะขบกัน ให้ R_1 และ R_2 รัศมีพิทซ์ของพิเนียนและเฟือง ตามลำดับ



รูปที่ 2.11 เฟืองคอกจอกขบกัน

$$Z_{e1} = \frac{2 \times R_1 \times L}{m \times R_2} \quad (2.38)$$

$$Z_{e2} = \frac{2 \times R_2 \times L}{m \times R_1} \quad (2.39)$$

เมื่อ Z_{e1} = จำนวนฟันสมมูลขับ
 Z_{e2} = จำนวนฟันสมมูลตาม
 R_1 = รัศมีพิทซ์เฟืองขับ (mm)
 R_2 = รัศมีพิทซ์เฟืองตาม (mm)
 m = โมดูล (mm)
 L = ความยาวของเฟือง (mm)

โดยที่ $L = (R_1^2 + R_2^2) \quad (2.40)$

ถ้าเฟืองต้องทำงานติดต่อกันตลอดเวลาแล้ว จะต้องออกแบบและเลือกวัสดุสำหรับทำเฟืองให้มีความคงทนต่อการสึกหรอได้ดี สมการที่ใช้ในการหาแรงสึกกร่อนใช้งานสำหรับเฟืองคอกจอกคือ

$$F_w = \frac{d_1 \times b \times Q \times K}{S} \quad (2.41)$$

โดยที่ δ_1 เป็นมุมพิททของเฟืองขับ

$$Q = \frac{2 \times Z_{e2}}{Z_{e1} + Z_{e2}} \quad (2.42)$$

ซึ่งในการออกแบบจะต้องให้มีค่า $F_w > F_d$

โซ่ส่งกำลัง (Chain Driver)

การขับเคลื่อนโซ่มีโซ่อยู่มากทางด้านงานเครื่องจักรกล เนื่องจากมีลักษณะคล้ายกับการขับเคลื่อนด้วยสายพาน โซ่จะคล้องอยู่กับล้อโซ่หรือเฟืองโซ่ (Sprocket) ซึ่งติดอยู่บนเพลาขับและเพลาตาม อัตราทดของการขับเคลื่อนขึ้นอยู่กับขนาดของเฟืองโซ่ทั้งสอง และการขับเคลื่อนโซ่นี้จะไม่มีการสลิปเกิดขึ้นระหว่างโซ่กับเฟืองโซ่

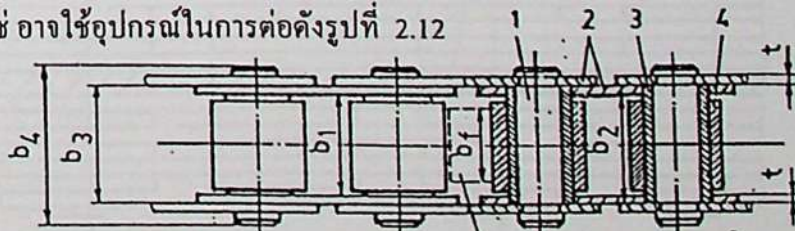
สิ่งจำกัดในการส่งกำลังด้วยโซ่เมื่อใช้งานด้วยความเร็วปานกลางจนถึงความเร็วสูงก็คือ การสึกหรอของข้อต่อ และความต้านแรงล้า (fatigue strength) ของวัสดุชิ้นส่วนโซ่ นอกจากนี้แล้ว ถ้าใช้งานด้วยความเร็วสูงจะต้องคำนึงถึงแรงที่จะเกิดขึ้นในโซ่ เนื่องจากแรงหนีศูนย์กลาง ในการขับเคลื่อนโดยโซ่หลายเส้นขนานกันเป็นสองชั้น (double-strand) หรือสามชั้น (triple-strand) อาจทำให้แรงที่กระทำกับโซ่ไม่กระจายไปเท่า ๆ กันตลอดความกว้างของโซ่ และถ้าหล่อลื่นไม่ดีพอ ก็จะเป็นสาเหตุประการสำคัญที่ทำให้โซ่สึกหรอได้มาก

โซ่ที่คล้องอยู่บนเฟืองโซ่จะมีลักษณะคล้ายรูปหลายเหลี่ยมบนเฟืองโซ่ ทำให้แรงในแนวสัมผัสกับเฟืองโซ่ ข้อต่อโซ่แต่ละข้อจะเกิดการหมุนเหวี่ยงกับข้อต่อโซ่ข้างเคียงเป็นมุม 2α การหมุนนี้จะทำให้เกิดความเสียดทานขึ้น เป็นผลทำให้สูญเสียกำลังและโซ่สึกหรอ ผลต่อมากที่สุดคือระยะพิททของโซ่เพิ่มขึ้นจนอาจหลุดออกจากเฟืองโซ่ได้

ชนิดของโซ่

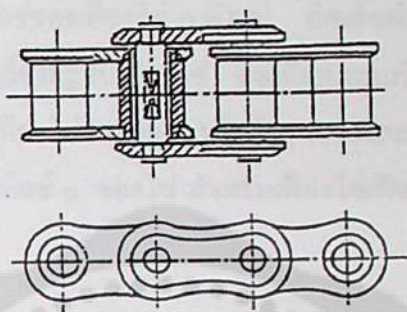
โซ่แบ่งออกเป็นชนิดใหญ่ ๆ ได้ 3 ชนิดคือ

1. โซ่โรลเลอร์ (Roller chains) โซ่ชนิดนี้ประกอบด้วยแผ่นต่อ (Link) ด้านในและด้านนอกยึดติดกันด้วยสลัก และบุช (Bushes) โรลเลอร์กลวงสวมอยู่กับบุช ดังรูปที่ 2.11 ส่วนที่ปลายต่อกันของโซ่ อาจใช้อุปกรณ์ในการต่อดังรูปที่ 2.12



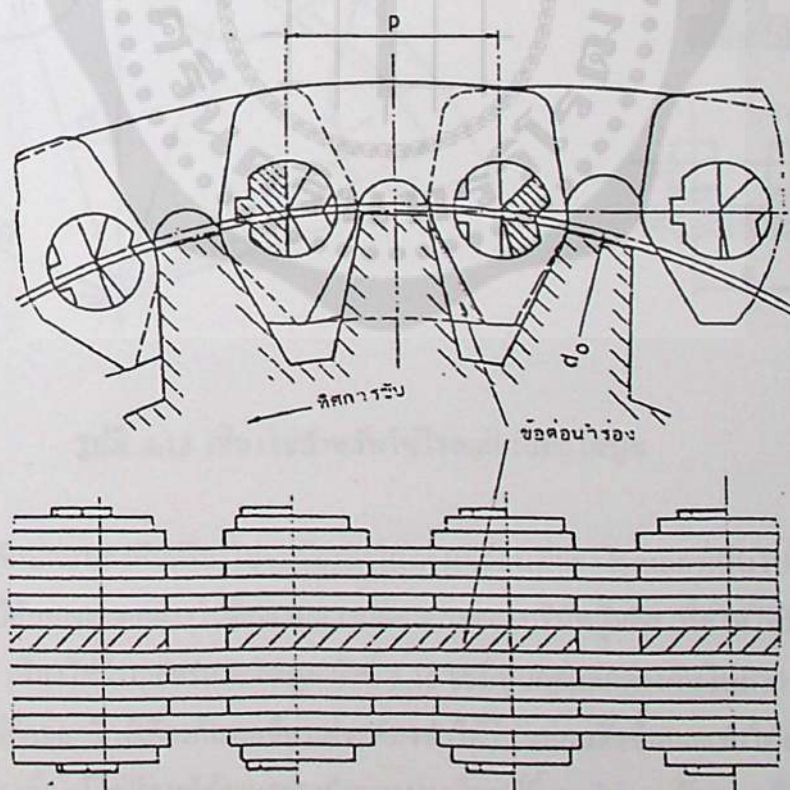
รูปที่ 2.12 โซ่โรลเลอร์ : 1 สลัก, 2 แผ่นต่อด้านนอกและด้านใน, 3 บุชที่อัดแน่นกับแผ่นต่อด้านใน, 4 โรลเลอร์หมุนได้อิสระบนบุช

2. โซ่บุช (Bushed chains) โซ่ชนิดนี้แตกต่างกับโซ่โรลเลอร์ก็ตรงที่ไม่มีโรลเลอร์ ดังนั้นจึงสามารถออกแบบให้บุชและสลักมีขนาดใหญ่ได้มากกว่าโซ่โรลเลอร์ โดยที่ระยะพิตช์เท่ากัน โซ่บุชจึงรับแรงได้มากกว่าและแข็งแรงกว่า แต่เนื่องจากการใช้งานจะเกิดเสียงดังและการสึกหรอมาก โดยทั่วไปแล้วจึงนิยมใช้โซ่โรลเลอร์มากกว่าโซ่บุช



รูปที่ 2.13 โซ่บุช

3. โซ่ฟัน (Toothed chains) โซ่ชนิดนี้อาจเรียกว่า Silent chain ก็ได้ โซ่ฟันประกอบด้วยแผ่นต่อหลายแผ่นเรียงซ้อนกันและยึดติดกันด้วยสลักดังรูป แผ่นต่อแต่ละแผ่นจะมีฟันสองฟัน ในขณะที่ส่งกำลัง



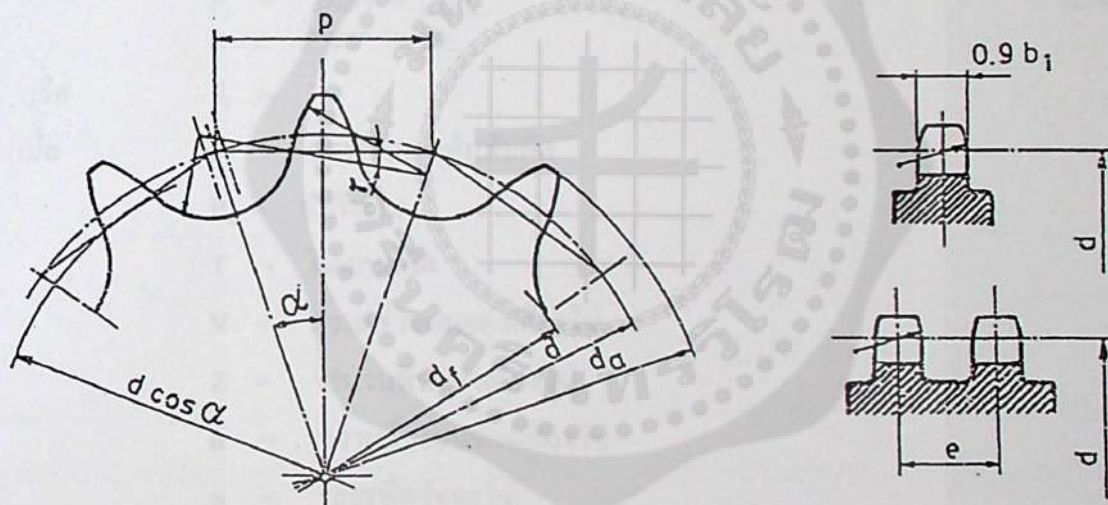
รูปที่ 2.14 โซ่ฟัน

ข้อต่อโซ่จะทำหน้าที่เป็นจุดหมุนของข้อโซ่ ทำให้โซ่แนบสนิทกับฟันบนเฟืองโซ่ จึงมีการสึกหรอน้อย ซึ่งเฟืองโซ่ควรจะมีฟันไม่น้อยกว่า 12 ฟัน โซ่ฟันโซ่ขับเคลื่อนด้วยความเร็วสูงกว่าโซ่โรลเลอร์ทำงานได้โดยเกือบจะไม่มีเสียงดัง แต่จะมีน้ำหนักมากกว่าโซ่โรลเลอร์ ราคาแพงกว่า และต้องการให้มีการบำรุงรักษาที่ดีกว่าโซ่โรลเลอร์

เฟืองโซ่

เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ของเฟืองโซ่ d ดังรูป คือเส้นผ่านศูนย์กลางของวงกลมที่ลากผ่านจุดศูนย์กลางของข้อต่อโซ่ที่คล้องอยู่บนเฟืองโซ่ ซึ่งก็คือวงกลมที่ลากผ่านมุมของรูปหลายเหลี่ยมที่เกิดขึ้นเนื่องจากโซ่คล้องบนเฟืองโซ่ เซอร์คิวลาพิตช์ p_c ของวงกลมพิตช์ซึ่งวัดตามส่วนโค้งของวงกลมพิตช์ จะมีค่ามากกว่าระยะพิตช์ p_c ของโซ่ สำหรับเฟืองโซ่เฟืองหนึ่งจะมีมุมพิตช์ เป็นค่าคงที่ ซึ่ง

$$\sin \alpha = \frac{p_c}{d} \quad (2.43)$$



รูปที่ 2.15 เฟืองโซ่สำหรับโซ่โรลเลอร์และโซ่บุช

ลักษณะของฟันเฟืองโซ่จะต้องทำให้การเคลื่อนที่ของโรลเลอร์เป็นไปได้อย่างสะดวก นอกจากนี้อาจจะมีลักษณะแตกต่างกันไปอีกตามความต้องการของบริษัทผู้ผลิต เพื่อให้โซ่มีมุมกด r ตามความต้องการ เฟืองโซ่โรลเลอร์และโซ่บุช ดังนี้ 2.15 จะมีมุมกดแตกต่างกันไปมาก ถ้ามุมกด r โดมากจะทำให้โซ่ยึดออกไถลเคียงกันทุกข้อ แต่จะต้องทำให้โซ่หย่อนตึงขึ้นและทำให้เกิดเสียงดังในขณะขับมากขึ้น เพื่อให้โซ่มีอายุใช้งานอย่างเหมาะสมประโยชน์ที่สุด จำนวนฟันของเฟืองโซ่ไม่ควรน้อยกว่า 200 ฟัน และจำนวนฟันของเฟืองโซ่ที่ใช้กับโซ่ระยะพิตช์ต่าง ๆ ดูได้จากตารางที่ 2.4

ตารางที่ 2.4 จำนวนฟันของเฟืองโซ่

11	12	13	14	15	17	19	20	21	23
25	27	30	38	57	76	95	114	150	

การส่งกำลัง

ในการส่งกำลัง ถ้าโซ่รับแรงสม่ำเสมอและเฟืองโซ่หมุนด้วยความเร็วคงที่ ความเร็วของโซ่หาได้จาก

$$v = \pi d n = P_c \cdot z \cdot n \cong P \cdot z \cdot n \quad (2.44)$$

ดังนั้นแรงในแนวเส้นสัมผัส

$$F_t = \frac{2\pi n T}{v} = \frac{2\pi T}{PZ} \quad (2.45)$$

หรือ

$$F_t = P_w$$

เมื่อ

$$F_t = \text{แรงในแนวเส้นสัมผัส}$$

$$P_w = \text{กำลังงาน}$$

$$T = \text{โมเมนต์บิด}$$

$$v = \text{ความเร็วรอบของเฟืองโซ่}$$

$$Z = \text{จำนวนฟันของเฟืองโซ่}$$

$$n = \text{ความเร็วรอบของเฟืองโซ่}$$

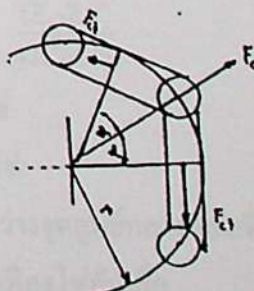
$$p = \text{ระยะพิทช์ของโซ่}$$

อัตราทดในการส่งกำลังด้วยโซ่หาได้จาก

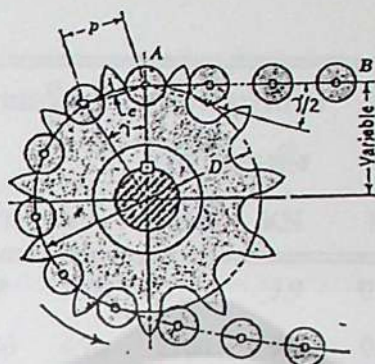
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

ในการส่งกำลังที่ข้อต่อของโซ่จะมีแรงหนีศูนย์กลางในแนวรัศมีของเฟืองโซ่

F_c ดังรูปที่ 2.16

รูปที่ 2.16 การแยกแรงหนีศูนย์กลาง F_c ออกจากเป็นแรงย่อย F_{c1}

สำหรับลักษณะการขบกันระหว่างโซ่ กับ เฟืองโซ่ซึ่งแสดงในรูปที่ 2.17 ที่มีการหมุนทวนเข็มนาฬิกา p คือระยะพิทช์ของโซ่ γ คือมุมพิทช์ (Pitch angle) และเส้นผ่าศูนย์กลางพิทช์ของเฟืองโซ่แทนด้วย D จากลักษณะของโซ่และเฟืองโซ่ เราจะได้



รูปที่ 2.17 การขบกันระหว่างโซ่กับเฟืองโซ่

$$\frac{\sin(\gamma)}{2} = \frac{p}{2} \quad (2.46)$$

เนื่องจาก $\gamma = \frac{360^\circ}{Z}$

เมื่อ Z คือจำนวนฟันของโซ่ ดังนั้น

$$D = p / (\sin(180/Z))$$

มุม $\gamma/2$ ซึ่งเป็นมุมที่ข้อโซ่ขยับตัว เมื่อโซ่เข้ากับเฟืองโซ่เรียกว่า angle of articulation จะเห็นได้ว่าค่าของมุมนี้ขึ้นอยู่กับจำนวนฟันเฟืองโซ่ การหมุนของข้อโซ่นี้จะทำให้เกิดการกระทบระหว่างลูกกลิ้งกับเฟืองโซ่ และทำให้เกิดการสึกหรอของโซ่และเฟืองโซ่ขึ้น เพื่อให้เกิดการสึกหรอน้อยที่สุด angle of articulation จึงจะต้องเป็นมุมที่เล็กที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้ สำหรับขนาดของโซ่ สามารถดูได้จากตารางที่เป็นแบบแถบเดิขว ซึ่งเป็นมาตรฐานอเมริกัน

โดยปกติแล้วโซ่จะใช้ในการส่งกำลังระหว่างเพลลา ที่มีระยะห่างจุดศูนย์กลางน้อยกว่าสายพานแบน ความยาวของโซ่ที่คล้องอยู่ระหว่างเฟืองโซ่ทั้ง 2 สามารถหาได้จาก

$$\frac{L}{P} = \frac{2C}{P} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2(C/P)} \quad (2.47)$$

เมื่อ

L = ความยาวของโซ่

P = ระยะพิทช์ของโซ่

C = ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองโซ่

Z_1 = จำนวนฟันของเฟืองโซ่อันเล็ก

Z_2 = จำนวนฟันของเฟืองโซ่อันใหญ่

การส่งกำลังด้วยโซ่

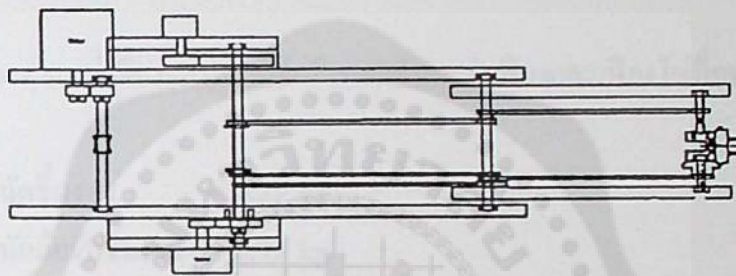
โซ่ถูกกักได้กำหนดขนาดมาตรฐานไว้โดย ASM. ขนาดต่าง ๆ ของโซ่ถูกกัก
มาตรฐาน โดยได้ระบุขนาดต่าง ๆ ไว้ในตารางที่ 2.5

ตารางที่ 2.5 ขนาดของโซ่ถูกกักมาตรฐานอเมริกัน (แบบแถบเดี่ยว)

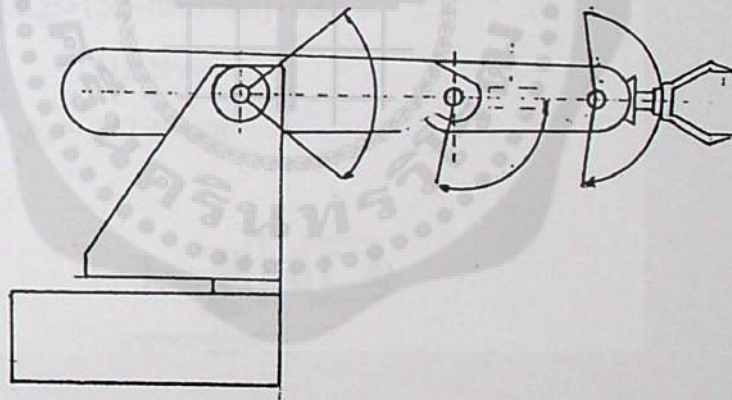
หมายเลขโซ่ มาตรฐาน อเมริกัน	ระยะพิทช์		ความกว้าง		ความสามารถใน การรับแรงดึง		น้ำหนักเฉลี่ย		เส้นผ่าศูนย์กลาง ของลูกกลิ้ง	
	นิ้ว	มม	นิ้ว	มม	ปอนด์	KN	lb/ft	N/m	นิ้ว	มม
25	¼	6.35	1/8	3.18	875	3.9	0.09	1.31	0.130	3.30
35	3/8	9.53	3/16	4.76	2100	9.3	0.21	3.07	0.200	5.08
41	½	12.7	¼	6.35	2000	8.9	0.25	3.65	0.306	7.77
40	½	12.7	5/16	7.94	3700	16.5	0.42	6.13	5/16	7.94
50	5/8	15.9	3/8	9.53	6100	27.1	0.69	10.07	0.400	10.2
60	¾	19.1	½	12.7	8500	37.8	1.00	14.60	15/32	11.9
80	1	25.4	5/8	15.9	14000	64.5	1.71	24.96	5/8	15.9
100	1¼	31.8	¾	19.1	24000	106.8	2.58	37.67	3/4	19.1
120	1½	38.1	1	25.4	34000	151.3	3.87	56.50	7/8	22.2
140	1¾	44.5	1	25.4	46000	204.6	4.95	72.27	1	25.4
160	2	50.8	1¼	31.8	58000	258.1	6.61	96.50	1 1/8	28.6
200	2½	63.5	1½	38.1	95000	422.7	10.96	160.00	1 9/16	39.7

บทที่ 3

การคำนวณและออกแบบ



รูปที่ 3.1 แสดงตำแหน่งต่าง ๆ ของแกนกลด้านบน

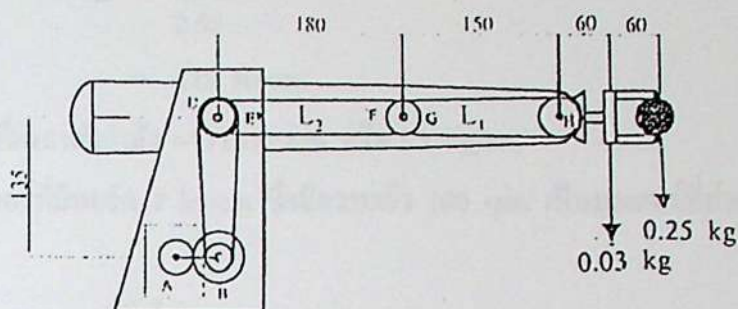


รูปที่ 3.2 แสดงตำแหน่งของแกนกลด้านข้าง

ขอบเขตของแกนกล

1. ข้อมือหมุนเคลื่อนที่ได้ 360°
2. ข้อมือจับเคลื่อนในแนวตั้งเคลื่อนที่ 200°
3. ข้อศอกเคลื่อนที่ได้ 100°
4. หัวไหลเคลื่อนที่ได้ 80°
5. ฐานเคลื่อนที่ได้ 180°
6. สามารถจับชิ้นงานที่มีขนาดไม่เกิน 60 mm

การคำนวณที่ข้อมือ (ในแนวดิ่ง)



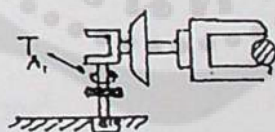
รูปที่ 3.3 แสดงตำแหน่งที่แรงกระทำที่ข้อมือและตำแหน่งเฟืองและเฟืองโซ่ที่ขบกัน

เมื่อ น้ำหนักชิ้นงาน = 0.25 kg
 น้ำหนักมือจับชิ้นงาน = 0.03 kg
 การหาแรงบิดที่เพลลา A

$$\Sigma M = [(0.25 \times 120) + (0.03 \times 60)] \times 9.81$$

$$= 312 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\therefore \text{แรงบิดที่เพลลา } A_1 = 312 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



รูปที่ 3.4 แสดงแรงบิดที่เกิดขึ้นที่เพลลา A_1

อัตราทดโดยรวมของข้อมือ

$$\begin{aligned} \text{จาก } i &= \frac{Z_B \times Z_D \times Z_F \times Z_H}{Z_A \times Z_C \times Z_E \times Z_G} \\ &= \frac{59 \times 18 \times 15 \times 18}{40 \times 12 \times 15 \times 15} \\ &= 2.65 \end{aligned}$$

$$\therefore \text{อัตราทดโดยรวม} = 2.65$$

เมื่อ

$$i = \frac{T_u}{T_A}$$

$$T_A = \frac{312}{2.65}$$

$$= 118 \text{ N}\cdot\text{mm.}$$

∴ แรงบิดที่เพลาส่งกำลัง = 118 N·mm หรือ 1.2 kg·cm

เลือกใช้มอเตอร์ที่มีทอร์ก 2 kg·cm ซึ่งมีความเร็ว 100 rpm เป็นมอเตอร์ที่ส่งกำลังขับเคลื่อนข้อมือ

หาแรงดึงโซ่

$$F' = \frac{2 \times T}{D}$$

$$= \frac{2 \times 312}{39}$$

$$= 16 \text{ N.}$$

จากความเร็วโซ่ $V = \pi D n$.

เมื่อ

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเฟืองโซ่ (D_H) = 39 mm.

ความเร็วรอบของมอเตอร์ (n) = 100 rpm

$$= \frac{\pi \times 39 \times 100}{60}$$

$$= 204.2 \text{ mm/s.}$$

จากตารางที่ 2.5 น้ำหนักเฉลี่ยของโซ่ (w) = 1.31 N/m.

จาก

$$F_a = \frac{w v^2}{g}$$

$$= \frac{1.31 \times 0.204^2}{9.81}$$

$$= 0.0056 \text{ N.}$$

เมื่อ

$$F = F' + F_a$$

$$= 16 + 0.0056$$

$$= 16.0056$$

∴ แรงดึงโซ่ = 16.0056 N.

จากตารางที่ 2.5 เลือกใช้โซ่เบอร์ 25 แบบแถบเดี่ยว ซึ่งสามารถรับแรงดึงได้ 3.9 KN มีระยะพิช 6.35 mm.

การคำนวณความยาวโซ่ส่งกำลัง

จาก

$$\frac{L}{p_c} = \frac{2c}{p_c} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi(c/p_c)}$$

โดย $c = 150 \text{ mm.}$

$$Z_1 = 15 \text{ mm.}$$

$$Z_2 = 18 \text{ mm.}$$

$$P_c = 6.35 \text{ mm.}$$

$$L = \frac{2 \times 150}{6.35} + \frac{15+18}{2} + \frac{(18-15)^2}{4\pi(150/6.35)}$$

$$L = 405 \text{ mm.}$$

∴ ความยาวโซ่จับข้อมือ

$$L_1 = 405 \text{ mm.}$$

$$L_2 = 455.25 \text{ mm.}$$

$$L_3 = 376 \text{ mm.}$$

หาแรงที่เฟืองกระทำ

ทอร์กที่เกิดขึ้นที่เพลลา A_1 $= 118 \text{ N}\cdot\text{mm}$

มุม Pressure Angle ของเฟือง $= 20^\circ$

ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเฟือง A $= 40 \text{ mm}$

แรงในแนวสัมผัส

$$F' = \frac{2 \times T}{D}$$

$$= \frac{2 \times 312}{40}$$

$$= 15.6 \text{ N.}$$

แรงในแนวตั้ง $F^r = F' \times \tan 20^\circ$

$$= 15.6 \times \tan 20^\circ$$

$$= 5.7$$

การหาขนาดของเพลลาจับข้อมือ

จาก แรงบิดที่ $T_A = 118 \text{ N}\cdot\text{mm.}$

เมื่อ $i = \frac{Z_B}{Z_A}$

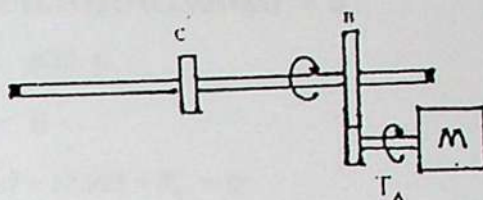
$$= \frac{59}{40}$$

$$= 1.475 \text{ N}\cdot\text{mm.}$$

$$1.475 = \frac{T_B}{118}$$

$$T_B = 174.05 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

เนื่องจาก T_B และ T_C อยู่เพลาเดียวกันแรงบิดที่เกิดขึ้นจึงเท่ากัน



รูปที่ 3.5 แสดงแรงบิดเกิดขึ้นที่เพลา B

หาแรงดึงโซ่เฟือง C

$$\begin{aligned} F' &= \frac{2 \times T_C}{D_c} \\ &= \frac{2 \times 174.05}{27} \\ &= 12.9 \text{ N.} \end{aligned}$$

จากความเร็วโซ่

$$\begin{aligned} V &= \pi D n \\ &= \pi \times 27 \times \frac{100}{60} \\ &= 141.4 \text{ mm/s.} \end{aligned}$$

จาก

$$\begin{aligned} F_a &= \frac{w v^2}{g} \\ &= \frac{1.31 \times 0.1414^2}{9.81} \\ &= 0.003 \text{ N.} \end{aligned}$$

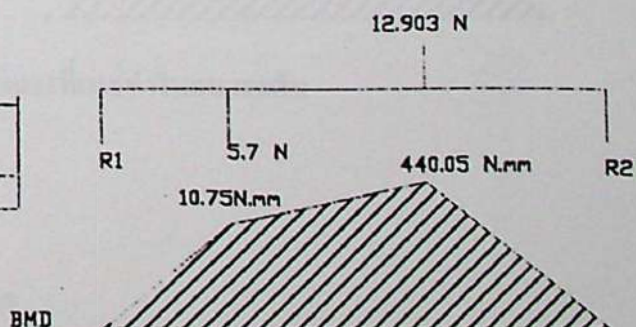
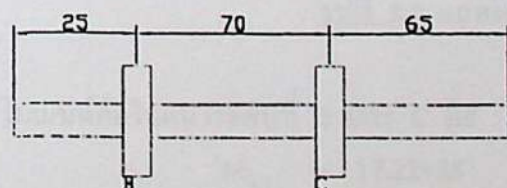
เมื่อ

$$\begin{aligned} F &= F' + F_a \\ &= 12.9 + 0.003 \\ &= 12.903 \end{aligned}$$

$\therefore$ แรงดึงโซ่

$$F = 12.903 \text{ N.}$$

แรงที่กระทำในแนวดิ่ง



รูป 3.6 แสดงแรงที่กระทำในแนวดิ่ง

$$\Sigma M_R = 0$$

$$(R_1 \times 160) - (5.7 \times 135) - (12.903 \times 65) = 0$$

$$\therefore R_1 = 0.43 \text{ N.}$$

$$\Sigma M_F = 0$$

$$0.43 + 5.7 - 12.903 + R_2 = 0$$

$$\therefore R_2 = 6.77 \text{ N.}$$

โมเมนต์คัตในแนวระดับที่ B และ C คือ

$$M_{VB} = 0.43 \times 25$$

$$= 10.75 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{CV} = 6.77 \times 65$$

$$= 440.05 \text{ N}\cdot\text{mm.}$$

แรงที่กระทำในแนวระดับ

$$\Sigma M_R = 0$$

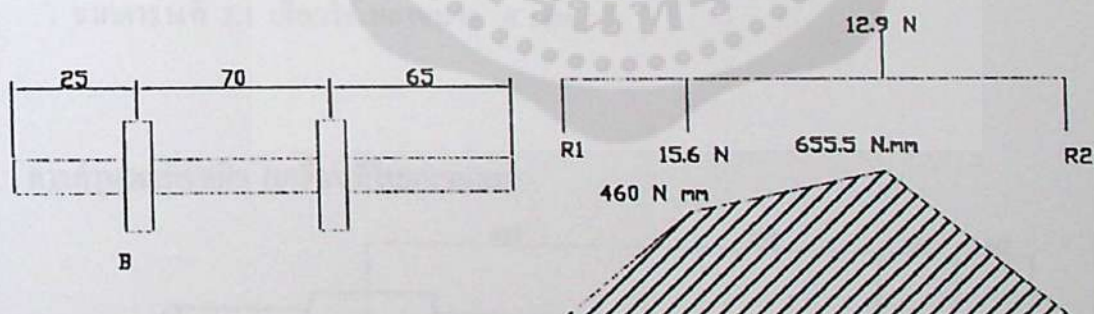
$$(R_1 \times 160) - (12.9 \times 135) - (15.6 \times 65) = 0$$

$$\therefore R_1 = 17.22 \text{ N.}$$

$$\Sigma M_F = 0$$

$$17.22 - 12.9 - 15.6 + R_2 = 0$$

$$\therefore R_2 = 11.28 \text{ N.}$$



รูปที่ 3.7 แสดงแรงที่กระทำในแนวระดับ

โมเมนต์คัตในแนวระดับที่ B และ C คือ

$$M_{BH} = 17.22 \times 25$$

$$= 430.5 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{CH} = 11.28 \times 65$$

$$= 733.2 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

พิจารณา Max Bending Moment

$$M_B = \sqrt{10.75^2 + 460^2}$$

$$= 460.13 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_C = \sqrt{440.05^2 + 655.5^2}$$

$$= 789.5 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

∴ โมเมนต์สูงสุดเกิดขึ้นที่ตำแหน่ง C

โดย $T_C = 174.05 \text{ N}\cdot\text{mm}$

$$M_C = 789.5 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

ใช้เพลาลูกกลิ้งคาร์บอน s30c

$$\sigma_y = 304.1 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = 0.3 \times 304.1 = 91.23 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_y = 520.1 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = 0.18 \times 520.1 = 93.62 \text{ N/mm}^2$$

∴ เลือกใช้ความเค้นเฉือนที่ $\tau = 91.23 \text{ N/mm}^2$

จากตารางที่ 2.2 $C_m = 1.5, C_t = 1$

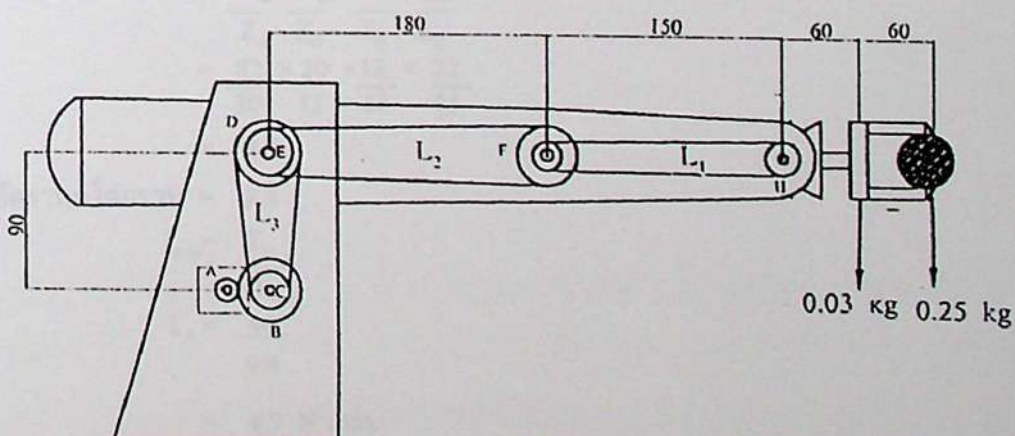
จาก
$$d^3 = \frac{16 [(C_t T)^2 + (C_m M)^2]^{1/2}}{\pi \tau}$$

$$= \frac{16 [(1 \times 174.03)^2 + (1.5 \times 789.5)^2]^{1/2}}{\pi \times 91.26}$$

$$= 4.06 \text{ mm}$$

∴ จากตารางที่ 2.1 เลือกใช้เพลขนาด 6 mm

การคำนวณที่ข้อมือ (เคลื่อนที่ในแนวนอน)



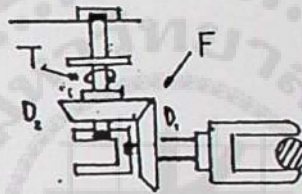
รูปที่ 3.8 แสดงแรงที่กระทำที่ข้อมือและเฟืองโซ่ที่ขบกัน

เมื่อ น้ำหนักชิ้นงาน = 0.25 kg
 น้ำหนักมือจับชิ้นงาน = 0.03 kg
 ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางกลาง $D_1 = D_2 = 32 \text{ mm}$

โดย $F = (0.25 + 0.03) \times 9.81$
 $= 2.75 \text{ N}$

จาก $T = F \times r$
 $= \frac{2.75 \times 32}{2}$
 $= 44 \text{ N} \cdot \text{mm}.$

$\therefore$ แรงบิดที่เพลลา $A_2 = 44 \text{ N} \cdot \text{mm}$



รูปที่ 3.9 แสดงแรงและแรงบิดที่เกิดที่เพลลา B

อัตราทดโดยรวมของข้อมือหมุน

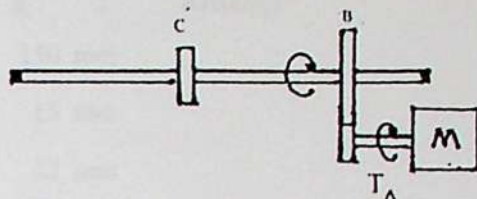
เมื่อ $Z_A = 30 \text{ ฟัน} , Z_E = 14 \text{ ฟัน}$
 $Z_B = 82 \text{ ฟัน} , Z_F = 18 \text{ ฟัน}$
 $Z_C = 11 \text{ ฟัน} , Z_G = 15 \text{ ฟัน}$
 $Z_D = 20 \text{ ฟัน} , Z_H = 22 \text{ ฟัน}$

จาก $i = \frac{Z_B \times Z_D \times Z_F \times Z_H}{Z_A \times Z_C \times Z_E \times Z_G}$
 $= \frac{82 \times 20 \times 18 \times 22}{30 \times 11 \times 14 \times 15}$
 $= 9.4$

$\therefore$ อัตราทดโดยรวม = 9.4

เมื่อ $i_{รวม} = \frac{T_H}{T_A}$
 $T_A = \frac{44}{9.4}$
 $= 4.7 \text{ N} \cdot \text{mm}.$

$\therefore$ แรงบิดที่เพลลาส่งกำลัง = 4.7 N·mm. หรือ 0.05 kg·cm.



รูปที่ 3.10 แสดงแรงบิดที่เกิดขึ้นที่เพลาส่งกำลัง

เลือกใช้มอเตอร์ที่มีทอร์ก 0.1 kg·cm ซึ่งมีความเร็ว 100 rpm เป็นมอเตอร์ที่ส่งกำลังขับเคลื่อน

หาแรงดึงโซ่

$$\begin{aligned} F' &= \frac{2 \times T_A}{D_A} \\ &= \frac{2 \times 44}{35} \\ &= 2.5 \text{ N.} \end{aligned}$$

จากความเร็วโซ่ $V = \pi D n$

เมื่อ

ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของเฟือง (D_A) = 35 mm

ความเร็วรอบมอเตอร์ (n) = 100 rpm

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi \times 35 \times 100}{60} \\ &= 183.3 \text{ mm/s} \end{aligned}$$

จากตารางที่ 2.5 น้ำหนักเฉลี่ยของโซ่ (w) = 1.31 N/mm.

จาก

$$\begin{aligned} F_{cl} &= \frac{w v^2}{g} \\ &= \frac{1.31 \times 0.1833^2}{9.81} \end{aligned}$$

$$= 0.0045 \text{ N}$$

เมื่อ

$$\begin{aligned} F &= F' + F_{cl} \\ &= 2.5 + 0.0045 \\ &= 2.5045 \end{aligned}$$

∴ แรงดึงโซ่ $F = 2.5045 \text{ N}$

จากตารางที่ 2.5 เลือกใช้โซ่เบอร์ 25 แบบแถบเดือว ซึ่งสามารถรับแรงดึงได้ 3.9 KN มีระยะพิทช์ 6.35 mm.

การคำนวณความยาวโซ่ส่งกำลัง

เลือกใช้โซ่เบอร์ 25 มีระยะพิทช์ 6.35 mm โดยใช้ส่งกำลังในการขับเคลื่อน

จาก
$$L = \frac{2c}{p_c} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} = \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi(c/p_c)}$$

โดย
$$c = 150 \text{ mm}$$

$$Z_1 = 15 \text{ mm}$$

$$Z_2 = 22 \text{ mm}$$

$$p_c = 6.35 \text{ mm}$$

$$L = \frac{2 \times 150}{6.35} + \frac{15 + 22}{2} + \frac{(22 - 15)^2}{4\pi(150/6.35)}$$

$$L_1 = 418.5 \text{ mm}$$

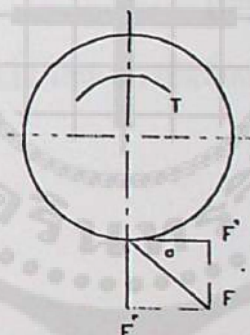
∴ ความยาวโซ่ขับข้อมือจากรูปที่ 3.6

$$L_1 = 418.5 \text{ mm}$$

$$L_2 = 462 \text{ mm}$$

$$L_3 = 281 \text{ mm}$$

หาแรงที่เฟืองกระทำ



รูปที่ 3.11 แสดงการหาแรงที่เฟืองกระทำ

เมื่อ
$$D_A = 20 \text{ mm}$$

$$T_A = 187.4 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

มุม Pressure Angle ของเฟือง = 20°

แรงในแนวสัมผัส

$$F' = \frac{2 \times T_A}{D_A}$$

$$= \frac{2 \times 187.4}{20}$$

$$= 18.74 \text{ N.}$$

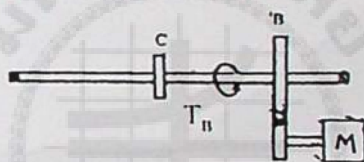
แรงในแนวตั้ง $F' = F' \times \tan 20^\circ$
 $= 18.74 \times \tan 20^\circ$
 $= 6.82 \text{ N.}$

การหาขนาดของเพลาลับข้อมือ (ในแนวนอน)

จาก แรงบิดที่ $T_A = 4.7 \text{ N}\cdot\text{mm}$
 เมื่อ $i = \frac{Z_B}{Z_A}$
 $= \frac{82}{30}$
 $= 2.73 \text{ N}\cdot\text{mm}$
 $2.73 = \frac{T_B}{4.7}$

$$T_B = 12.83 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

เนื่องจาก T_B และ T_C อยู่เพลเดียวกันแรงบิดที่เกิดขึ้นจึงเท่ากัน



รูปที่ 3.12 แสดงแรงบิดที่เพล B_2

หาแรงดึงโซ่เฟือง C

$$F' = \frac{2 \times T_C}{D_C}$$

$$= \frac{2 \times 12.83}{25}$$

$$= 1.03 \text{ N.}$$

จากความเร็วโซ่ $V = \pi D_C n$

เมื่อ ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของเฟือง C = 25 mm
 ความเร็วรอบของมอเตอร์ = 100 rpm

$$V = \frac{\pi \times 25 \times 100}{60}$$

$$= 131 \text{ mm/s}$$

$$F_a = \frac{1.31 \times 0.131^2}{9.81}$$

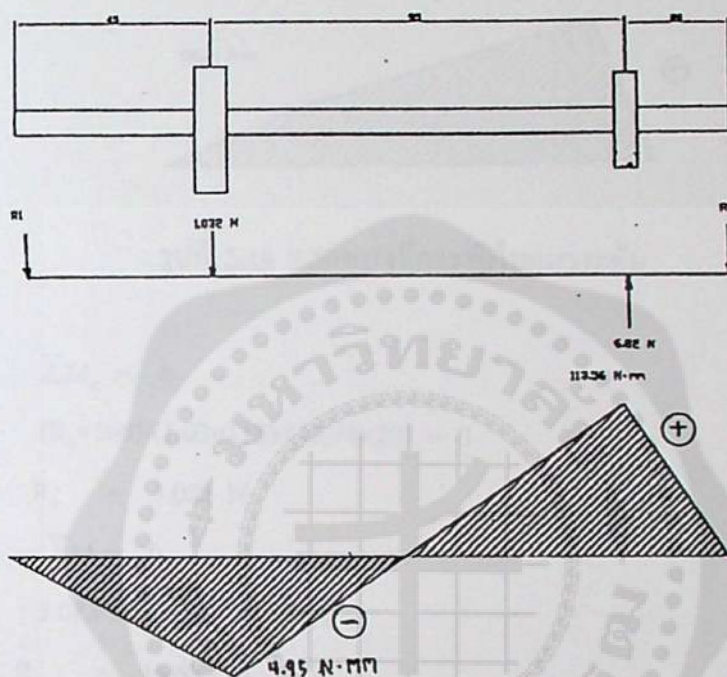
$$= 0.023 \text{ N.}$$

เมื่อ

$$\begin{aligned}
 F &= F' + F_{ct} \\
 &= 1.03 + 0.0023 \\
 &= 1.032 \text{ N.}
 \end{aligned}$$

∴ แรงค้ำโง้เพื่อง C = 1.032 N.

แรงที่กระทำในแนวดิ่ง



รูปที่ 3.13 แสดงแรงที่กระทำในแนวดิ่ง

$$\sum M_R = 0$$

$$(R_1 \times 160) + (1.032 \times 115) - (6.8 \times 20) = 0$$

$$\therefore R_1 = 0.11 \text{ N.}$$

$$\sum M_F = 0$$

$$0.11 - 1.032 + 6.82 - R_2 = 0$$

$$\therefore R_2 = 5.678 \text{ N.}$$

โมเมนต์ค้ำในแนวดิ่งที่ B และ C

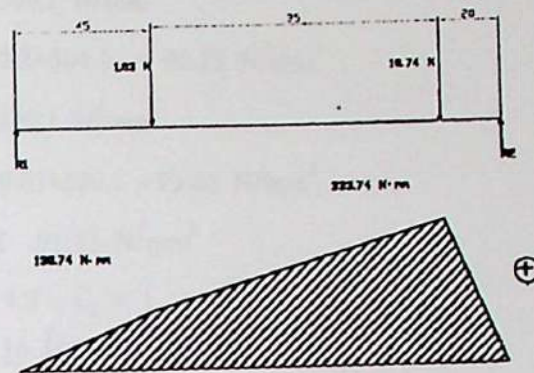
$$M_{CV} = 0.11 \times 45$$

$$= 4.95 \text{ N.}$$

$$M_{BV} = 5.678 \times 20$$

$$= 113.56 \text{ N.}$$

แรงที่กระทำในแนวระดับ



รูปที่ 3.14 แสดงแรงที่กระทำในแนวระดับ

$$\sum M_R = 0$$

$$(R_1 \times 160) - (1.03 \times 115) - (18.74 \times 20) = 0$$

$$\therefore R_1 = 3.083 \text{ N.}$$

$$\sum M_F = 0$$

$$3.083 - 1.03 - 18.74 + R_2 = 0$$

$$\therefore R_2 = 16.687 \text{ N.}$$

ฉะนั้นโมเมนต์คั่นในแนวระดับที่ B และ C คือ

$$\begin{aligned} M_C &= 3.083 \times 45 \\ &= 138.74 \text{ N mm.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_B &= 16.687 \times 20 \\ &= 333.74 \text{ N mm.} \end{aligned}$$

พิจารณา Max Bending Moment ที่เกิดขึ้นที่ B และ C

$$\begin{aligned} M_C &= \sqrt{4.95^2 + 138.74^2} \\ &= 138.83 \text{ N mm.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_B &= \sqrt{113.56^2 + 333.74^2} \\ &= 352.53 \text{ N mm.} \end{aligned}$$

$\therefore$ โมเมนต์สูงสุดเกิดขึ้นที่ตำแหน่ง B

โดย $T_B = 12.83 \text{ N mm.}$

$$M_B = 352.53 \text{ N mm.}$$

ใช้เพลาลูกกลิ้งคาร์บอน s30c

$$\sigma_y = 304.1 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = 0.3 \times 304.1 = 91.23 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_y = 520.1 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = 0.81 \times 520.1 = 93.62 \text{ N/mm}^2$$

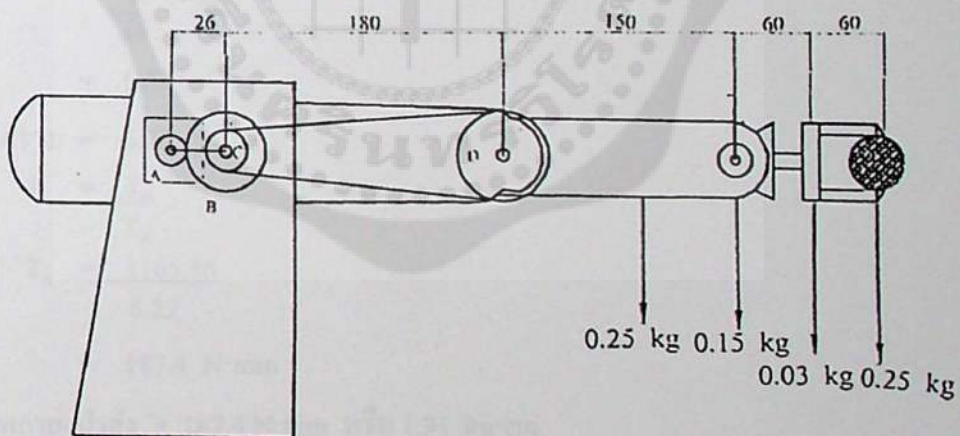
เลือกใช้ความเค้นเฉือนที่ $\tau = 91.23 \text{ N/mm}^2$

จากตารางที่ 2.2 $C_m = 1.5$, $C_t = 1$

$$\begin{aligned} \text{จาก } d^3 &= \frac{16}{\pi \tau} [(C_t T)^2 + (C_m M)^2]^{1/2} \\ &= \frac{16}{\pi \times 91.26} [(1 \times 1165.43)^2 + (1.5 \times 1843.06)^2]^{1/2} \\ &= 3.1 \end{aligned}$$

∴ จากตารางที่ 2.1 เลือกใช้เพลารขนาด 6 mm.

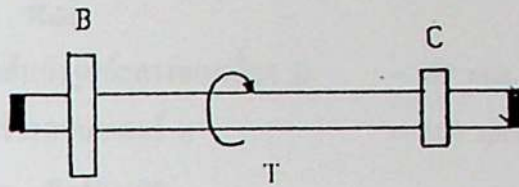
การคำนวณที่ข้อต่อ



รูปที่ 3.15 แสดงตำแหน่งที่แรงกระทำและตำแหน่งที่กระทำ

เมื่อ	น้ำหนักชิ้นงาน	= 0.25 kg
	น้ำหนักมือจับชิ้นงาน	= 0.03 kg
	น้ำหนักเพลาลูกกลิ้งและเฟืองที่ใช้จับข้อมือทั้งสอง	= 0.15 kg
	น้ำหนักพลาสติกทั้งสองของข้อต่อ	= 0.25 kg

การหาแรงบิดที่เฟืองขับข้อต่อ



รูปที่ 3.16 แสดงแรงบิดที่เกิดขึ้นที่เฟลาขับข้อต่อ

$$\begin{aligned}\Sigma M &= [(0.25 \times 270) + (0.03 \times 210) + (0.15 \times 150) + (0.25 \times 90)] \times 9.81 \\ &= 1165.43 \text{ N}\cdot\text{mm}\end{aligned}$$

$\therefore$ แรงบิดที่เฟลา D = 1135.43 N·mm

หาอัตราทด

เมื่อ $Z_A = 18$ ฟัน , $Z_C = 12$ ฟัน

$Z_B = 48$ ฟัน , $Z_D = 28$ ฟัน

จาก $i = \frac{Z_B \times Z_D}{Z_A \times Z_C}$
 $= \frac{48 \times 28}{18 \times 12}$
 $= 6.22$

$\therefore$ อัตราทดโดยรวม = 6.22

เมื่อ $i = \frac{T_D}{T_A}$
 $T_A = \frac{1165.46}{6.22}$
 $= 187.4 \text{ N}\cdot\text{mm}$

$\therefore$ แรงบิดที่เฟลาส่งกำลัง = 187.4 N·mm หรือ 1.91 kg·cm

เลือกใช้มอเตอร์ที่มีทอร์ก 2 kg·cm ซึ่งมีความเร็ว 100 rpm เป็นมอเตอร์ที่ส่งกำลังขับเคลื่อนข้อต่อ

หาแรงดึงโซ่

$$\begin{aligned}F' &= \frac{2 \times T_D}{D_D} \\ &= \frac{2 \times 1165.43}{59} \\ &= 40 \text{ N.}\end{aligned}$$

$$F_a = \frac{w \times v^2}{g}$$

จากความเร็วโซ่ $V = \pi d n$

ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของเฟือง $D = 59 \text{ mm.}$

ความเร็วรอบมอเตอร์ $n = 100 \text{ rpm}$

$$v = \frac{\pi \times 59 \times 100}{60}$$

$$= 309 \text{ mm/s}$$

จากตารางที่ 2.5 น้ำหนักโซ่เฉลี่ย (w) $= 1.31 \text{ N/mm.}$

$$F_a = \frac{1.31 \times 0.309^2}{9.81}$$

$$= 0.013$$

เมื่อ

$$F = F' + F_a$$

$$= 40 + 1.3$$

$$= 40.013$$

$\therefore$ แรงดึงโซ่ $F = 40.013 \text{ N}$

จากตารางที่ 2.5 เลือกใช้โซ่เบอร์ 25 แบบแถบเดี่ยว ซึ่งสามารถรับแรงดึงได้ 3.9 KN มีระยะพิช 6.35 mm.

การคำนวณความยาวโซ่ส่งกำลัง

เลือกใช้โซ่เบอร์ 25 มีระยะพิช 6.35 mm โค้บใช้ส่งกำลังในการขับเคลื่อน

จาก
$$\frac{L}{P_c} = \frac{2c}{P_c} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi(c/P_c)}$$

โดย

$$c = 90 \text{ mm}$$

$$Z_1 = 12 \text{ mm}$$

$$Z_2 = 28 \text{ mm}$$

$$P_c = 6.35 \text{ mm}$$

$$\frac{L}{6.35} = \frac{2 \times 90}{6.35} + \frac{28 + 12}{2} + \frac{(28 - 12)^2}{4\pi(90/6.35)}$$

$$L = 316.13 \text{ mm}$$

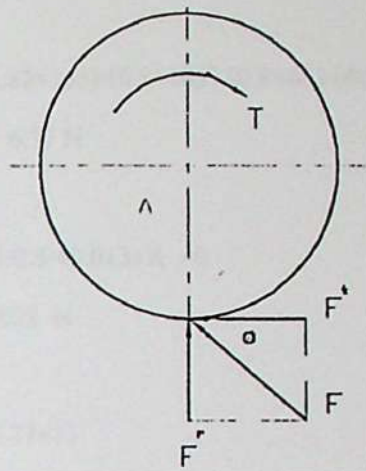
$\therefore$ ความยาวโซ่ขับเคลื่อน $= 316.13 \text{ m}$

การหาแรงที่เฟืองกระทำ

จาก
$$F = F' + F''$$

$$F' = \frac{2T_A}{D_A}$$

แรงบิดที่เฟือง $A = 187.4 \text{ N}\cdot\text{mm}$



รูปที่ 3.17 แสดงแรงที่เฟืองกระทำ

ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง A = 20 mm.

มุม Pressure Angle = 20°

$$\begin{aligned} \text{แรงในแนวสัมผัส} &= \frac{2 \times 187.4}{20} \\ &= 18.74 \text{ N.} \end{aligned}$$

$\therefore$ แรงในแนวสัมผัส = 18.74 N.

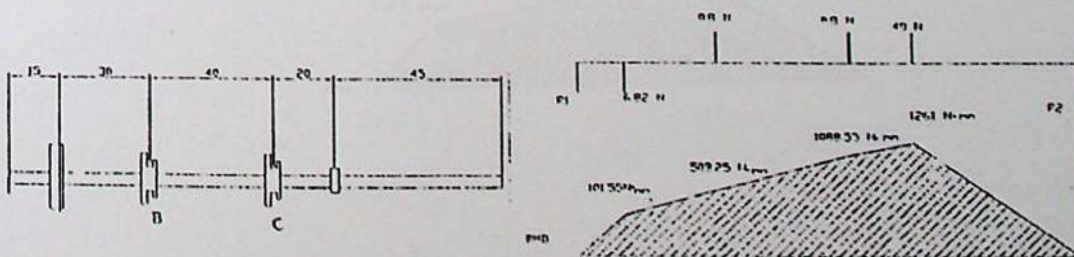
$$\begin{aligned} \text{และ} \quad F' &= F' \times \tan 20^\circ \\ &= 18.74 \times \tan 20^\circ \\ &= 6.82 \text{ N.} \end{aligned}$$

$\therefore$ แรงในแนวรัศมี = 6.82 N.

การคำนวณหาขนาดของเพลาน้ำหนักที่ขับเคลื่อน

แรงที่กระทำในแนวดิ่ง

เมื่อ น้ำหนักเฟือง B และ C = 0.8 N



รูปที่ 3.18 แสดงแรงที่กระทำในแนวดิ่งของข้อต่อ

$$\Sigma M_R = 0$$

$$(R_1 \times 150) + (6.82 \times 135) - (0.8 \times 105) - (0.8 \times 65) - (40.013 \times 45) = 0$$

$$\therefore R_1 = 6.77 \text{ N}$$

$$\Sigma M_F = 0$$

$$6.77 + 6.82 - 0.8 - 0.8 - 40.013 + R = 0$$

$$\therefore R_2 = 28.023 \text{ N}$$

โมเมนต์คัตในแนวดิ่งคือ

$$M_{AV} = 6.77 \times 15$$

$$= 101.55 \text{ N}$$

$$M_{BV} = (6.77 \times 45) + (6.82 \times 30)$$

$$= 509.25 \text{ N}$$

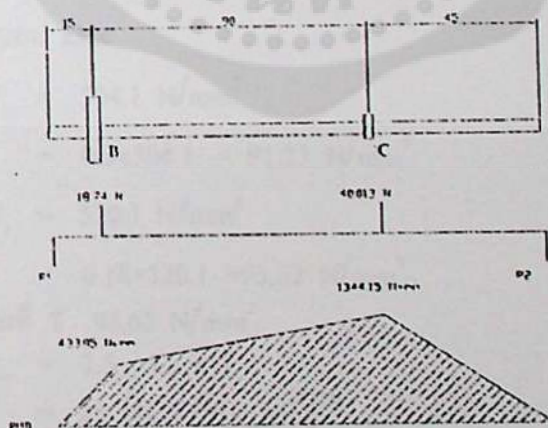
$$M_{CV} = (6.77 \times 95) + (6.82 \times 70) - (0.8 \times 40)$$

$$= 108.55 \text{ N}$$

$$M_{DV} = 28.023 \times 45$$

$$= 1261 \text{ N}$$

แรงที่กระทำในแนวระดับ



รูปที่ 3.19 แสดงแรงที่กระทำในแนวระดับ

$$\Sigma M_R = 0$$

$$(R_1 \times 150) - (18.74 \times 135) - (40 \times 45) = 0$$

$$\therefore R_1 = 28.87 \text{ N}$$

$$\Sigma M_F = 0$$

$$28.87 - 18.74 - 40 + R_2 = 0$$

$$\therefore R_2 = 29.87 \text{ N}$$

โมเมนต์คัตในแนวระดับ คือ

$$\begin{aligned} M_{AH} &= 28.87 \times 15 \\ &= 433.05 \text{ N mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{DH} &= 29.87 \times 45 \\ &= 1344.15 \text{ N mm} \end{aligned}$$

พิจารณาโมเมนต์คัตสูงสุดที่ A และ D

$$\begin{aligned} M_A &= \sqrt{101.55^2 + 433.05^2} \\ &= 444.8 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_D &= \sqrt{1261^2 + 1344.15^2} \\ &= 1843.06 \text{ N} \end{aligned}$$

$\therefore$ โมเมนต์สูงสุดเกิดขึ้นที่ตำแหน่ง D

โดย $T = 1165.43 \text{ N mm}$

$$M = 1843.06 \text{ N mm}$$

ใช้เพลาลูกกลิ้งคาร์บอน s30c

$$\sigma_y = 304.1 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = 0.3 \times 304.1 = 91.23 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_y = 520.1 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = 0.18 \times 520.1 = 93.62 \text{ N/mm}^2$$

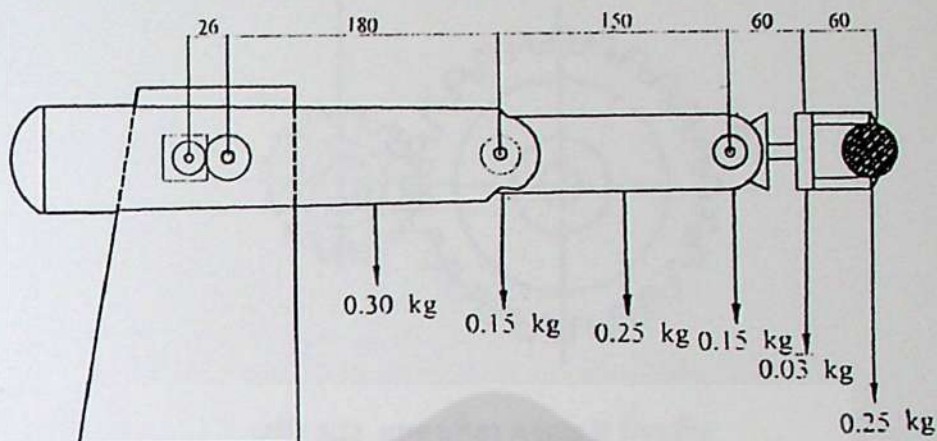
เลือกใช้ความเค้นเฉือนที่ $\tau = 96.62 \text{ N/mm}^2$

จากตารางที่ 2.2 $C_m = 1.5$, $C_t = 1$

$$\begin{aligned} \text{จาก } d^3 &= \frac{16}{\pi \tau} [(C_t T)^2 + (C_m M)^2]^{1/2} \\ &= \frac{16}{\pi \times 96.62} [(1 \times 1165.43)^2 + (1.5 \times 1843.06)^2]^{1/2} \\ &= 5.46 \end{aligned}$$

$\therefore$ จากตารางที่ 2.2 เลือกใช้เพลขนาด 8 mm

การคำนวณที่หัวไหล่



รูปที่ 3.20 แสดงแรงที่กระทำของเฟืองที่ขบกันของหัวไหล่

เมื่อ	น้ำหนักชิ้นงาน	=	0.25 kg
	น้ำหนักมือจับชิ้นงาน	=	0.03 kg
	น้ำหนักเฟลาและเฟืองที่ใช้จับข้อมือทั้งชุด	=	0.15 kg
	น้ำหนักพลาสติกทั้งชุดของข้อศอก	=	0.25 kg
	น้ำหนักเฟลาและเฟืองที่ใช้จับข้อศอกทั้งชุด	=	0.15 kg
	น้ำหนักพลาสติกของชุดหัวไหล่	=	0.30 kg

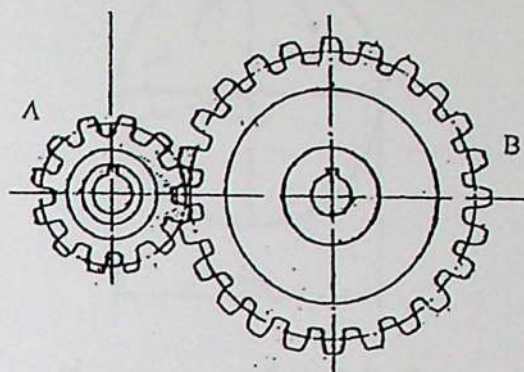
การหาแรงบิดที่เฟืองจับหัวไหล่

$$\begin{aligned}\Sigma M &= [(0.25 \times 450) + (0.03 \times 390) + (0.15 \times 330) + (0.25 \times 255) + (0.15 \times 180) + \\ &\quad (0.3 \times 90)] \times 9.81 \\ &= 2859.16 \text{ N}\cdot\text{mm}\end{aligned}$$

$\therefore$ แรงบิดที่เฟือง B = 2859.13 N·mm.

จาก

$$\begin{aligned}i &= \frac{Z_R}{Z_A} \\ &= \frac{28}{20} \\ &= 1.4\end{aligned}$$



รูปที่ 3.21 แสดงเฟือง A และ B ที่ขบกัน

เมื่อ

$$i = \frac{T_B}{T_A}$$

$$T_A = \frac{2859.13}{1.4}$$

$$= 2042.24 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$\therefore$ แรงบิดที่เพลาส่งกำลัง = 2042.24 N·mm หรือ 20.82 kg·cm

เลือกใช้มอเตอร์ที่ขับรับทอร์ก 0.5 kg·cm ที่มีเกียร์ทด 1:50 โดยสามารถขับแรงบิดได้ 25 kg·cm
มีความเร็วรอบ 100 rpm

หาแรงที่เฟืองกระทำ

$$D_A = 22 \text{ mm}$$

$$D_B = 30 \text{ mm}$$

$$\text{มุม Pressure Angle} = 20^\circ$$

$$\text{แรงในแนวสัมผัส } F' = \frac{2 \times T_A}{D_A}$$

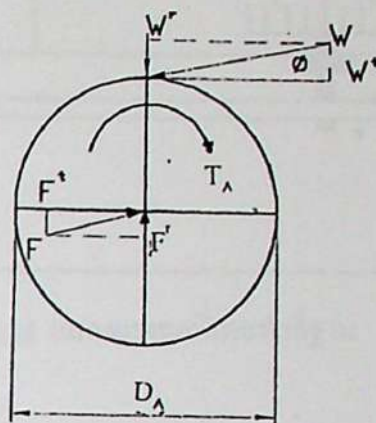
$$= \frac{2 \times 2042.24}{22}$$

$$= 185.7 \text{ N}$$

$$\text{แรงในแนวตั้ง } F'' = F' \times \tan 20^\circ$$

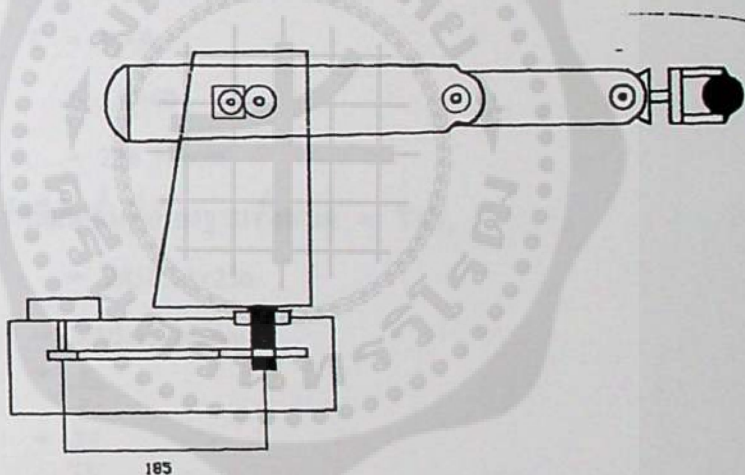
$$= 185.7 \times \tan 20^\circ$$

$$= 67.6 \text{ N}$$



รูปที่ 3.22 แสดงแรงที่กระทำกับเฟือง A

การคำนวณพื้นฐาน



รูปที่ 3.23 แสดงตำแหน่งของแรงและเฟืองที่จับฐาน

การหาแรงบิดพื้นฐานโดยใช้แรงบิดเดียวกับหัวไหลเพราะเป็นการรับแรงในแนวตั้ง

$$\text{โดย } T = 2859.13 \text{ N.mm}$$

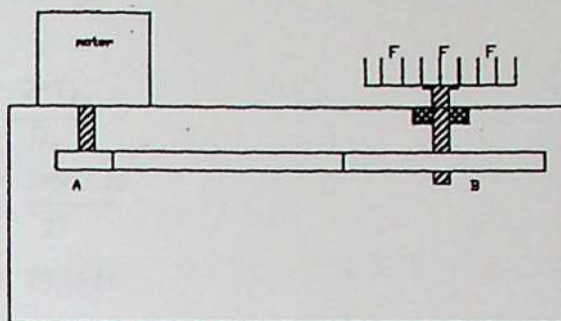
เนื่องจากมีแรงเสียดทานเกิดขึ้นระหว่างการหมุน ซึ่ง $\mu = 0.2$ จากตารางภาค

ผนวกที่ 2.1

$$\text{เมื่อ แรงกดที่กระทำ} = 3 \text{ kg.}$$

$$= 3 \times 9.81$$

$$= 29.43 \text{ N.}$$



รูปที่ 3.24 แสดงแรงกดที่กระทำที่ฐาน

$$\begin{aligned}\text{จาก } F_r &= \mu \times N \\ &= 0.2 \times 29.43 \\ &= 5.9 \text{ N.}\end{aligned}$$

$$\therefore \text{แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นที่ฐาน} = 4.51 \text{ N.}$$

เนื่องจากเฟืองที่ฐานมีรัศมี 40 mm

$$\begin{aligned}\text{ดังนั้น } T &= F_r \times R \\ &= 5.9 \times 40 \\ &= 236 \text{ N.mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\therefore \text{ทอร์กที่เกิดขึ้นที่เฟืองฐานทั้งหมด} &= T + T_r \\ &= 2856.13 + 236 \\ &= 3095.13 \text{ N.mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{จาก } i &= \frac{z_2}{z_1} \\ &= \frac{39}{12} \\ &= 3.25\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{และ } i &= \frac{T_{\text{ตาม}}}{T_{\text{จับ}}} \\ 3.25 &= \frac{3095.13}{T_{\text{จับ}}}\end{aligned}$$

$$\therefore \text{แรงบิดที่เฟืองจับ} = 952.35 \text{ N.mm หรือ } 9.7 \text{ kg.cm}$$

เลือกใช้มอเตอร์ที่รับทอร์กได้ 10 kg.cm มีความเร็วรอบ 70 rpm

การหาแรงดึงของโซ่ที่จับฐาน

$$\begin{aligned}\text{เมื่อ } T_{\text{จับ}} &= 952.35 \text{ N.mm} \\ D_{\text{จับ}} &= 27 \text{ mm} \\ n &= 70 \text{ rpm}\end{aligned}$$

จาก
$$F' = \frac{2 \times T_{\text{จับ}}}{D_{\text{จับ}}}$$

$$= \frac{2 \times 952.35}{27}$$

$$= 70.55 \text{ N.}$$

เมื่อ ความเร็วไข $V = \pi D n$

$$= \pi \times 0.027 \times \frac{70}{60}$$

$$= 0.1 \text{ m/s}$$

จากตารางที่ 2.5 น้ำหนักไขเฉลี่ย (w) = 1.31 N/mm

โดย
$$F_{\text{a}} = \frac{w \times v^2}{g}$$

$$= \frac{1.31 \times 0.1^2}{9.81}$$

$$= 0.0013 \text{ N}$$

จาก $F = F' + F_{\text{a}}$

$$= 70.55 + 0.0013$$

$\therefore$ แรงดึงของไข = 70.5513 N.

จากตารางที่ 2.5 เลือกใช้เบอร์ไข 25 แบบแถบเดี่ยว เข้าสามารถรับแรงดึงได้ 3.9 KN ซึ่งมากกว่าที่คำนวณได้

หาความยาวไขที่จับฐาน

โดย
$$\frac{L}{P_c} = \frac{2c}{P_c} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2 (C/P_c)}$$

เมื่อ $C = 185 \text{ mm}$

$Z_1 = 12 \text{ ฟัน}$

$Z_2 = 39 \text{ ฟัน}$

$P_c = 6.35 \text{ mm}$

ดังนั้น

$$\frac{L}{6.35} = \frac{2 \times 185}{6.35} + \frac{12 + 39}{2} + \frac{(39 - 12)^2}{4\pi^2 (185/6.35)}$$

$L = 535.95 \text{ mm}$

$\therefore$ ความยาวไขส่งกำลังที่ฐาน 535.95 mm

การคำนวณที่มือจับ

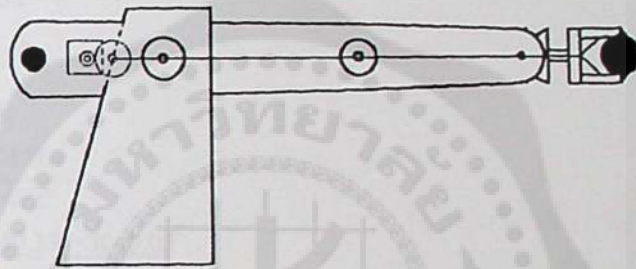
การหาแรงที่ใช้ในการจับชิ้นงาน

สปริงที่ใช้เป็นแบบขดรับแรงดึงซึ่งมีขนาดดังต่อไปนี้

$$D = \text{เส้นผ่านศูนย์กลางกลาง เฉลี่ย ของขดสปริง} = 0.5 \text{ mm.}$$

$$d = \text{เส้นผ่านศูนย์กลางกลางของขดลวดสปริง} = 0.05 \text{ mm.}$$

$$N = \text{จำนวนขดลวดสปริง} = 65 \text{ ขด}$$



รูปที่ 3.25 แสดงตำแหน่งของมือจับ

ซึ่งวัสดุที่ใช้ในการทำสปริง ASTM A 277 จะมีค่า $x = 0.19$

และ $A = 1780 \text{ N/mm}^2$.

ค่าความเค้นใช้งาน

$$\sigma_u = \frac{A}{d^x} = \frac{1780}{0.05^{0.19}} = 3144.964 \text{ N/mm}^2$$

การใช้งานเป็นแบบประเภทงานเบา เพราะฉะนั้นความเค้นเฉือนออกแบบเท่ากับ

จากสูตร

$$\begin{aligned} \tau_d &= 0.8 \times 0.334 \times \sigma_u \\ &= 0.8 \times 0.334 \times 3144.964 \\ &= 840.334 \text{ N/mm}^2. \end{aligned}$$

หาแรงที่ใช้ในการดึงสปริง

จากสูตร

$$\tau_d = \frac{8K F_c}{\pi d^2}$$

โดย

K = ความแข็งของสปริง

G = โมดูลัส ความบิดหยุ่น

จาก

$$K = \frac{d^4 G}{8 D^3 N}$$

G = โมดูลัสความยืดหยุ่นในการเฉือนของวัสดุที่ใช้ทำสปริง

$$= 79.2 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$$

$$K = \frac{0.05^4 \times 79.2 \times 10^3}{8 \times 0.5^3 \times 65}$$

$$= 7.615 \times 10^{-3} \text{ N/mm.}$$

C = ค่าดัชนีของสปริง

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

$$= \frac{0.5}{0.05}$$

$$= 10$$

หาแรงที่ใช้ในการค้ำสปริง

$$F = \frac{\tau d \pi d^2}{8 K C}$$

$$= \frac{840.334 \times \pi \times 0.05^2}{8 \times 7.615 \times 10^{-3} \times 10}$$

$$= 10.834 \text{ N}$$

$\therefore$ แรงที่ต้องใช้ในการค้ำสปริงมีค่าเท่ากับ $= 10.834 \text{ N}$.

หาแรงบิดที่ใช้ใช้งาน

จาก

$$T = F \cdot r$$

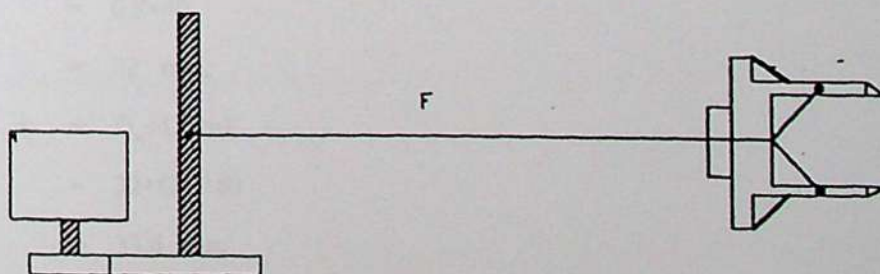
r = รัศมีเพลลา

$$= 0.4 \text{ mm.}$$

$$T = 10.834 \times 0.4$$

$$= 4.334 \text{ N} \cdot \text{mm.}$$

$\therefore$ แรงบิดที่เพลลา $= 4.334 \text{ N} \cdot \text{mm.}$



รูปที่ 3.26 แสดงแรงค้ำสปริงและแรงบิดที่เพลลา

จากอัตราทด

$$i = \frac{D_2}{D_1}$$

$$D_2 = \text{ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเฟืองตาม} \\ = 50 \text{ mm.}$$

$$D_1 = \text{ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเฟืองขับ} \\ = 15 \text{ mm.}$$

$$i = \frac{50}{15} \\ = 3.33$$

$$i = \frac{T_2}{T_1}$$

$$3.33 = \frac{T_2}{T_1}$$

∴ แรงบิดที่เพลาส่งกำลัง = 1.3 N·mm. หรือ 0.013 kg·cm.

เลือกใช้มอเตอร์ที่มีทอร์ก 2 kg·cm ซึ่งมีความเร็ว 100 rpm เป็นมอเตอร์ที่ส่งกำลังขับมือจับขึ้นงาน

การคำนวณหาขนาดเฟืองตรงและเฟืองจานโซ่

หาขนาดเฟืองตรงที่ขับข้อมือขึ้น-ลง

$$Z_A = \text{จำนวนฟันเฟืองที่เพลามอเตอร์} = 40 \text{ ฟัน}$$

$$m = \text{โมดูล} = 0.8 \text{ mm.}$$

$$D_A = \text{เส้นผ่าศูนย์กลางพิทช์}$$

$$d_g = \text{เส้นผ่าศูนย์กลางขอดฟัน}$$

จาก

$$D_A = m \times Z$$

$$= 0.8 \times 40$$

$$= 32 \text{ mm.}$$

และ

$$d_g = D_A + (2 \times m)$$

$$= 32 + (2 \times 0.8)$$

$$= 33.6 \text{ mm.}$$

หาขนาดจานโซ่ที่ขับข้อมือขึ้น-ลง

$$p = \text{ระยะพิทช์ของจานโซ่} = 6.35 \text{ mm}$$

$$Z_{II} = \text{จำนวนของฟันงานโซ่} = 18 \text{ ฟัน}$$

$$D_{II} = \text{ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางพิทช์ของงานโซ่}$$

เนื่องจากโซ่ที่ใช้เป็นแบบโซ่เกียบจะมีมุมพิทช์ คือ

$$\begin{aligned}\phi &= 360^\circ \\ &\quad \frac{Z_{II}}{18} \\ &= \frac{360^\circ}{18} \\ &= 20^\circ\end{aligned}$$

$$\therefore \text{มุมพิทช์ของเฟืองโซ่} = 20^\circ$$

$$\begin{aligned}\text{จาก } D_{II} &= \frac{p}{[\sin(\phi/2)]} \\ &= \frac{6.35}{[\sin(20^\circ/2)]} \\ &= 36.5 \text{ mm.}\end{aligned}$$

$$\therefore \text{ขนาดงานโซ่ของข้อมือขับเคลื่อน-ลง} = 36.5 \text{ mm.}$$

หาขนาดเฟืองตรงที่ข้อมือหมุน

$$Z_A = \text{จำนวนฟันเฟืองที่เพลามอเตอร์} = 30 \text{ ฟัน}$$

$$m = \text{โมดูล} = 0.5 \text{ mm.}$$

$$D_A = \text{เส้นผ่าศูนย์กลางพิทช์}$$

$$d_s = \text{เส้นผ่าศูนย์กลางขอบฟัน}$$

$$\begin{aligned}\text{จาก } D_A &= m \times Z \\ &= 0.5 \times 30 \\ &= 15 \text{ mm.}\end{aligned}$$

$$\therefore \text{เส้นผ่าศูนย์กลางพิทช์} = 15^\circ$$

$$\begin{aligned}\text{และ } d_s &= D_A + (2 \times m) \\ &= 15 + (2 \times 0.5) \\ &= 16 \text{ mm.}\end{aligned}$$

หาขนาดงานโซ่ที่ข้อมือหมุน

$$p = \text{ระยะพิทช์ของงานโซ่} = 6.35 \text{ mm}$$

$$Z_{II} = \text{จำนวนของฟันงานโซ่} = 22 \text{ ฟัน}$$

$$D_{II} = \text{ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางพิทช์ของงานโซ่}$$

เนื่องจากโซ่ที่ใช้เป็นแบบโซ่เกียบจะมีมุมพิทช์ คือ

∴ จานโซ่สำหรับโซ่เกียบบจะมีมุมพิทช์

$$\begin{aligned}\phi &= \frac{360^\circ}{Z_{II}} \\ &= \frac{360^\circ}{22} \\ &= 16.4^\circ\end{aligned}$$

∴ มุมพิทช์ของเฟืองโซ่ = 16.4°

จาก
$$\begin{aligned}D_{II} &= \frac{p}{[\sin(\phi/2)]} \\ &= \frac{6.35}{[\sin(16.4^\circ/2)]} \\ &= 44.5 \text{ mm.}\end{aligned}$$

∴ ขนาดจานโซ่ของข้อมือขับเคลื่อน-ลง = 44.5 mm.

หาขนาดเฟืองตรงที่ข้อศอก

Z_A = จำนวนฟันเฟืองที่เพลามอเตอร์ = 20 ฟัน

m = โมดูล = 1 mm.

D_A = เส้นผ่าศูนย์กลางพิทช์

d_s = เส้นผ่าศูนย์กลางยอดฟัน

จาก
$$\begin{aligned}D_A &= m \times Z \\ &= 1 \times 20 \\ &= 20 \text{ mm.}\end{aligned}$$

∴ เส้นผ่าศูนย์กลางพิทช์ = 20°

และ
$$\begin{aligned}d_s &= D_A + (2 \times m) \\ &= 20 + (2 \times 1) \\ &= 22 \text{ mm.}\end{aligned}$$

∴ เส้นผ่าศูนย์กลางยอดฟัน = 22°

หาขนาดจานโซ่ที่ข้อศอก

p = ระยะพิทช์ของจานโซ่ = 6.35 mm

Z_b = จำนวนของฟันจานโซ่ = 28 ฟัน

D_b = ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางพิทช์ของจานโซ่

เนื่องจากโซ่ที่ใช้เป็นแบบโซ่เกียบบจะมีมุมพิทช์ คือ

$$\phi = \frac{360^\circ}{Z_b}$$

$$= \frac{360^\circ}{28}$$

$$= 12.86^\circ$$

$$\therefore \text{มุมพิทช์ของเฟืองโซ่} = 12.86^\circ$$

$$\begin{aligned} \text{จาก } D_D &= \frac{p}{[\sin(\phi/2)]} \\ &= \frac{6.35}{[\sin(12.86^\circ/2)]} \\ &= 56.7 \text{ mm.} \end{aligned}$$

$$\therefore \text{ขนาดจานโซ่ของข้อศอก} = 56.7 \text{ mm.}$$

หาขนาดจานโซ่ที่หัวไหล

$$Z_A = \text{จำนวนฟันเฟืองที่เพลามอเตอร์} = 20 \text{ ฟัน}$$

$$Z_m = \text{จำนวนฟันเฟืองตาม} = 28 \text{ ฟัน}$$

$$m = \text{โมดูล} = 1 \text{ mm.}$$

$$D_A = \text{เส้นผ่าศูนย์กลางพิทช์}$$

$$d_s = \text{เส้นผ่าศูนย์กลางขอดฟัน}$$

จาก หาขนาดเฟืองตรงที่เฟือง A

$$\begin{aligned} D_A &= m \times Z \\ &= 1 \times 20 \\ &= 20 \text{ mm.} \end{aligned}$$

$$\therefore \text{เส้นผ่าศูนย์กลางพิทช์} = 20^\circ$$

$$\begin{aligned} \text{และ } d_s &= D_A + (2 \times m) \\ &= 20 + (2 \times 1) \\ &= 22 \text{ mm.} \end{aligned}$$

$$\therefore \text{ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางขอดฟัน} = 22 \text{ ฟัน}$$

หาขนาดเฟืองตรงที่เฟือง B

$$\begin{aligned} \text{จาก } D_B &= m \times Z_m \\ &= 1 \times 28 \\ &= 28 \text{ mm.} \end{aligned}$$

$$\therefore \text{เส้นผ่าศูนย์กลางพิทช์} = 28 \text{ mm.}$$

$$\begin{aligned} \text{และ } d_s &= D_B + (2 \times m) \\ &= 28 + (2 \times 1) \\ &= 28 \text{ mm.} \end{aligned}$$

$$\therefore \text{เส้นผ่าศูนย์กลางขอดฟัน} = 28 \text{ mm.}$$

การหาขนาดจานโซ่ที่ฐาน

$$p = \text{ระยะพิทช์ของจานโซ่} = 6.35 \text{ mm}$$

$$D_A = \text{เส้นผ่าศูนย์กลางกลางพิทช์ของจานโซ่ขับ}$$

$$D_B = \text{เส้นผ่าศูนย์กลางกลางพิทช์ของจานโซ่ตาม}$$

$$Z_A = \text{จำนวนของฟันจานโซ่} = 12 \text{ ฟัน}$$

$$Z_B = \text{จำนวนของฟันจานโซ่} = 39 \text{ ฟัน}$$

การหาขนาดจานโซ่ A

เนื่องจากโซ่ที่ใช้เป็นแบบโซ่เก็บบจะมีมุมพิทช์ คือ

$$\begin{aligned}\phi &= 360^\circ \\ &\frac{Z_D}{Z_D} \\ &= \frac{360^\circ}{12} \\ &= 30^\circ\end{aligned}$$

$$\therefore \text{มุมพิทช์ของเฟืองโซ่} = 30^\circ$$

$$\begin{aligned}\text{จาก } D_D &= \frac{p}{[\sin(\phi/2)]} \\ &= \frac{6.35}{[\sin(30^\circ/2)]} \\ &= 24.5 \text{ mm.}\end{aligned}$$

$$\therefore \text{ขนาดของจานโซ่ที่เฟือง A} = 24.5 \text{ mm.}$$

การหาขนาดจานโซ่ B

เนื่องจากโซ่ที่ใช้เป็นแบบโซ่เก็บบจะมีมุมพิทช์ คือ

$$\begin{aligned}\phi &= 360^\circ \\ &\frac{Z_D}{Z_D} \\ &= \frac{360^\circ}{39} \\ &= 9.23^\circ\end{aligned}$$

$$\therefore \text{มุมพิทช์ของเฟืองโซ่} = 9.23^\circ$$

$$\begin{aligned}\text{จาก } D_D &= \frac{p}{[\sin(\phi/2)]} \\ &= \frac{6.35}{[\sin(9.23^\circ/2)]} \\ &= 78.91 \text{ mm.}\end{aligned}$$

$$\therefore \text{ขนาดของจานโซ่ที่เฟือง B} = 78.91 \text{ mm.}$$

หาขนาดเฟืองตรงที่มีมือจับ

Z_A = จำนวนฟันเฟืองที่เพลามอเตอร์ = 28 ฟัน

m = โมดูล = 0.5 mm.

D_A = เส้นผ่าศูนย์กลางกลางพิทช์

d_g = เส้นผ่าศูนย์กลางกลางขอดฟัน

จาก

หาขนาดเฟืองตรงที่เฟือง A

$$\begin{aligned} D_A &= m \times Z_A \\ &= 0.5 \times 28 \\ &= 14 \text{ mm.} \end{aligned}$$

$\therefore$ เส้นผ่าศูนย์กลางกลางพิทช์ = 14 mm.

และ

$$\begin{aligned} d_g &= D_A + (2 \times m) \\ &= 14 + (2 \times 0.5) \\ &= 15 \text{ mm.} \end{aligned}$$

$\therefore$ เส้นผ่าศูนย์กลางกลางขอดฟัน = 15 mm.

บทที่ 4

การทดสอบ

ข้อกำหนดในการทดสอบ

1. น้ำหนักที่ใช้ในการทดสอบไม่เกิน 0.25 กิโลกรัม
2. การเคลื่อนที่ของแขนกลจะเคลื่อนที่ได้ที่ละตำแหน่ง

อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ

1. สเตปปีงมอเตอร์
2. ชุดควบคุมมอเตอร์
3. ชิ้นงานที่มีน้ำหนัก 100 กรัม และ 200 กรัม

ขั้นตอนในการทดสอบ

ทำการทดสอบแขนกลโดยการควบคุมมอเตอร์ที่ละตัวโดยได้ผลการทดสอบดังนี้.

1. มอเตอร์ตัวที่ 1 จะขับเคลื่อนข้อมือโดยสามารถหมุนทำมุม 360 องศา ซึ่งผลการทดสอบ สามารถควบคุมการเคลื่อนที่ได้อย่างถูกต้อง
2. มอเตอร์ตัวที่ 2 จะขับเคลื่อนข้อมือให้เคลื่อนที่ในแนวตั้งสามารถเคลื่อนที่ได้ 200 องศา ซึ่งผลการทดสอบสามารถเคลื่อนที่ได้อย่างถูกต้อง
3. มอเตอร์ตัวที่ 3 จะขับเคลื่อนข้อศอกโดยเคลื่อนที่ในแนวตั้ง สามารถเคลื่อนที่ได้ 100 องศา ซึ่งผลการทดสอบสามารถควบคุมมอเตอร์เคลื่อนที่ได้ตามตำแหน่งที่ถูกต้อง
4. มอเตอร์ตัวที่ 4 จะขับเคลื่อนหัวไหล่ของแขนกลโดยเคลื่อนที่ในแนวตั้ง สามารถเคลื่อนที่ได้ 80 องศา ซึ่งผลการทดลองสามารถควบคุมมอเตอร์ให้เคลื่อนที่ได้ตามตำแหน่งที่ถูกต้องกลให้เคลื่อนที่ในแนวนอน

5. มอเตอร์ตัวที่ 5 เป็นมอเตอร์ที่ใช้ขับเคลื่อนฐานของแขนกลให้เคลื่อนที่ในแนวนอน เป็นมุม 180 องศา ซึ่งผลการทดสอบสามารถเคลื่อนที่ได้ตามตำแหน่งที่ถูกต้อง
6. มอเตอร์ตัวที่ 6 จะควบคุมการหยิบจับชิ้นงานที่มีขนาดไม่เกิน 60 mm ผลทดสอบ สามารถหยิบจับชิ้นงานได้ตามขนาดที่ถูกต้อง

ตารางที่ 4.1 ผลการทดลอง

Load	ชิ้นส่วน	ขอบเขตของมุม ที่เคลื่อนที่	มุมที่วัดได้	ค่าความผิดพลาด %
NO	ข้อมือขึ้น-ลง	200°	200°	0
	ข้อมือหมุน	360°	360°	0
	ข้อศอก	100°	100°	0
	หัวไหล่	80°	80°	0
	ฐาน	180°	180°	0
100 g	ข้อมือขึ้น-ลง	200°	190°	0.1
	ข้อมือหมุน	360°	360°	0
	ข้อศอก	100°	100°	0
	หัวไหล่	80°	75°	0.05
	ฐาน	180°	180°	0
200 g	ข้อมือขึ้น-ลง	200°	90°	1.1
	ข้อมือหมุน	360°	360°	0
	ข้อศอก	100°	80°	0.2
	หัวไหล่	80°	50°	0.3
	ฐาน	180°	180°	0

บทที่ 5

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองเมื่อแขนกลไม่ได้รับการระ จะสามารถเคลื่อนที่ได้ตามขอบเขตแต่เมื่อเพิ่มภาระเป็น 100 กรัมตำแหน่งต่าง ๆ ของแขนกลยังสามารถเคลื่อนที่ได้ตามขอบเขตยกเว้นหัวไหล่มุมที่เคลื่อนที่จะน้อยลง 5 องศา เมื่อเพิ่มภาระขึ้นอีกเป็น 200 กรัมจะทำให้มีภาระมากขึ้นด้วยซึ่งมุมการเคลื่อนที่ที่ตำแหน่งต่าง ๆ ของแขนกลจะมีการเคลื่อนที่ที่น้อยลง โดยข้อมือขึ้น-ลงจะเคลื่อนที่ได้ 90 องศา หัวไหล่จะเคลื่อนที่ได้ 50 องศา และข้อศอกจะเคลื่อนที่ได้ 80 องศา ส่วนฐานและข้อมือหมุนจะเคลื่อนที่ได้ตามขอบเขต ซึ่งเมื่อเพิ่มภาระขึ้นจะมีผลต่อการเคลื่อนที่ของตำแหน่งต่าง ๆ ของแขนกลด้วย โดยมุมที่เคลื่อนที่ที่น้อยลง ดังนั้นมุมของการเคลื่อนที่ที่แปรผันตามน้ำหนักของชิ้นงาน

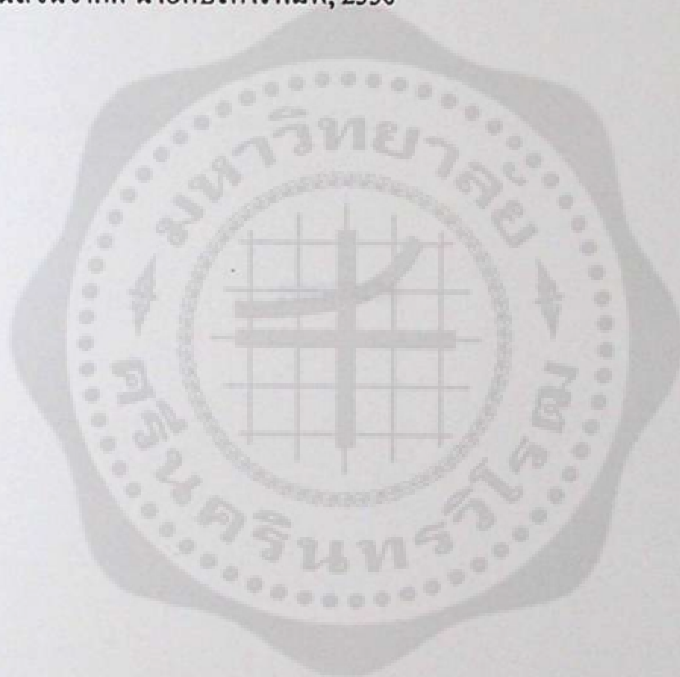
ซึ่งผลการทดลองของแขนกลแขนกลสามารถหยิบจับชิ้นงานได้และความสามารถของแขนกลจะทำงานได้โดย ใช้สเต็ปปีงมอเตอร์เป็นตัวส่งกำลังโดยใช้วงจรควบคุมมอเตอร์ ซึ่งจะทำให้การควบคุมมอเตอร์ที่ละเอียดและการควบคุมมอเตอร์ ไม่สามารถที่จะควบคุมมอเตอร์พร้อมกันทุกตัวได้ เนื่องจากเป็นข้อจำกัดของชุดควบคุมมอเตอร์ ดังนั้นจึงทำให้การหยิบจับมีขอบเขตที่จำกัดมีขอบเขตการทำงานที่ไม่กว้างนัก เนื่องจากผู้ออกย้งขาดทักษะและประสบการณ์ในการสร้างแขนกลจึงไม่สามารถที่จะออกแบบแขนกลให้ทำงานได้อย่างถูกต้องแม่นยำร้อยเปอร์เซ็นต์

ข้อเสนอแนะ

จากผลการทดลองและการวิเคราะห์การเคลื่อนที่ของแขนกลสามารถใช้งานได้ ดังนั้นการออกแบบเป็นสิ่งที่สำคัญที่สุด เราจะต้องออกแบบให้แขนกลให้มีขนาดของน้ำหนักน้อยที่สุดเท่าที่จะทำได้ เพื่อจะลดน้ำหนักของแขนกลเพราะว่าแขนกลมีขนาดน้ำหนักมากจะทำให้จะต้องใช้มอเตอร์ที่มีขนาดใหญ่ตามด้วย ส่วนการส่งถ่ายกำลังอาจจะใช้สายพานแทนโซ่เพื่อลดการเกิดเสียง

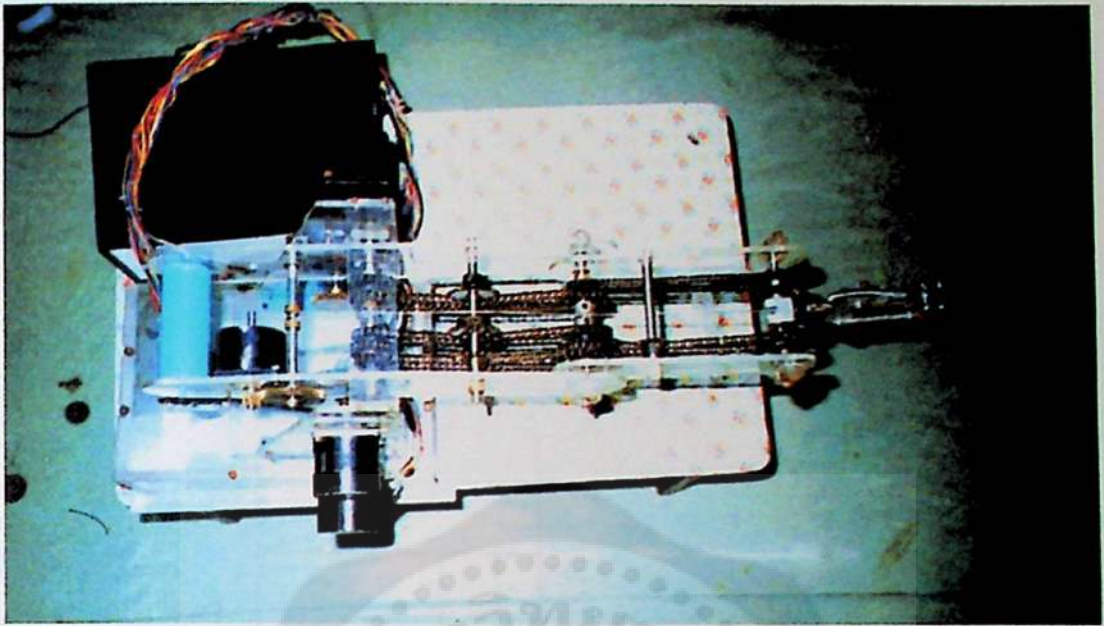
บรรณานุกรม

1. บรรเลง ศรีนิล และ ประเสริฐ ถ้วยสมบูรณ์, ตารางโลหะ, กรุงเทพฯ: สำนักพิมพ์สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, 2524
2. บัญชา คังตระกูล, ชิ้นส่วนเครื่องจักรกล, กรุงเทพฯ: บริษัท ประชารวยส์ จำกัด, 2526
3. วรวิทย์ อึ้งภากรณ์ และ ชาญ ถนังงาน, การออกแบบเครื่องจักรกล 1, พิมพ์ครั้งที่ 10, กรุงเทพฯ: บริษัท เอช.เอ็น. กรุ๊ป จำกัด, 2541
4. วรวิทย์ อึ้งภากรณ์ และ ชาญ ถนังงาน, การออกแบบเครื่องจักรกล 2, กรุงเทพฯ: ห้างหุ้นส่วนจำกัด นำอักษรการพิมพ์, 2536

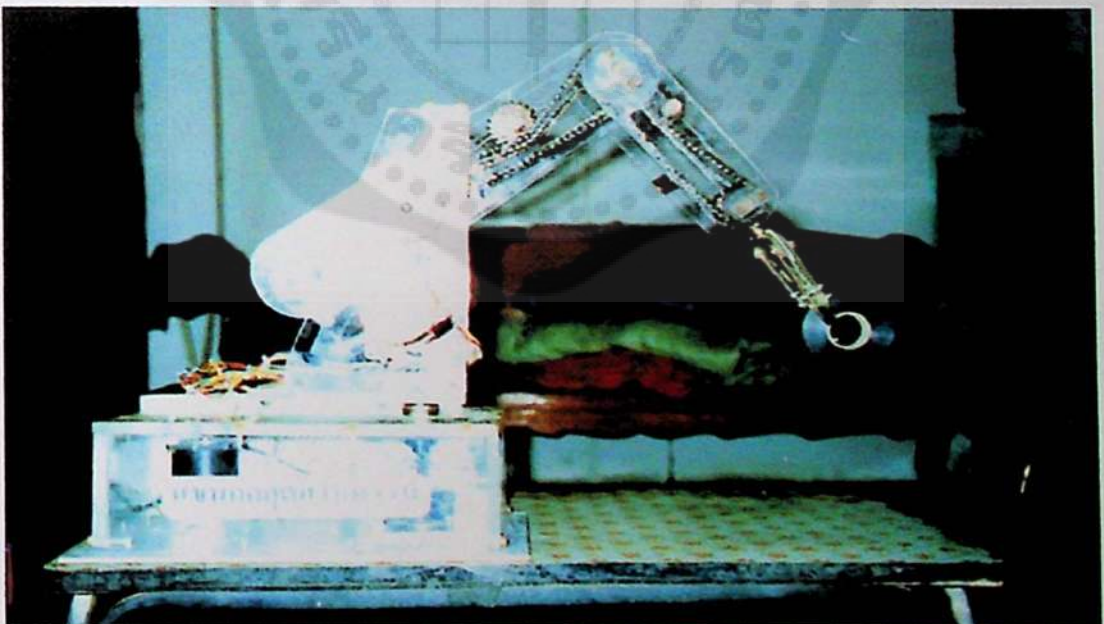


ตารางภาคผนวกที่ 2.1 ค่าสัมประสิทธิ์ของแรงเสียดทาน

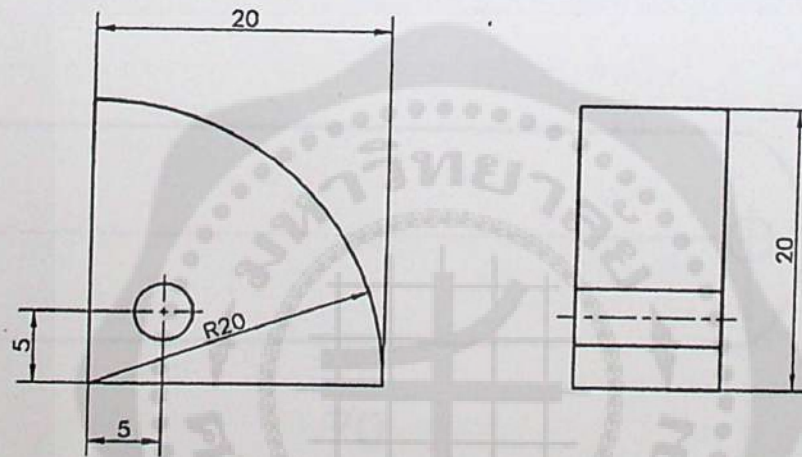
ชนิดของน้ำสัมผัส	สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน	
	แห้ง	หล่อลื่น
เหล็กหล่อกับเหล็กหล่อ	0.20	0.08-0.12
เหล็กหล่อกับเหล็กกล้า	0.30	-
เหล็กหล่อกับสัมฤทธิ์	0.10-0.20	0.10-0.20
เหล็กหล่อกับโซ่	0.30-0.65	-
เหล็กหล่อกับเส้นใย	0.05-0.10	0.05-0.10
เหล็กหล่อกับไม้	-	0.10-0.35



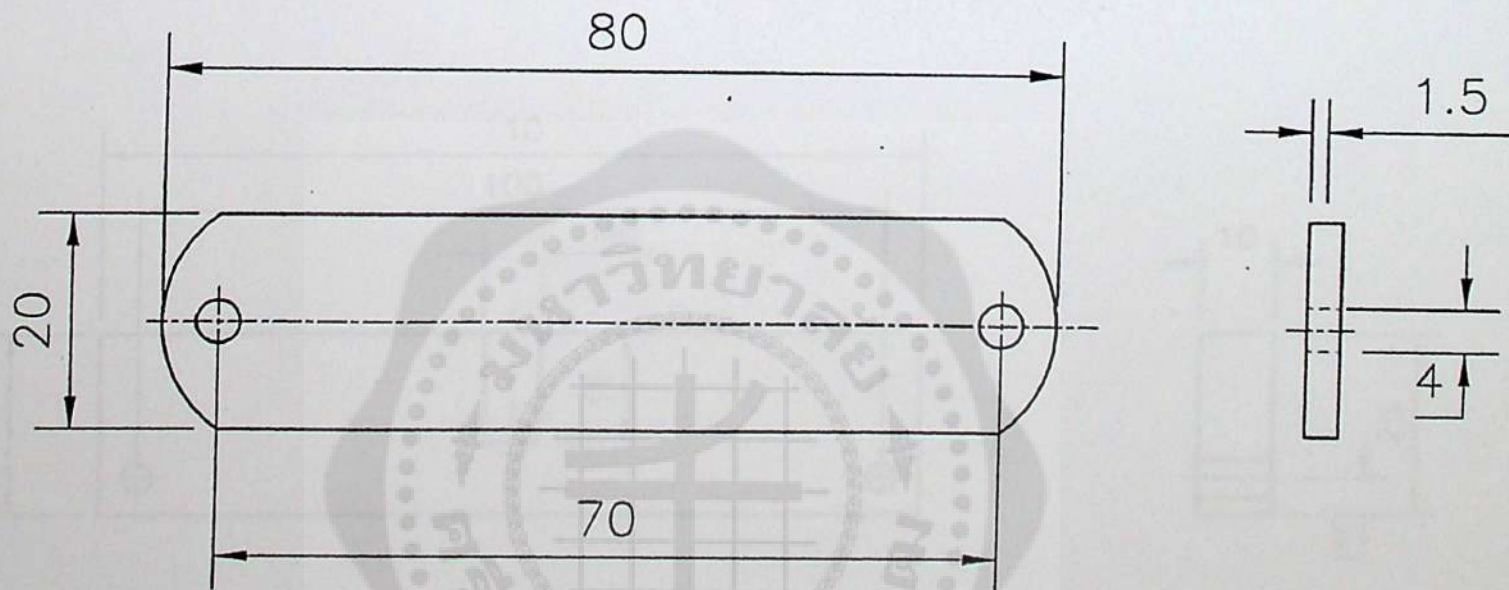
รูปภาพภาคผนวกที่ 1.1 แสดงรูปด้านบนขณะจับงาน



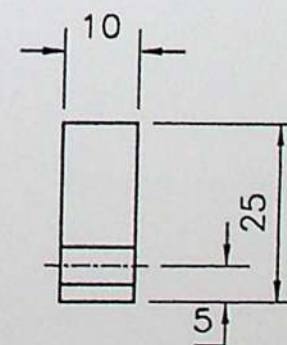
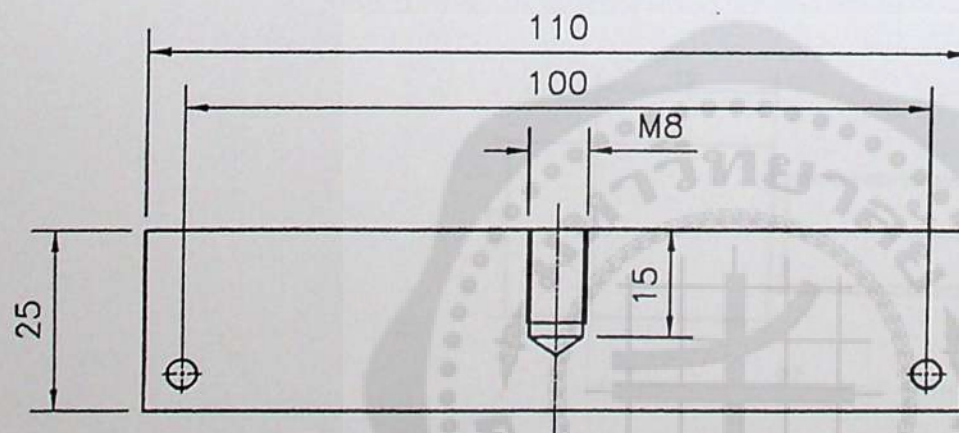
รูปภาพภาคผนวกที่ 1.2 แสดงรูปด้านข้างขณะจับงาน



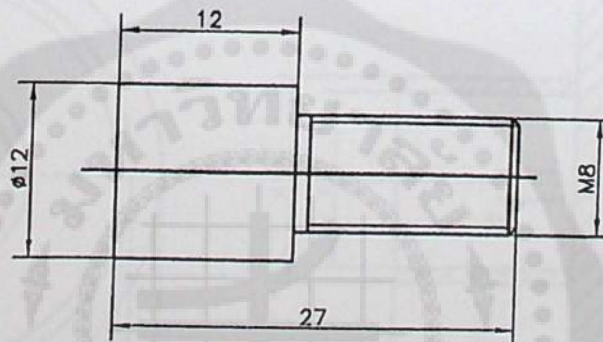
ปากมือจับ			มาตรฐาน	
ผู้จัดทำ นาโนช	ผู้ตรวจ นภะ	ผู้อนุมัติ อ.ศนทวิ	วันที่ 31/03/43	มาตรฐาน 2:1
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ		แผนกอุตสาหกรรม		
		MF-01-06	ครั้งที่ 1	แผ่นที่ 1



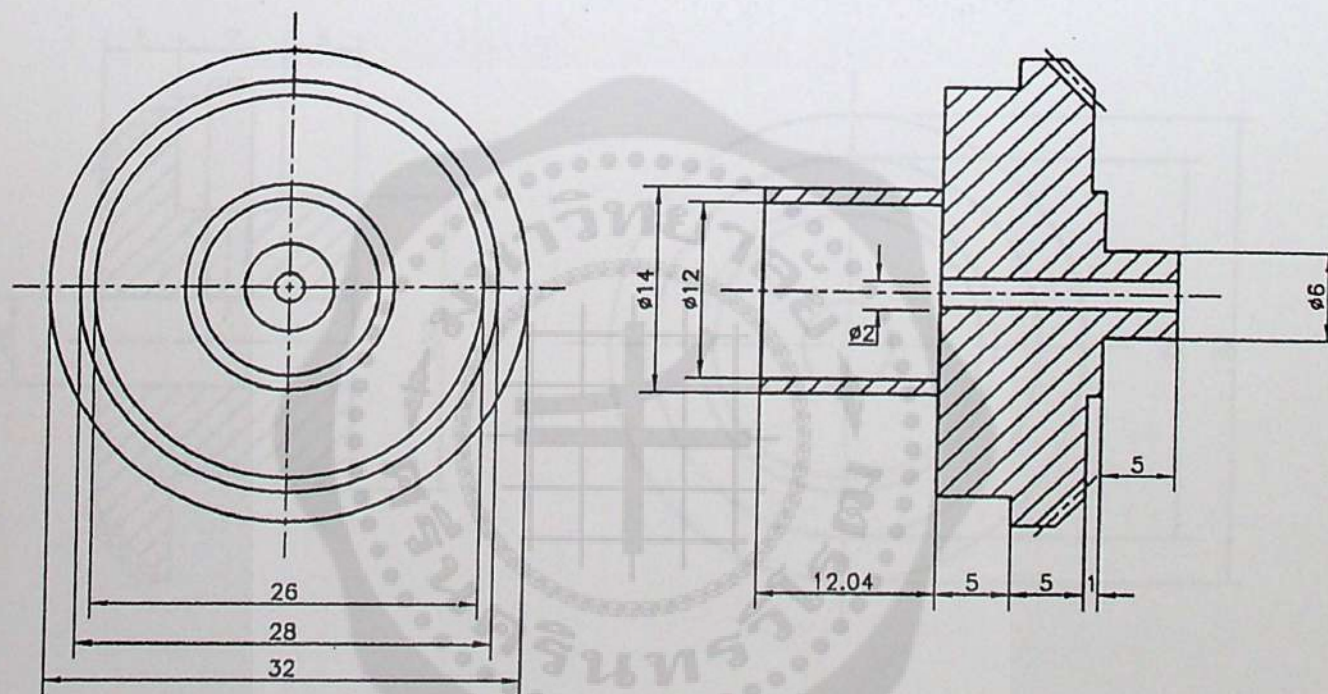
มื่อจับ 2			มาตรฐาน	
ผู้เขียน	ผู้ตรวจ	ผู้อนุมัติ	วันที่	มาตรฐาน
นายโนน	นายระ	อ.สมหวัง	31/03/43	1:5:1
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ		แขนงอุตสาหกรรม		
		MIT-01-06	แก้ไขที่ 1	แผ่นที่ 2



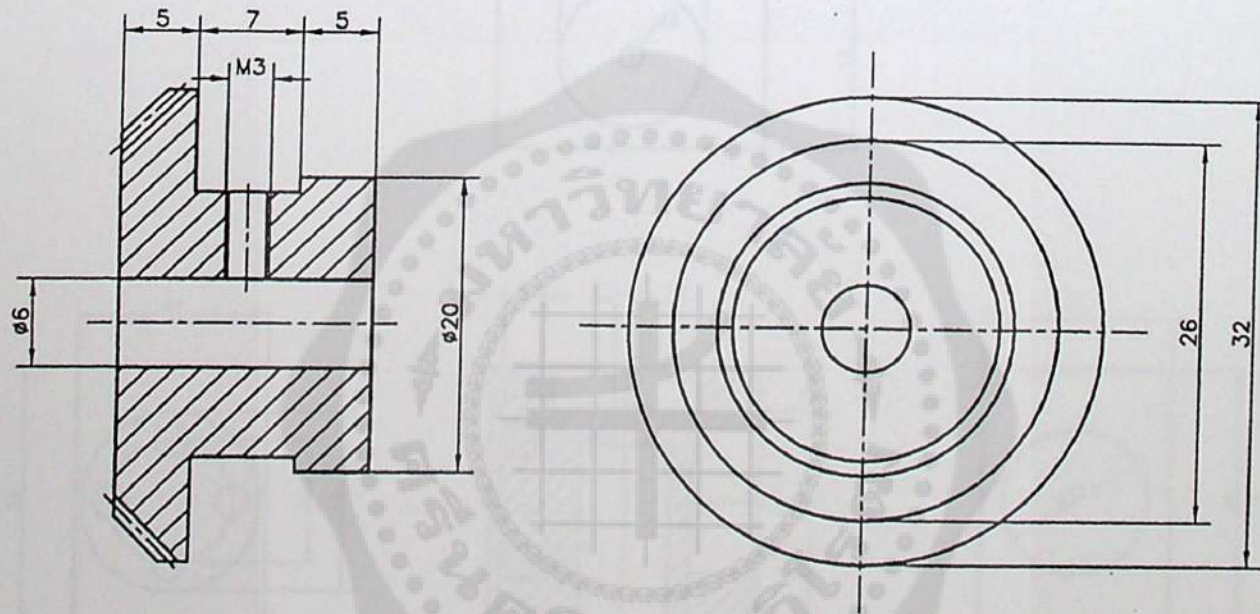
		มือจับ 1		มาตรฐาน	
ผู้เขียน	ผู้ตรวจ	ผู้ออกแบบ	วันที่	มาตรฐาน	ส่วน
นายโนน	นาย	อ.กนก	31/03/43	1:1	
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ		แบบทดสอบ			
		M 1-01-06	แก้ไขที่ 1	แผ่นที่	3



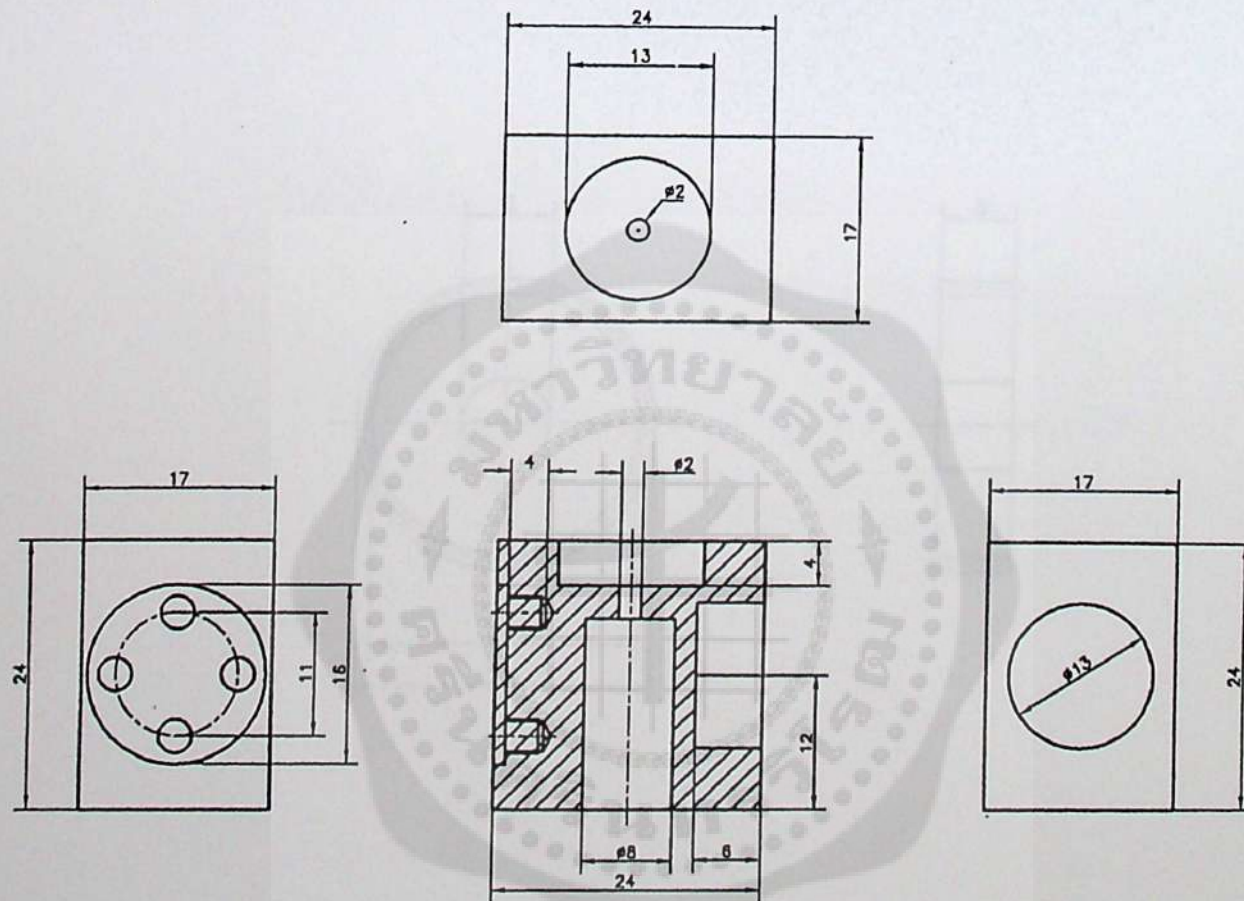
		หัวข้อมือ		มาตรฐาน	
ผู้เรียบ ภาในข	ผู้ตรวจ นมะ	ผู้อนุมัติ อ.สนทวิ	วันที่ 31/03/43	มาตรฐาน 2:1	
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ		แบบทดสอบ			
		MT-01-06		แก้ไขที่ 1	ฉบับที่ 4



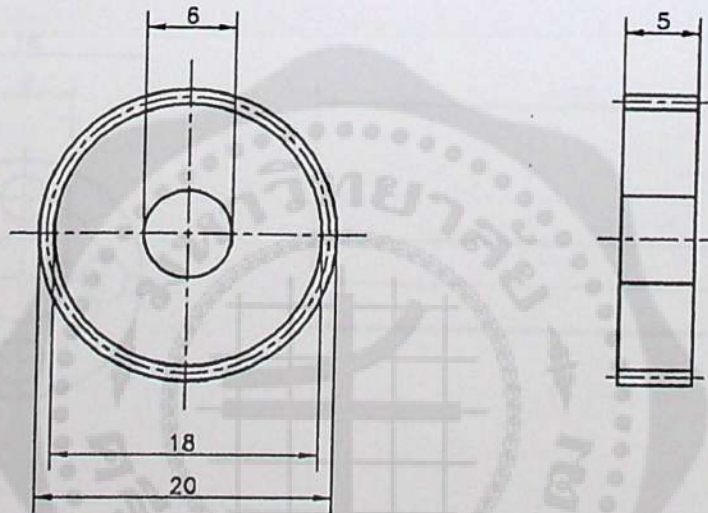
เพื่องคอกอก 1			มาตรฐาน	
ผู้เขียน	ผู้ตรวจ	ผู้อนุมัติ	วันที่	หน้าส่วน
นาโน	นาโน	อ.สนพริ	31/03/43	2:1
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ		แผนกอุตสาหกรรม		
		MT-01-06	แก้ไขที่ 1	แผ่นที่ 5



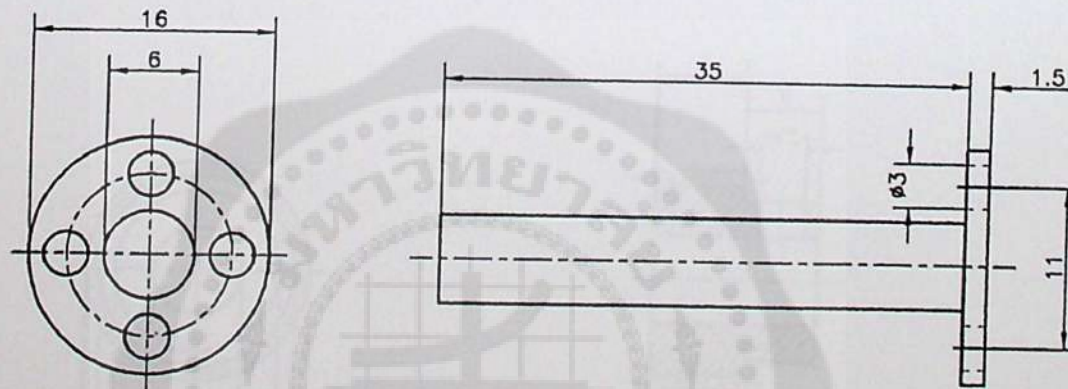
เพื่องคอกออก 2			มาตรฐาน	
ผู้เขียน	ผู้ตรวจ	ผู้อนุมัติ	วันที่	มาตราส่วน
มาโนช	มานะ	อ.สมหวัง	31/03/43	2:1
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ		แขนงอุตสาหกรรม		
		M11-01-06	แก้ไขที่ 1	แผ่นที่ 6



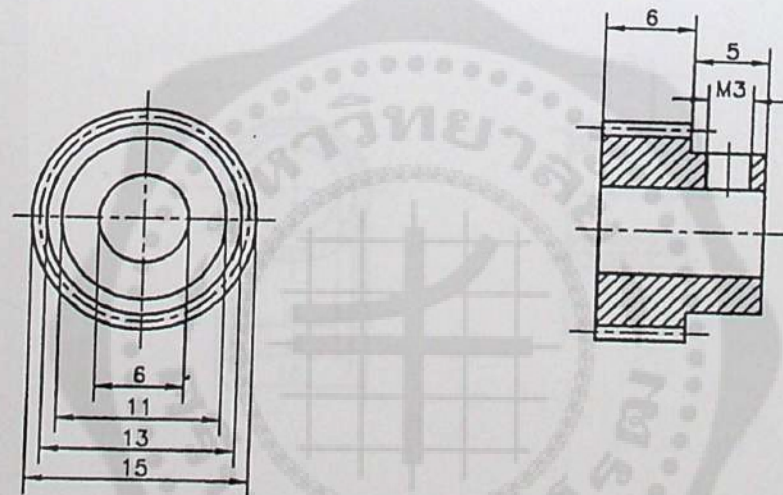
กล่องเพื่อง			มาตรฐาน	
ผู้เขียน	ผู้ตรวจ	ผู้อนุมัติ	วันที่	มาตรฐาน
นายโนน	นาย	อ.สมพร	31/03/43	1:5:1
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ			แบบทดสอบ	
			MR-01-06	แก้ไขที่ 1
			หน้า	7



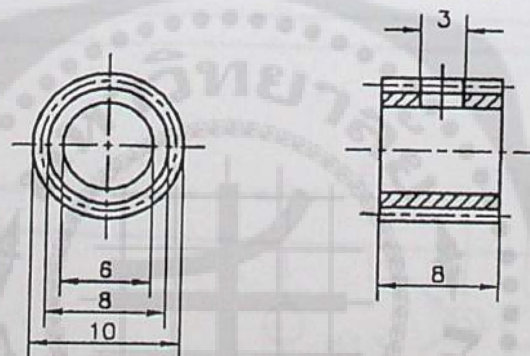
เพื่องข้อมือ 1			มาตรฐาน	
ผู้จัดทำ นายโนน	ผู้ตรวจ นาย	ผู้อนุมัติ อ.สมพร	วันที่ 31/03/43	หน้าส่วน 2:1
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ		แผนกอุตสาหกรรม		
		MT-01-06	แก้ไขที่ 1	แผ่นที่ 8



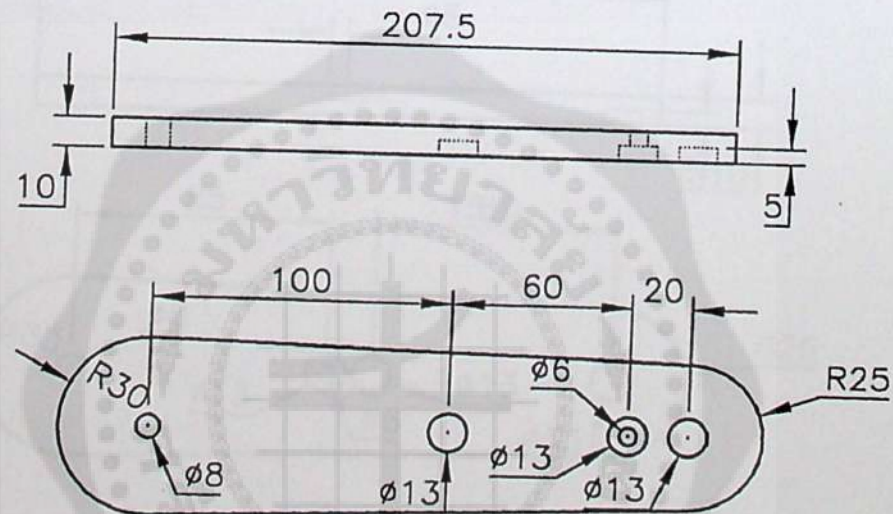
แบบร่าง			มาตรฐาน	
ผู้เขียน	ผู้ตรวจ	ผู้อนุมัติ	วันที่	ขนาดส่วน
นายโนน	นายพะ	อ.สมพร	31/03/43	2:1
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ			แบบร่างอุตสาหกรรม	
			MF-01-06	แผ่นที่ 1
				9



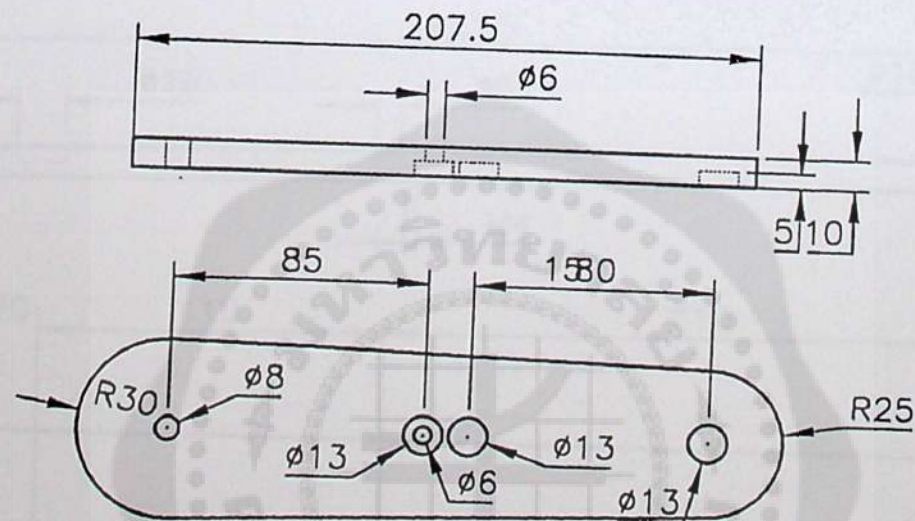
เฟืองมือจับ 4			มาตรฐาน	
ผู้เขียน นาโนช	ผู้ตรวจ นพะ	ผู้อนุมัติ อ.สนหริ	วันที่ 31/03/43	มาตราส่วน 2:1
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ		แผนกอุตสาหกรรม		
		MR-01-06	แก้ไขครั้งที่ 1	ฉบับที่ 10



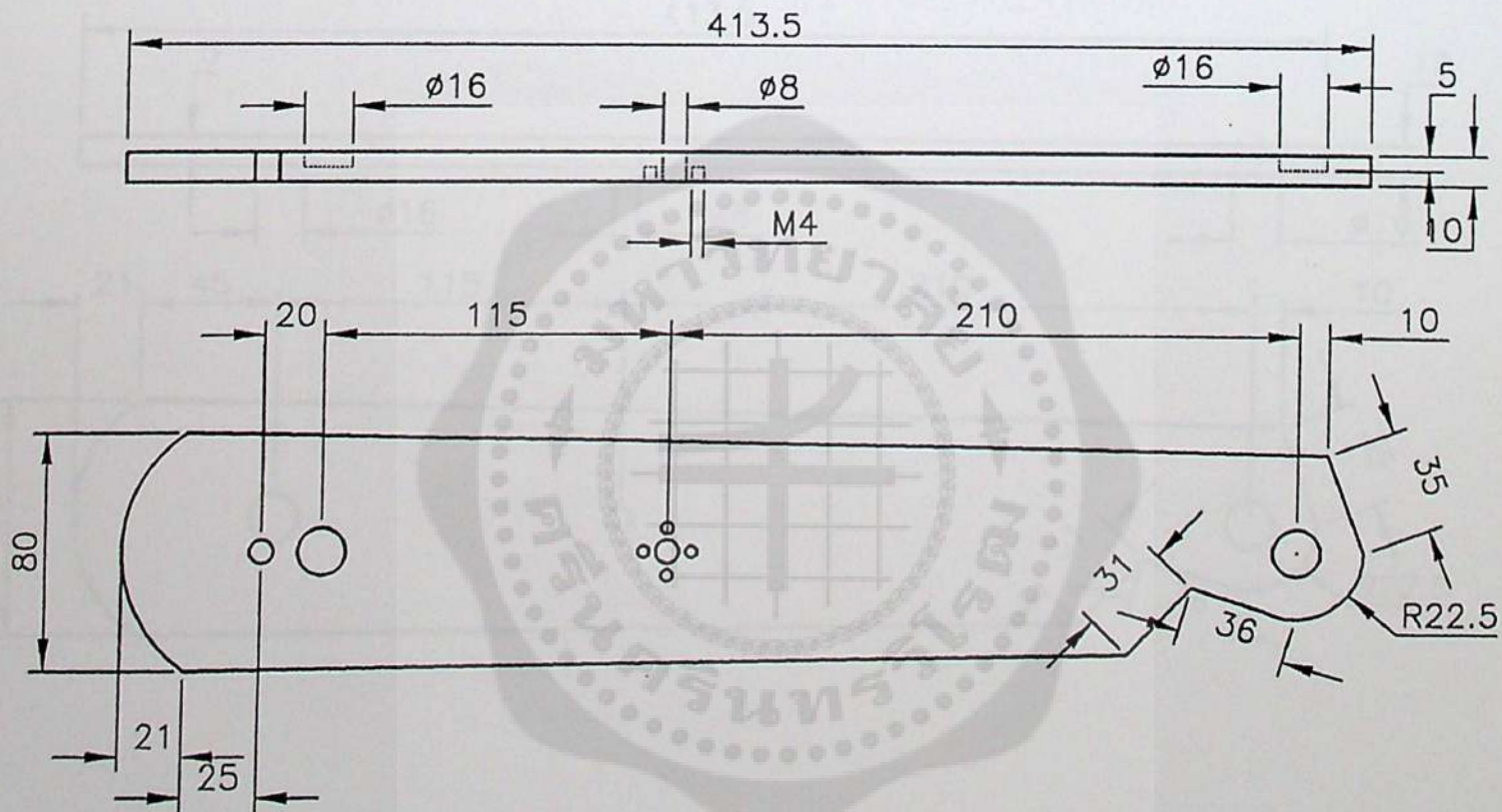
เพื่องมือจับ 3			มาตรฐาน	
ผู้เขียน นาย...	ผู้ตรวจ นาย...	ผู้ดูแล อ.สมพร	วันที่ 31/03/43	มาตราส่วน 2:1
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ		แผนกอุตสาหกรรม		
		MF-01-06	แก้ไขที่ 1	แผ่นที่ 11



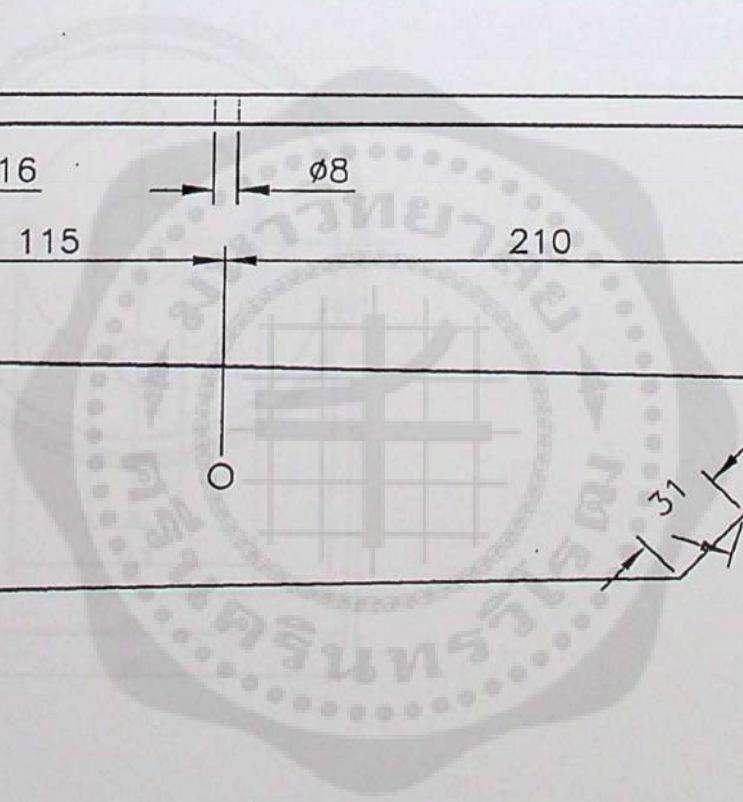
		ฟักรอบด้านขวา 1		มาตรฐาน	
ผู้จัดทำ	ผู้ตรวจ	ผู้อนุมัติ	วันที่	ขนาดตัว	
นางโนน	นางน	อ.สมพร	31/03/43	1:2:3	
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ		แผนกอุตสาหกรรม			
		MT-01-06		แก้ไขครั้งที่ 1	แผ่นที่ 12



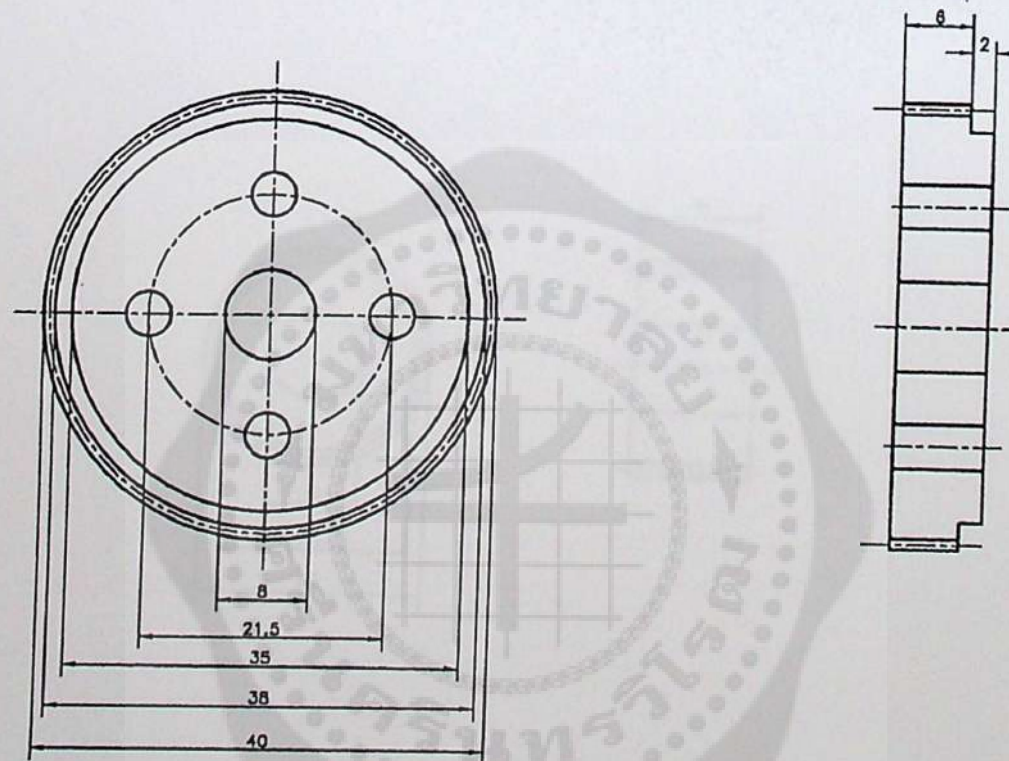
ฝักรอบด้านซ้าย 1			มาตรฐาน	
ผู้เขียน นาย	ผู้ตรวจ นาย	ผู้อนุมัติ อ.ทพ.วิ	วันที่ 31/03/43	มาตราส่วน 1:2.5
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ		แผนกอุตสาหกรรม		
		M17-01-06	แก้ไขครั้งที่ 1	แผ่นที่ 13



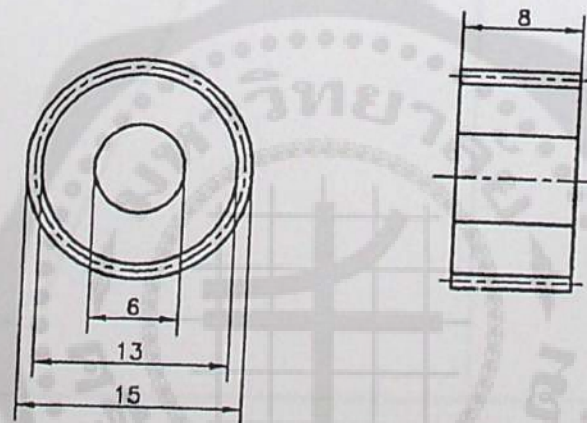
ฝักรอบด้านซ้าย 2			มาตรฐาน	
ผู้เขียน	ผู้ตรวจ	ผู้อนุมัติ	วันที่	มาตราส่วน
นาโนช	นพะ	อ.สนพริ	31/03/43	1:2.5
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ		แขนงอุตสาหกรรม		
		M T-01 06	แก้ไขครั้งที่ 1	แผ่นที่ 14



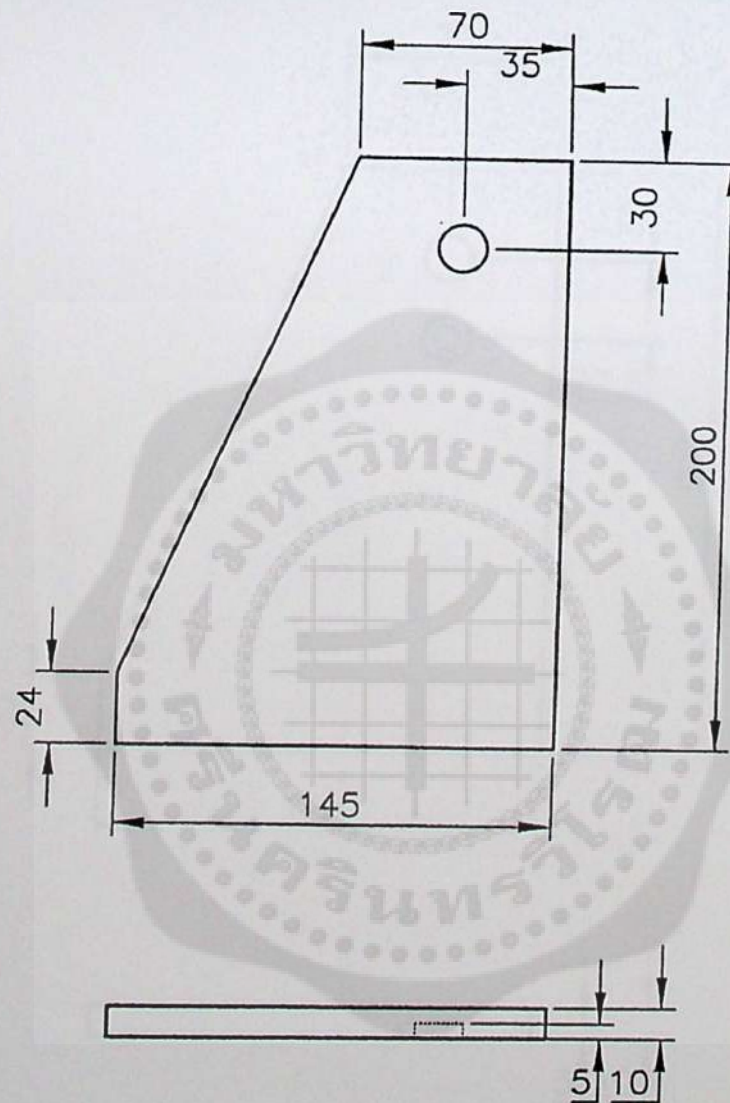
		ฝาครอบขว 2		มาตรฐาน	
ผู้จัดทำ นายบ	ผู้ตรวจ นายบ	ผู้อนุมัติ อ.สนพริ	วันที่ 31/03/43	มาตรฐาน 1:2.5	
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ			แผนกอุตสาหกรรม		
			MF-01-06	แก้ไขที่ 1	ฉบับที่ 15



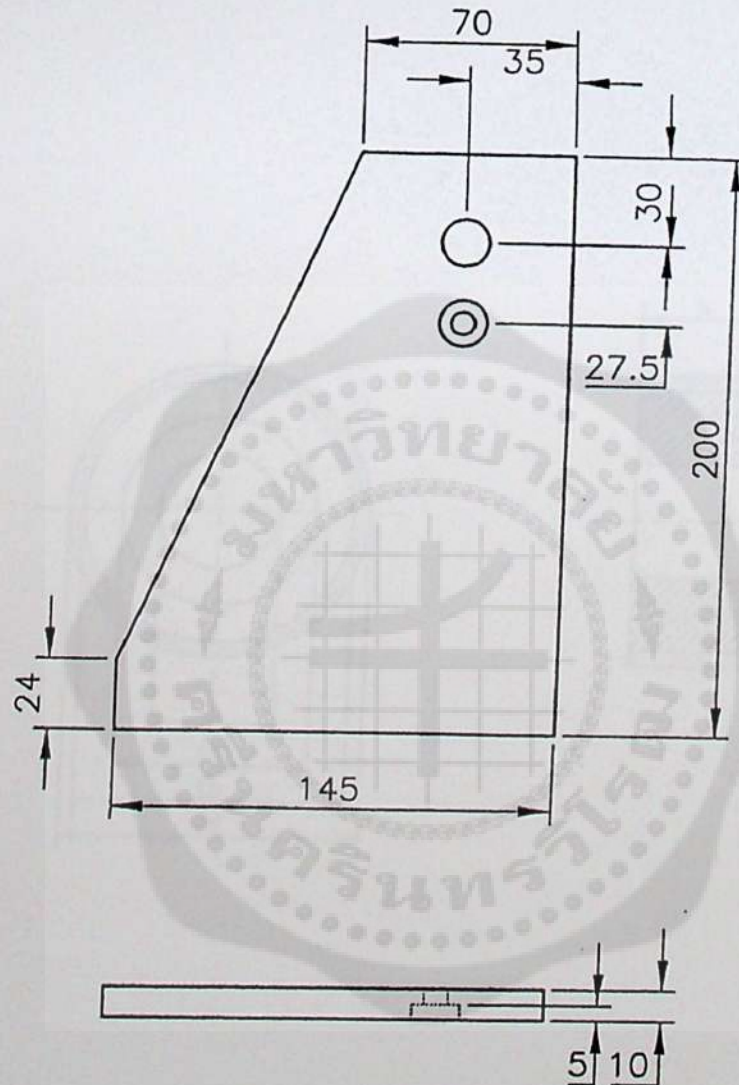
เฟืองข้อคอก 2			มาตรฐาน	
ผู้จัดทำ ภาวพ	ผู้ตรวจ นพช	ผู้อนุมัติ อ.สนพริ้ง	วันที่ 31/03/43	มาตราส่วน 1:2.5
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ		แผนกอุตสาหกรรม		
		MIT-01-06	แก้ไขครั้งที่ 1	แผ่นที่ 16



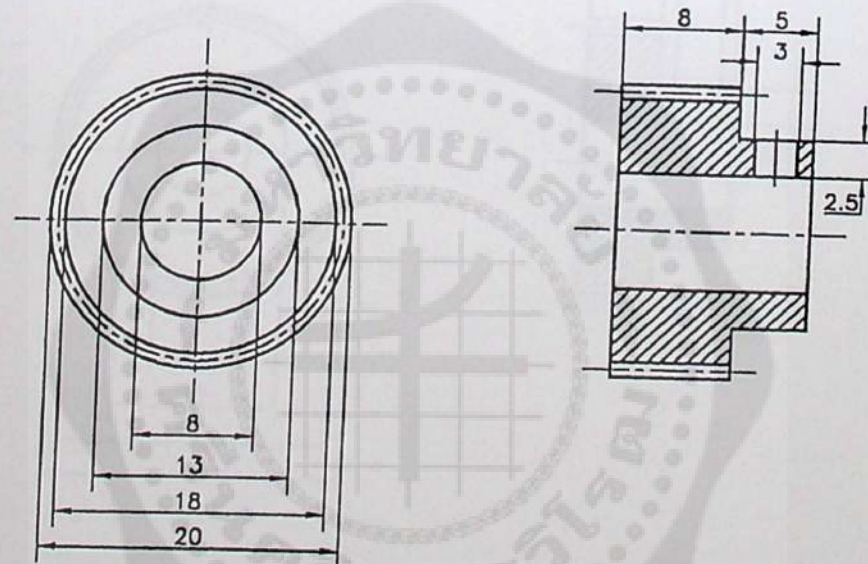
		เฟืองข้อต่อ 1		มาตรฐาน	
ผู้เรียน	ผู้ตรวจ	ผู้อนุมัติ	วันที่	ขนาดส่วน	
นาโนช	นานะ	อ.ศนทวี	31/03/43	1:2	
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ		แผนกอุตสาหกรรม			
		MIT-01-06	แก้ไขที่ 1	แผ่นที่	17



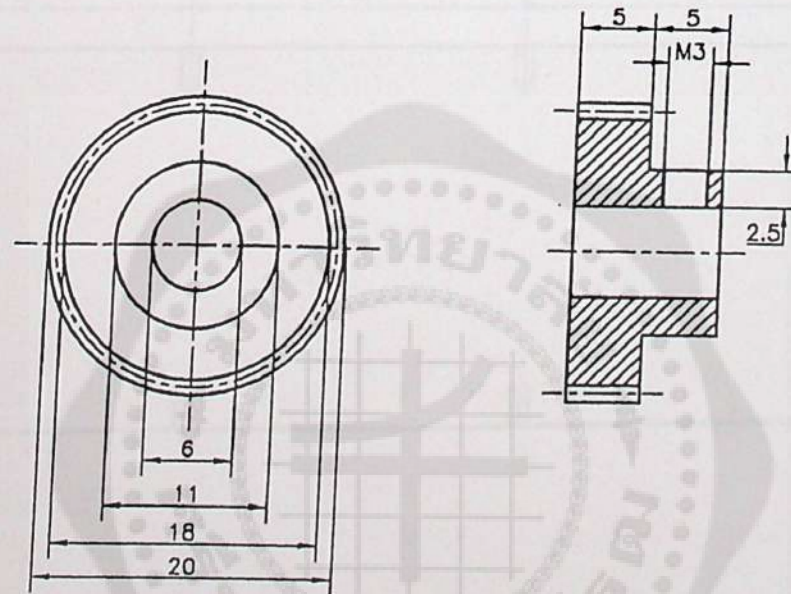
ฝักรอบซ้าย 3			มาตรฐาน	
ผู้เขียน น.โนน	ผู้ตรวจ น.นระ	ผู้อนุมัติ อ.สมพร	วันที่ 31/03/43	ขนาดส่วน 1:20
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ		แผนกอุตสาหกรรม		
		หน้า 1	แผ่นที่ 1	18



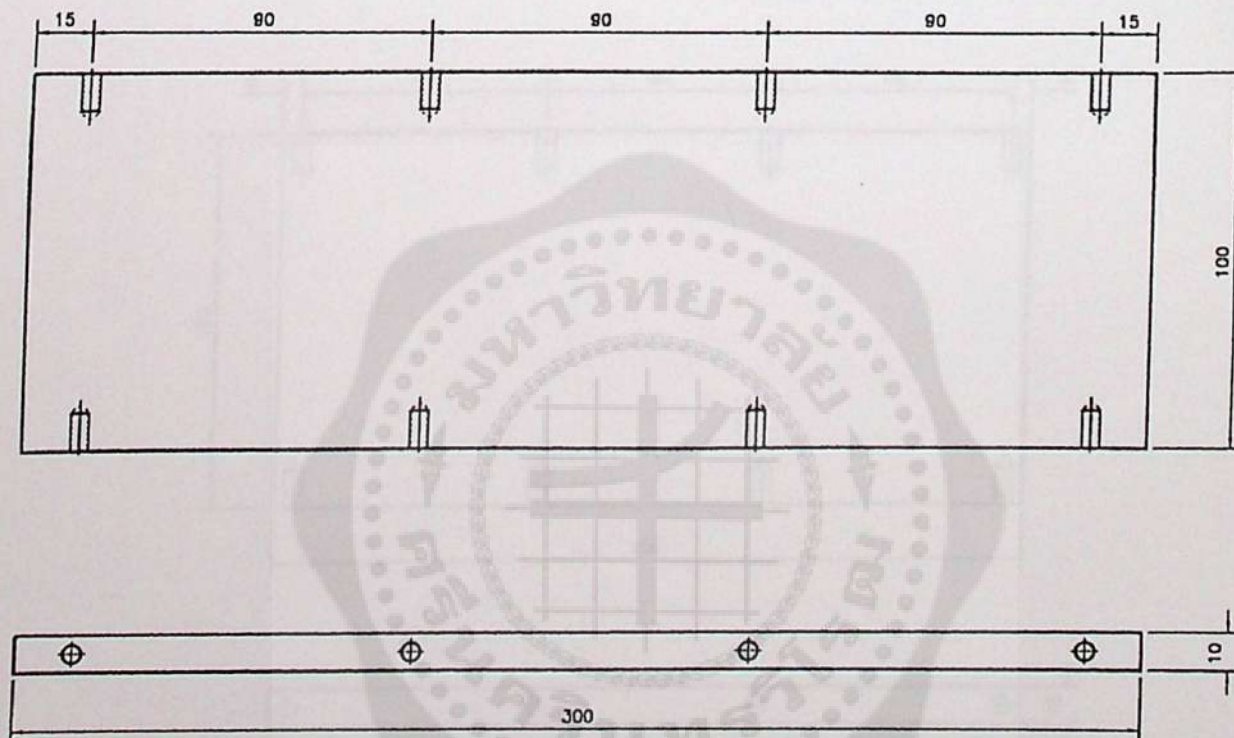
ฝักรอบด้านขวา 3			มาตรฐาน	
ผู้เขียน นาโนช	ผู้ตรวจ นมะ	ผู้อนุมัติ อ.สมหวัง	วันที่ 31/03/43	มาตราส่วน 1:20
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ		แผนกอุตสาหกรรม		
		MT-01-06	แก้ไขครั้งที่ 1	แผ่นที่ 19



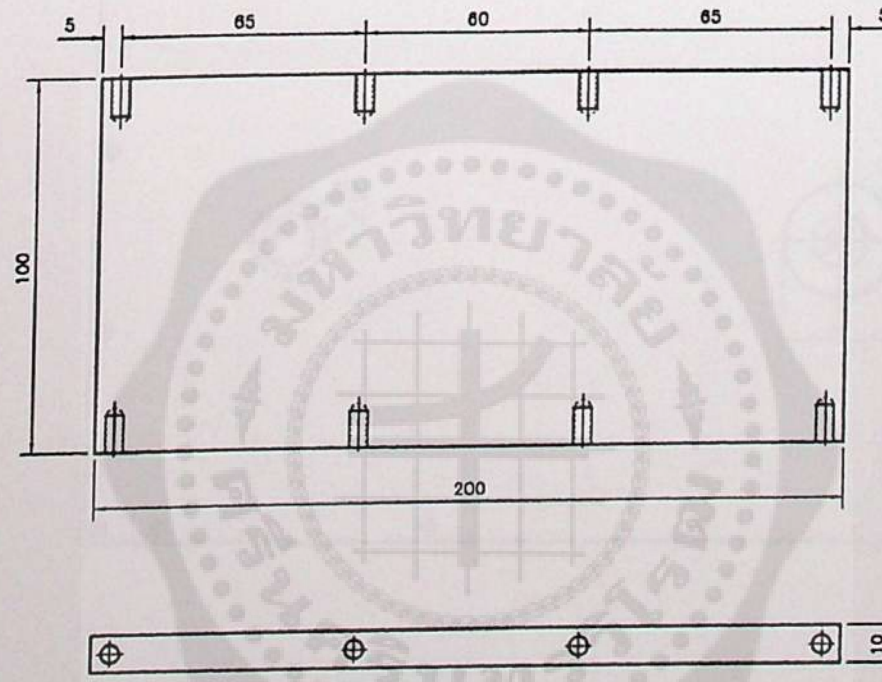
		เฟืองหัวไถ่ 1		มาตรฐาน	
ผู้จัดทำ	ผู้ตรวจสอบ	ผู้อนุมัติ	วันที่	มาตรฐาน	
นายบร	นายบ	อ.ศรวิ	31/03/43	2:1	
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ		แผนกอุตสาหกรรม			
		MT-01-06	แก้ไขที่ 1	แผ่นที่	20



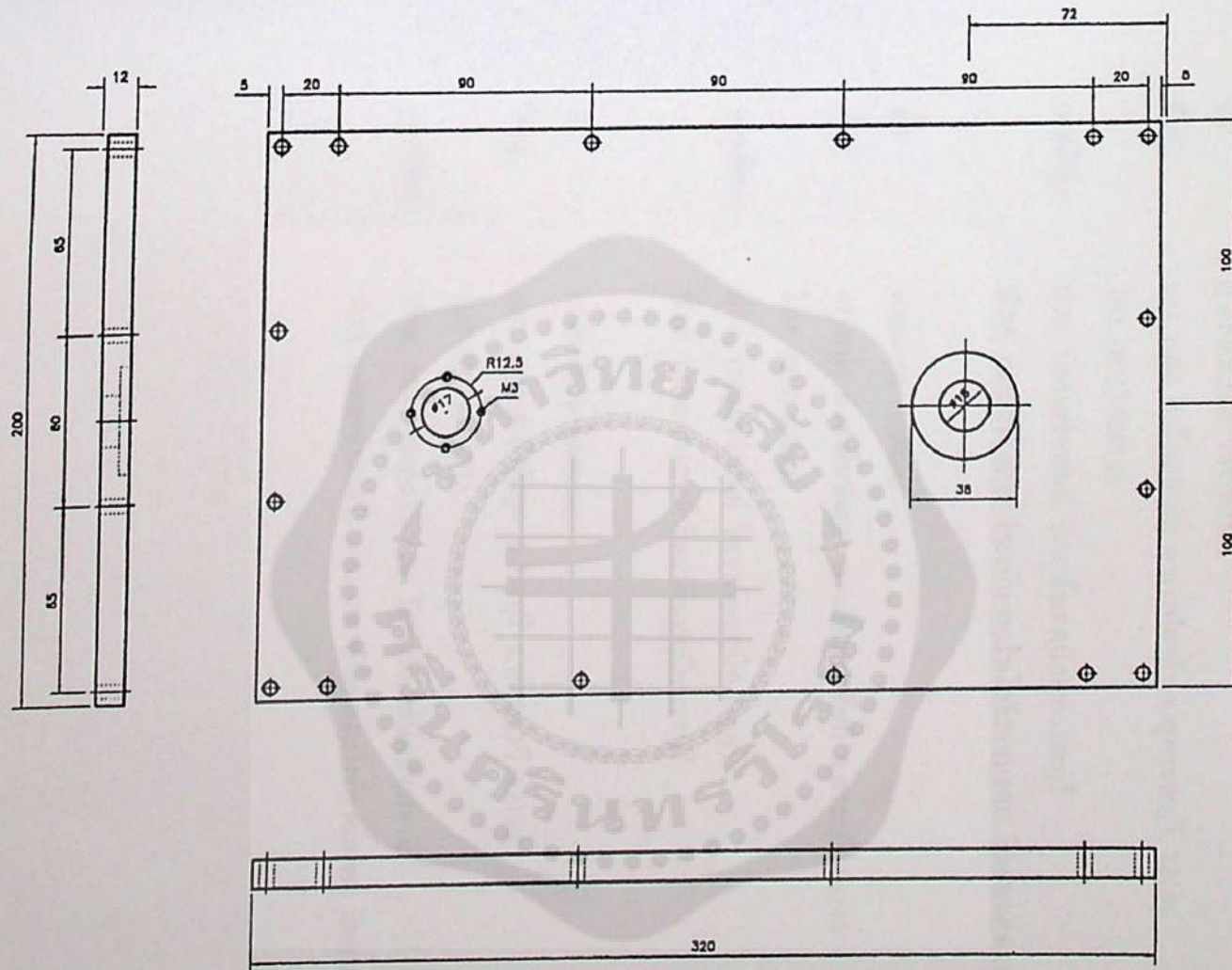
เฟืองหัวไหล่ 2			มาตรฐาน	
ผู้เขียน	ผู้ตรวจสอบ	ผู้อนุมัติ	วันที่	ขนาดส่วน
นายโนน	นายบะ	อ.สมหวัง	31/03/43	2:1
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ		แผนกอุตสาหกรรม		
		MT-01-06	แก้ไขที่ 1	แผ่นที่ 21



ฐาน 1			มาตรฐาน	
ผู้เขียน	ผู้ตรวจ	ผู้อนุมัติ	วันที่	มาตรฐาน
นาย...	นาย...	อ. สอน...	31/03/43	1:20
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ			แบบก่อสร้าง	
			MR-01-06	แผ่นที่ 22



ฐาน 2		มาตรฐาน	
ผู้เขียน นาโนช	ผู้ตรวจ นาโนช	วันที่ 31/03/43	มาตราส่วน 1:20
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ		แผนกอุตสาหกรรม	
		MT-01-06	แผ่นที่ 23



ฐาน 3			มาตรฐาน	
ผู้เขียน นายพร	ผู้ตรวจ นายบ	ผู้อนุมัติ อ.สมหวัง	วันที่ 31/03/43	มาตราส่วน 1:20
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ		แบบทดสอบ		
		MT-01-06	แก้ไขที่ 1	แผ่นที่ 24

ประวัติผู้จัดทำ

- ชื่อ นายลัทธสิทธิ์ รอดเขิบงล้า
ที่อยู่ 203 หมู่ 4 ต.บ้านแหลม อ.บางปลาหมอ จ.สุพรรณบุรี 72150
โทร. (035) 424156
การศึกษา ปวช. แผนกช่างยนต์ วิทยาลัยเทคนิคสุพรรณบุรี
ปวศ. แผนกช่างยนต์ สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตพระนครศรีอยุธยา
- ชื่อ นายมานะ โล่ไธเงิน
ที่อยู่ 47 หมู่ 4 ต.เขาคินพัฒนา อ.เฉลิมพระเกียรติ จ.สระบุรี 18240
โทร. (036) 369407
การศึกษา ปวช. แผนกช่างยนต์ วิทยาลัยเทคนิคสระบุรี
ปวศ. แผนกช่างยนต์ วิทยาลัยเทคนิคสระบุรี
- ชื่อ นายมานะ จิตตคาม
ที่อยู่ 14/1 หมู่ 4 ต.ลำผักกูด อ.ชัยบุรี จ.ปทุมธานี 12110
โทร. (02) 9054772
การศึกษา ปวช. แผนกช่างกลโรงงาน วิทยาลัยเทคนิคปทุมธานี
ปวศ. แผนกช่างกลโรงงาน สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตนนทบุรี