

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

เครื่องยิงเป้าบิน

CLAY TARGET THROWING EQUIPMENT



นาย ชิตพันธุ์ โกมารทัต
นาย วิโรจน์ สิริกอบกุล
นาย สมบูรณ์ แซ่ตั้ง

เลขหมู่.....
เลขทะเบียน.....33907
วัน, เดือน, ปี 20 ก.ย. 2542

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาตรีวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2541

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ใบรับรองปริญญาโท

หัวข้อปริญญาโท เครื่องยิงเป้าบิน

CLAY TARGET THROWING EQUIPMENT

ชื่อนักศึกษา

นาย ชิตพันธุ์ โกมารทัต รหัสประจำตัว 38014120

นาย วิโรจน์ สิริกอบกุล รหัสประจำตัว 38014470

นาย สมบูรณ์ แซ่ตั้ง รหัสประจำตัว 38014530

หลักสูตร

วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

ภาควิชา

วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ที่ปรึกษา

(ดร.จารุวัตร เจริญสุข)

(รศ.อัครเดช สิ้นธุภัก)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อปริญญานิพนธ์	เครื่องยิงเป้าบิน
นักศึกษา	นาย ชิตพันธุ์ โกมารทัต นาย วิโรจน์ สิริกอบกุล นาย สมบูรณ์ แซ่ตั้ง
อาจารย์ผู้ควบคุมปริญญานิพนธ์	ดร.จารุวัตร เจริญสุข รศ.อัครเดช สิ้นธุภัก
ระดับการศึกษา	วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล
ภาควิชา	วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา	2541

บทคัดย่อ

รายงานฉบับนี้กล่าวถึง การออกแบบและ การสร้างเครื่องยิงเป้าบิน โดยอาศัยระบบทางกลไกต่าง ๆ ซึ่งประกอบด้วย กลไกการจ้างชุดยิง และกลไกการยิง กลไกการจ้างชุดยิงนั้น จะอาศัยมอเตอร์เป็นตัวขับเคลื่อน ส่วนทางด้านกลไกการยิง จะอาศัยแรงที่สะสมภายในสปริง โดยมีพลังเจอร์ เป็นตัวควบคุมการปล่อยก้อนยิง ซึ่งเราสามารถคำนวณทิศทาง และความเร็วของเป้าที่ปล่อยออกไป หลังจากปล่อยเป้าไปแล้ว ในแต่ละครั้งต้องรอเวลาชั่วขณะหนึ่งเพื่อให้มอเตอร์ทำงานหมุนเพื่อจ้างชุดยิงสำหรับการยิงครั้งต่อไป โดยการคำนวณ ออกแบบจะคำนึงถึง กฎของสมาคมกีฬาเป้าบินแห่งประเทศไทย ซึ่งได้กำหนดไว้ว่า เมื่อเป้าเคลื่อนที่ในแนวราบได้ระยะ 10 เมตร จะมีความสูงในแนวตั้งขณะนั้นเป็น 1-4 เมตร

Thesis Title	CLAY TARGET THROWING EQUIPMENT
Student	Mr.Chitphan Komaradat Mr. Wiroj Sirikobkul Mr.Somboon Sae-tang
Thesis Advisor	Dr.Jarrewat Charoensuk Assoc.Prof. Akradaech Sindhuphak
Level of Study	Bachelor of Engineering in Mechanical Engineering
Department	Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology, Ladkrabang.
Year	1998

Abstract

This report presents design and construction of a Clay Target Throwing Equipment. The mechanical part of the machine consist of charging and throwing mechanism . The charging mechanism uses an electric motor as a driver. The throwing mechanism uses elastic energy of spring force which have been controlled by plunger .The departure position and velocity of the target can be calculatated by using the method of energy conservation. After throwing in each time, it take a few seconds in order to let the motor rotates and draws the mechanism for next time . The machine is design to meet the regulation of Skeet & Trap Shooting Association of Thailand . At the time the horizontal position of the target is 10 meters from the equipment , its vertical position must be in the range of 1 to 4 meters.

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลงได้ ก็เพราะความช่วยเหลือให้การสนับสนุนและให้กำลังใจ จากบุคคลต่างๆ หลายท่านดังรายนามต่อไปนี้

ดร. จารุวัตร เจริญสุข และ รศ. อัครเดช สินธุภักดิ์ ซึ่งเป็นผู้ให้คำปรึกษาต่างๆ ทั้งภาคทฤษฎี และภาคปฏิบัติ

ขอบคุณ สมาคมเป่าบินแห่งประเทศไทย ที่ให้ความช่วยเหลือ ในด้านกฎกติกาและข้อมูลต่างๆ

ทางคณะผู้จัดทำ ขอขอบพระคุณบุคคลต่างๆ ดังที่ได้กล่าวมาแล้วข้างต้นที่ให้การสนับสนุนช่วยเหลือในด้านต่างๆ ตลอดระยะเวลาที่ได้ทำโครงการนี้

ขอขอบพระคุณเป็นอย่างยิ่ง
คณะผู้จัดทำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
บทที่ 1 บทนำ.....	1
บทที่ 2 อินดิคชันมอเตอร์สามเฟส.....	3
บทที่ 3 เฟืองตรง.....	11
บทที่ 4 โรลลิงแบร์ริง.....	23
บทที่ 5 การออกแบบเพลลา.....	30
บทที่ 6 สปริง.....	32
บทที่ 7 พลังเจอร์.....	39
บทที่ 8 ลิ้มิตสวิตช์.....	41
บทที่ 9 รีเลย์.....	42
บทที่ 10 การคำนวณส่วนต่างๆ.....	45
บทที่ 11 การทดลอง.....	64
สรุป.....	66
หนังสืออ้างอิง.....	67
ภาคผนวก.....	68

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ประวัติความเป็นมา

ในปีการศึกษาที่ 4 ของนักศึกษา วิศวกรรมเครื่องกล ได้ถูกกำหนดให้มีการทำโครงการ วิศวกรรมเครื่องกล ซึ่งเป็นส่วนหนึ่งของหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต และจากการที่ปีนี้ ประเทศไทยได้เป็นเจ้าภาพในการจัดแข่งขันกีฬาเอเชียนเกมส์ครั้งที่ 13 และกีฬาชิงเป่าบินได้เป็นส่วนหนึ่งของการแข่งขันดังกล่าว จึงได้มีความคิดในการออกแบบและสร้างเครื่องยิงเป่าบินขึ้น เพื่อทำการยิงเป่าบินให้ได้ตามข้อกำหนดของ กฎ และ กติกา ของกีฬานี้

1.2 วัตถุประสงค์

- 1 เพื่อศึกษาและออกแบบส่วนต่างๆของเครื่องยิงเป่าบิน
- 2 สามารถนำความรู้ที่ศึกษามาแล้ว จากวิชา Dynamics , Machinery และ Machine Design มาประยุกต์ใช้ในการออกแบบและการสร้าง
- 3 สร้างเครื่องยิงเป่าบินเป็นเครื่องต้นแบบ

1.3 หลักการและเหตุผล

กลไกต่างๆของเครื่องยิงเป่าบินประกอบด้วย กลไกการเร่งชุดยิง และ กลไกการยิง โดยกลไกการเร่งชุดยิงจะเริ่มทำงานจากมอเตอร์และส่งกำลังผ่านชุดเฟืองทดไปยังเพลลาขับ จากนั้นกำลังก็จะถูกส่งไปยังเพลลาตาม โดยอาศัยเฟืองที่อยู่บนเพลลาทั้งสอง ปลายด้านหนึ่งของเพลลาตามจะติดกับลูกเบี้ยว ส่วนปลายอีกด้านหนึ่งจะติดกับก้านดัด ที่ยอดลูกเบี้ยวจะยึดติดกับปลายสปริงด้านหนึ่งไว้ ดังนั้นเมื่อมอเตอร์หมุนก็จะทำให้ลูกเบี้ยวหมุน เป็นเหตุให้สปริงถูกเร่ง เมื่อสปริงยืดออกถึงจุดที่กำหนด เพลลาตามก็จะถูกถอยเพื่อเตรียมยิง ในขณะที่เดียวกัน มอเตอร์จะถูกตัดการทำงานด้วยวงจรควบคุม

ส่วนทางด้านกลไกการยิงนั้น เมื่อเรากดสวิตซ์ไฟฟ้า จะทำให้พลังเจอร์ดิงก้านถอยเพลลา ออก ส่งผลทำให้ก้านดัดหมุนออกไปด้วยพลังงานที่สะสมในสปริง เพื่อดีดเป่าออกไปตามต้องการ

1.4 เนื้อหาของปฏิญญานิพนธ์โดยสังเขป

เนื้อหาของปฏิญญานิพนธ์นี้จะกล่าวถึงหลักการและทฤษฎีที่ใช้ในการคำนวณเพื่อออกแบบโครงสร้างของเครื่องยิงเป่าบิน ซึ่งแต่ละบทจะมีเนื้อหา ดังนี้

บทที่ 2 กล่าวถึงการเลือกใช้ชนิดขนาดของมอเตอร์ที่เหมาะสมกับเครื่อง

บทที่ 3 กล่าวถึงทฤษฎีโครงสร้างและการคำนวณเพื่อหาขนาดของเฟืองที่เหมาะสมแก่การใช้งาน

บทที่ 4 กล่าวถึงคุณลักษณะของแบร็ง การคำนวณเพื่อหาชนิดและขนาดของแบร็ง

บทที่ 5 กล่าวถึงขนาดเพลตามมาตรฐาน ISO

บทที่ 6 กล่าวถึงลักษณะและโครงสร้างสปริงที่มีอยู่ตามท้องตลาด

บทที่ 7,8 และ 9 กล่าวถึงลักษณะ โครงสร้างการทำงานของ Plunger relay และ Limit Switch

บทที่ 10 เป็นการคำนวณเพื่อหาโครงสร้างและชิ้นส่วนต่าง ๆ ของเครื่อง โดยอาศัยทฤษฎีและหลักการจากบทต่าง ๆ ข้างต้น

บทที่ 11 เป็นการทดลองและทดสอบหาสมรรถนะของเครื่อง ปัญหาที่พบ และการปรับปรุงเครื่อง



บทที่ 2

อินตักซ์มอเตอร์สามเฟส

มอเตอร์แบบนี้มีใช้งานกันแพร่หลายที่สุด โดยเฉพาะอย่างยิ่งในงานอุตสาหกรรมโดยปกติแล้วมอเตอร์สามเฟสแบบนี้จะทำงานด้วยความเร็วคงที่ตลอดเวลา

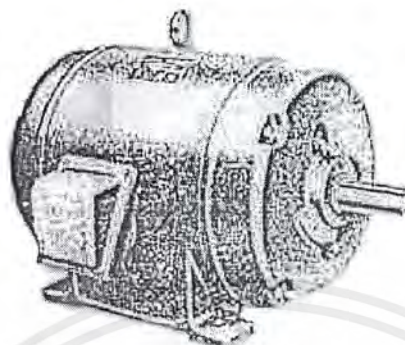
2.1 ส่วนประกอบ

ส่วนประกอบที่สำคัญมีดังนี้คือ สเตเตอร์ โรเตอร์ และฝาครอบหัวท้าย ซึ่งฝาครอบนี้อาจจัดเข้าเป็นสเตเตอร์ก็ได้ ก่อนอื่นจะกล่าวถึงโรเตอร์เพิ่มเติมอีก ดังนี้ แกนโรเตอร์ (ROTOR CORE) จะทำด้วยแผ่นเหล็กบางลามิเนต ลักษณะกลม เจาะรูด้านนอกโดยรอบเป็นสล๊อท นำมาอัดยึดติดกันให้เป็นแกนรูปทรงกระบอก รูสล๊อทโดยรอบฝังด้วยตัวนำไฟฟ้าซึ่งอาจจะเป็นทองแดงหรือโลหะผสมหรืออลูมิเนียม ในกรณีที่สล๊อทฝังด้วยแท่งตัวนำ ปลายแต่ละด้านของแท่งตัวนำที่ไหลออกไปที่ด้านทั้งสองของแกนโรเตอร์จะถูกต่อเชื่อมเข้าด้วยกันด้วยแหวนตัวนำ โดยการเชื่อมให้หลอมละลายติดกันแต่ก่อนใช้วิธีนี้ ซึ่งมีปัญหาตามมาคือรอยต่ออาจหลอมละลาย หรือแยกจากกัน ด้วยแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางในขณะที่มอเตอร์กำลังทำงาน

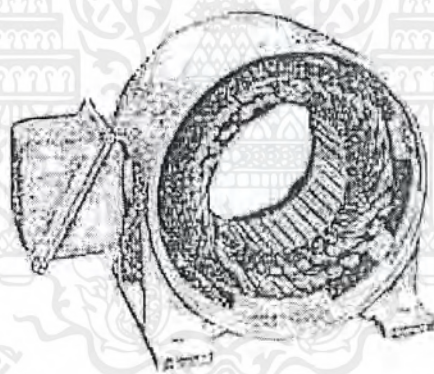
ในปัจจุบันนี้ ตัวนำที่บรรจุอยู่ในสล๊อทของโรเตอร์จะใช้วิธีหล่อตัวนำไฟฟ้าซึ่งปกติจะเป็นโลหะผสมหรือจะอลูมิเนียมเข้าไปเลย รวมทั้งหล่อแหวนตัวนำเชื่อมตัวนำในสล๊อทแต่ละด้านของโรเตอร์ด้วย และพร้อมกันนี้ก็หล่อแผ่นครีปที่ช่วยในการระบายความร้อน ให้อุ่นออกไปทั้งสองข้างพร้อมกันเลย ตัวนำทั้งหมดในสล๊อทแหวนตัวนำที่ด้านข้าง และแผ่นครีประบายความร้อนจะถูกหล่อให้ติดกันทั้งหมดพร้อม ๆ กัน เป็นชิ้นเดียวกันเลย สล๊อทจะมีลักษณะเฉียงกับแนวแกนทั้งนี้เพื่อป้องกันการจับ (LOCKING) กันระหว่างฟัน (TEETH) ของโรเตอร์และสเตเตอร์และ สล๊อทของโรเตอร์จึงใช้ สล๊อทชนิดปิด (CLOSED SLOT) แต่ถ้าใช้สล๊อทชนิดกึ่งปิด (SEMICLOSED SLOT) ปากเปิดน้อย ๆ ของสล๊อทจะถูกปิดขณะที่โรเตอร์อยู่ในขบวนการหล่อ และที่สำคัญอีกอย่างหนึ่งก็คือ ที่ตัวโรเตอร์จะต้องมีท่อระบายความร้อนด้วย โดยปกติแล้วท่อลมสำหรับระบายความร้อนนี้จะเจาะให้ทะลุจากปลายด้านหนึ่งถึงปลายอีกด้านหนึ่งของแกนโรเตอร์ และอยู่ระหว่างเพลากับสล๊อทโดยรอบ วิธีการหล่อตัวนำลงใน สล๊อทของโรเตอร์นี้จะไม่เกิดการประหยัดเลยสำหรับการผลิตมอเตอร์ขนาดใหญ่ที่ผลิตครั้งละไม่มากนัก

สำหรับสเตเตอร์จะประกอบด้วยโครงเหล็ก แกนขดลวดและขดลวด โครงเหล็กจะมีสองลักษณะคือลักษณะหนึ่งผิวนอกเรียบดังรูปที่ 2.2 และอีกลักษณะหนึ่งผิวนอกจะมีครีปสำหรับระบายความร้อน โครงเหล็กทั้งสองแบบนี้จะทำด้วยเหล็กหล่อ สำหรับแบบที่ผิวนอกเรียบอาจทำ

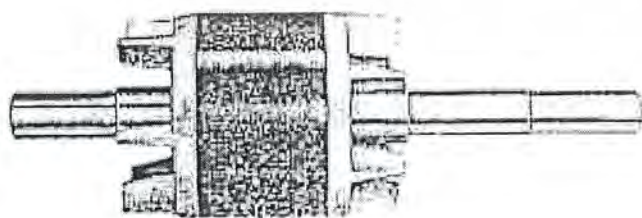
ด้วยแผ่นเหล็กเหนียวม้วนให้เป็นรูปทรงกระบอกแล้วเชื่อมให้ติดกันก็ได้ ส่วนด้านนอกจะมีกล่องต่อสายและขาตั้ง



รูปที่ 2.1 ลักษณะของอินดักชันมอเตอร์สามเฟส



รูปที่ 2.2 ลักษณะสเตเตอร์ของมอเตอร์สามเฟส



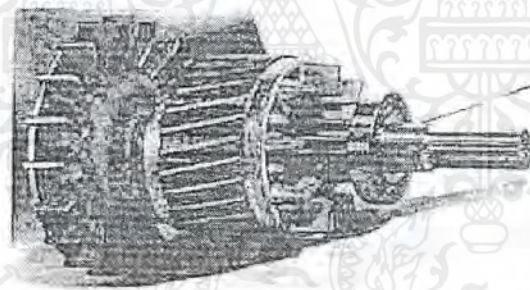
รูปที่ 2.3 ลักษณะโรเตอร์ของมอเตอร์สามเฟส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แกนเหล็กสเตเตอร์หรือแกนขดลวด จะทำด้วยแผ่นเหล็กลามิเนตเช่นเดียวกับแกนโรเตอร์ โดยตัดตรงกลางแผ่นลามิเนตออกแล้วเจาะด้านในให้เป็นร่องโดยรอบที่เรียกว่าสล๊อท แล้วนำเอาแผ่นลามิเนตเหล่านี้มาอัดยึดติดกัน ลักษณะแผ่นลามิเนตของแกนเหล็กสเตเตอร์ ลักษณะสเตเตอร์ก่อนพันขดลวดดังรูปที่ 2.4 และเมื่อพันขดลวดเสร็จเรียบร้อยแล้วจะได้ขดลวดสเตเตอร์และสเตเตอร์ดังรูปที่ 2.2



รูปที่ 2.4 ลักษณะสเตเตอร์ก่อนพันขดลวด



รูปที่ 2.5 ลักษณะการพันขดลวดสเตเตอร์ของมอเตอร์สามเฟส

ฝาครอบหัวท้ายของมอเตอร์ จะทำด้วยเหล็กหล่อมีรูตรงกลางสำหรับอัดเบร็กรองรับเพลลา ให้ติดแน่นทั้งสองข้าง ที่ฝาครอบนี้จะเจาะให้มีช่อง สำหรับการถ่ายเทอากาศด้วย คือ เป็นช่องสำหรับให้ลมร้อนออกมา เป็นการช่วยระบายความร้อนของมอเตอร์ด้วย เบร็กรที่อัดติดกับรูตรงกลางของฝาครอบอาจจะเป็นแบบปลอกหรือสลีฟ (SLUNE BEARING) และแบบบอล (BALL BEARING) ส่วนมากจะใช้เบร็กรแบบบอล ลักษณะของฝาครอบดังรูปที่ 2.4

2.2 หลักการทำงาน

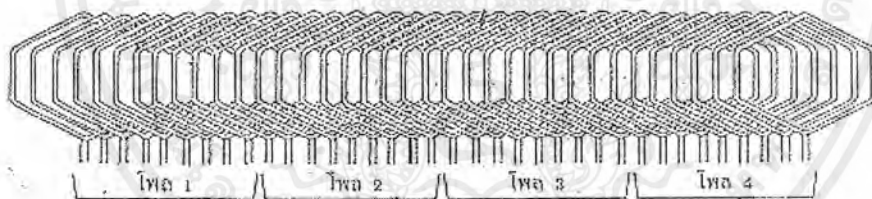
เมื่อป้อนไฟฟ้าสามเฟสให้กับขดลวดสเตเตอร์ จะมีกระแสไฟไหล ในขดลวด เกิดสนาม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

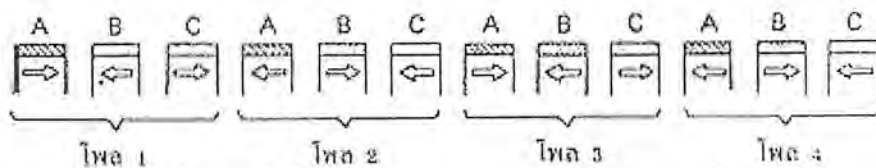
แม่เหล็กขึ้นที่สเตเตอร์ สนามแม่เหล็กที่สเตเตอร์นี้ จะยุบตัวและขยายตัวตามการเปลี่ยนแปลงรูปคลื่นไซน์ของไฟสลับ และไปตัดกับขดลวดที่โรเตอร์เกิดการเหนี่ยวนำให้เกิดแรงเคลื่อนไฟฟ้าและกระแสไฟฟ้าขึ้นที่โรเตอร์ และเกิดสนามแม่เหล็กขึ้นที่โรเตอร์ด้วย หมายความว่าเมื่อป้อนไฟสลับให้กับขดลวดสเตเตอร์แล้วจะเกิดสนามแม่เหล็กหมุน และสนามแม่เหล็กหมุนนี้ จะไปเหนี่ยวนำทำให้เกิดแรงเคลื่อนเหนี่ยวนำเกิดกระแสเหนี่ยวนำ และเกิดสนามแม่เหล็กขึ้นที่โรเตอร์ และให้สนามแม่เหล็กหมุนจากสเตเตอร์จะดึงดูดให้สนามแม่เหล็กจากโรเตอร์หมุนตามไปด้วย คือทำให้โรเตอร์หมุนไปในทิศทางเดียวกันกับทิศทางการหมุนของสนามแม่เหล็กจากสเตเตอร์ ซึ่งความเร็วของโรเตอร์ที่หมุนไปนี้ จะหมุนด้วยความเร็วที่ต่ำกว่าความเร็วซิงโครนัสเสมอ

2.3 การต่อมอเตอร์

การต่อมอเตอร์ สาม-เฟสใช้งาน ได้กล่าวมาแล้วว่า มอเตอร์สามเฟสนั้น โพลแต่ละโพลจะประกอบด้วยขดลวด 3 ชุดเฟส คือเฟส 1 เฟส 2 และเฟส 3 หรือ เฟส A เฟส B และเฟส C การต่อขดลวดมี 2 แบบด้วยกันคือแบบสตาร์หรือวาย (Y) และแบบเดลต้า (Δ) ซึ่งจะได้กล่าวถึงรายละเอียดต่อไป โดยจะเริ่มต้นภายหลังจากการพันขดลวดเสร็จเรียบร้อยแล้ว ขดลวดแต่ละเฟสที่ขั้วแม่เหล็กแต่ละโพลนั้น จะมีปลายสาย 2 เส้นคือต้นกับปลาย แต่ในกรณีรูปที่ 2.6 นี้ ขดลวดหนึ่งเฟสจะมีสามคอยล์ คือ เฟส (A) จะมีสามคอยล์



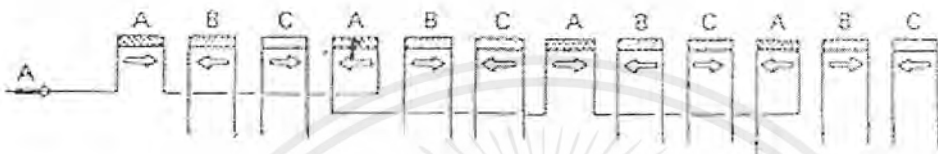
รูปที่ 2.6 ลักษณะขดลวดสามเฟสที่พันเสร็จแล้วแสดงในแนวเส้นตรง เฟส B จะมีสามคอยล์และเฟส C ก็มีสามคอยล์ ต่อปลายสายแต่ละคอยล์อันดับแล้วก็จะเหลือปลายสายต้นกับปลายเพียงชุดละ 2 เส้นเท่านั้นดังนั้นกรณีมอเตอร์ชนิด 4 ขั้วแม่เหล็กนี้จะมีขดลวดเฟส A 4 ชุด ขดลวดเฟส B 4 ชุด ขดลวดเฟส C 4 ชุด เมื่อเขียนแท่งสี่เหลี่ยมผืนผ้าแทนขดลวดแต่ละเฟสของรูปที่ 2.6 แล้วจะได้ดังรูปที่ 2.7 พร้อมกันนี้เราก็จะให้ทิศทางของ



รูปที่ 2.7 แท่งสี่เหลี่ยมผืนผ้าแทนขดลวดแต่ละเฟสของรูปที่ 2.6

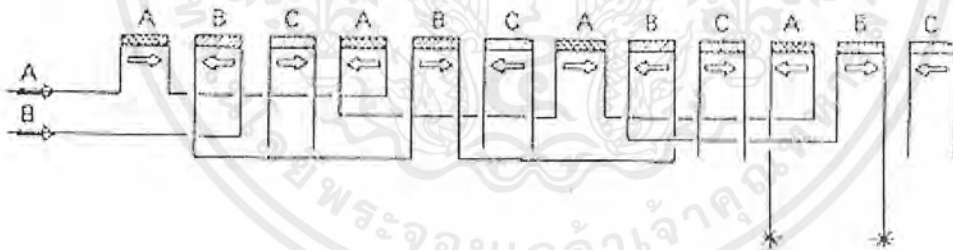
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กระแสไฟไหลในแต่ละเฟส ที่จะสร้างสนามแม่เหล็กหมุน มีทิศทางดังรูปที่ 2.7 ด้วย คือถ้าให้กระแสที่ไหลผ่านเฟส A สร้างสนามแม่เหล็กเป็นขั้วเหนือแล้ว กระแสไฟของเฟส B ที่อยู่ใกล้ ๆ ก็จะต้องสร้างสนามแม่เหล็กเป็นขั้วใต้ขึ้นมาสลับกันแบบนี้เรื่อยไปจนหมดทุกเฟสและทุกโพล การต่อขดลวดแต่ละเฟสกระทำได้ดังนี้ คือ เริ่มต้นจากขดลวดเฟส A ต่อสายไฟเข้าที่ต้นของเฟส A ที่โพลที่ 1 เข้ากับปลายของเฟส A ที่โพลที่ 2 (ทิศทางของกระแสจะไหลสวนทางกัน) ต่อต้นของเฟส A ที่โพลที่ 2 เข้ากับต้นของเฟส A ที่โพลที่ 3 และต่อปลายของเฟส A ที่โพลที่ 3 เข้ากับปลายของเฟส A ที่โพลที่ 4 ในที่สุดจะเหลือต้นกับปลายของเฟส A เพียง 2 เส้นดังรูป 2.8

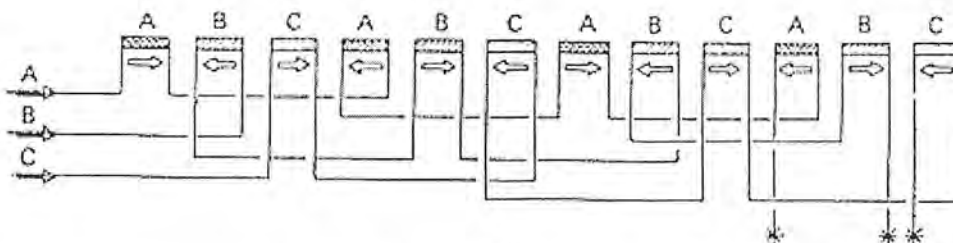


รูปที่ 2.8 การต่อขดลวดเฟส A

การต่อขดลวดเฟส B และเฟส C ก็กระทำในลักษณะเดียวกันคือที่เฟส B เริ่มต้นที่เฟส B ของโพลที่ 1 ไปเรื่อยจนถึงโพลที่ 4 จะเหลือปลายสาย 2 เส้นเช่นเดียวกับเฟส A ดังรูปที่ 2.9 และการต่อขดลวดเฟส C ก็เริ่มจากขดลวดเฟส C ที่โพลที่ 1 ไปเรื่อยจนถึงโพลที่ 4 จะเหลือปลายสายเพียง 2 เส้น ดังรูปที่ 2.10



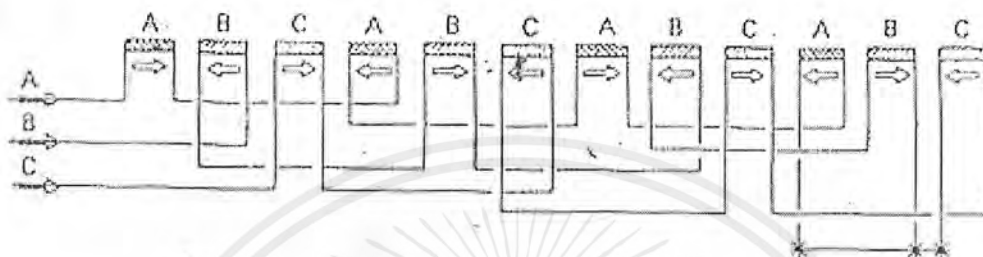
รูปที่ 2.9 การต่อขดลวดเฟส A และเฟส B



รูปที่ 2.10 การต่อขดลวดเฟส A เฟส B และเฟส C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

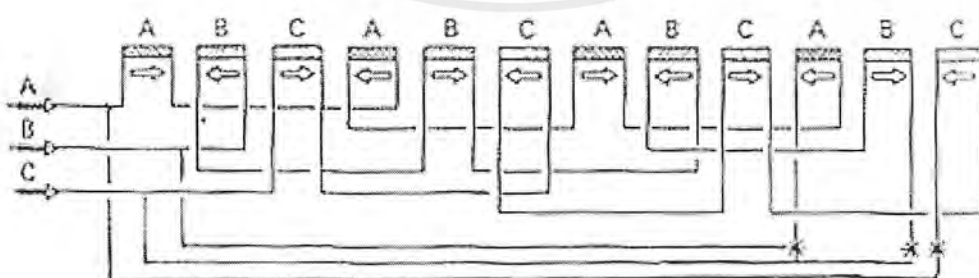
การต่อขดลวดมอเตอร์สามเฟสใช้งานมี 2 แบบด้วยกันคือ ต่อแบบสตาร์หรือวาย (STAR OR WYE, Y) และต่อแบบเดลต้า (DELTA, Δ) เพื่อจะต่อขดลวดให้เป็นแบบสตาร์นั้นให้นำเอาปลายของขดลวดเฟส A เฟส B และเฟส C มาต่อเข้าด้วยกัน ดังรูปที่ 2.11 จุดต่อนี้เรียกว่า STAR POINT และเมื่อเขียนเป็นสคิมเมติกไดอะแกรมจะได้ดังรูปที่ 2.12



รูปที่ 2.11 การต่อขดลวดมอเตอร์ 3-เฟส แบบสตาร์



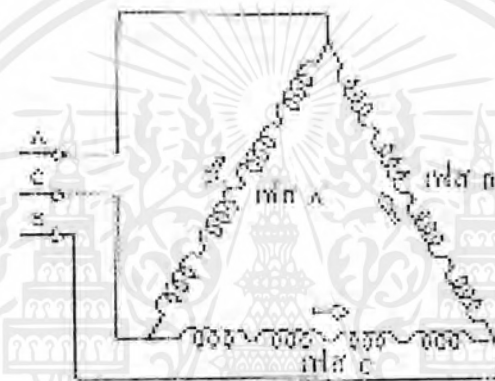
รูปที่ 2.12 สคิมเมติกไดอะแกรมการต่อขดลวดมอเตอร์สามเฟสแบบสตาร์



รูปที่ 2.13 การต่อขดลวดมอเตอร์ 3-เฟสแบบเดลต้า

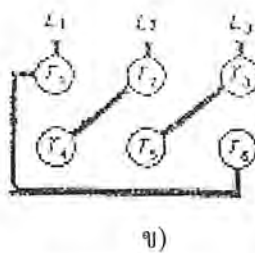
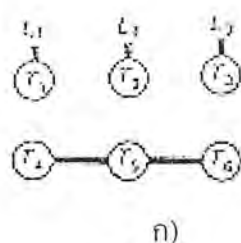
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการต่อขดลวดมอเตอร์สามเฟส แบบเคลด้า นั้นกระทำได้ ดังนี้คือ จากการต่อขดลวดเฟส A เฟส B และเฟส C ในรูปที่ 2.10 ให้เอาปลายสายของเฟส A ที่โพลที่ 4 ต่อเข้ากับต้นของเฟส B ที่โพลที่ 1 และเอาปลายสายของเฟส B ที่โพลที่ 4 ต่อเข้ากับต้นของเฟส C ที่โพลที่ 1 จะได้ขดลวดแบบเคลด้าดังรูปที่ 2.13 และเมื่อเขียนรูปให้อยู่ในลักษณะสคิมเมติกไดอะแกรมจะได้ดังรูปที่ 2.14 การต่อขดลวดมอเตอร์แบบสตาร์ก็เพื่อใช้กับไฟฟ้าแรงดันสูงเช่นแรงดัน 380 โวลต์ เป็นต้น และการต่อขดลวดมอเตอร์แบบเคลด้าก็เพื่อใช้กับไฟฟ้าแรงดันต่ำเช่น 220 โวลต์



รูปที่ 2.14 สคิมเมติกไดอะแกรมการต่อขดลวดมอเตอร์สามเฟสแบบเคลด้า

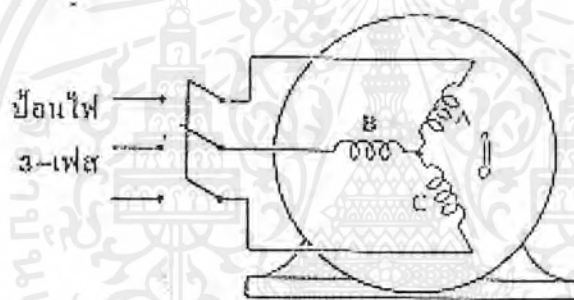
เมื่อพิจารณาที่หลักต่อสายของมอเตอร์ 3-เฟส จะได้ดังรูปที่ 2.15 คือถ้าต่อขดลวดแบบสตาร์จะต่อหลักต่อสายดังรูปที่ 2.15 ก. และถ้าต่อขดลวดแบบเคลด้าจะต่อหลักต่อสายดังรูปที่ 2.15 ข.



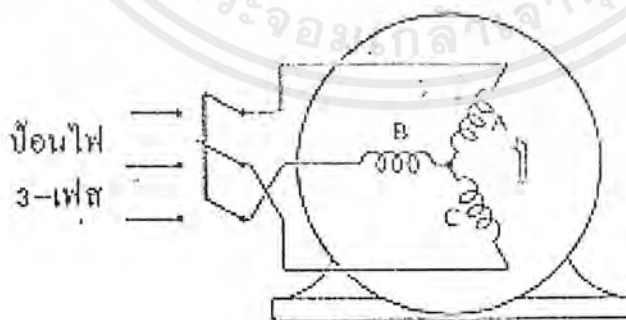
รูปที่ 2.15 การต่อหลักต่อสาย ในกต่อต่อสายของมอเตอร์สามเฟส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในการต่อสายมอเตอร์สามเฟส เพื่อให้มอเตอร์หมุนกับทางนั้นกระทำได้ง่าย ๆ ดังนี้คือ ถ้าแต่เดิมต่อปลายสายของขดลวดเฟส A เฟส B และเฟส C เข้ากับแรงดันไฟฟ้า เฟส A เฟส B และเฟส C ตามลำดับ มอเตอร์สามเฟสตัวนี้ก็จะมีหมุนไปในทิศทางหนึ่ง เพื่อที่จะกลับทิศทางการหมุนของมอเตอร์ให้สลับปลายสายของขดลวดเฟส A กับเฟส B หรือสลับปลายสายขดลวดเฟส B กับเฟส C หรือสลับปลายสายของขดลวดเฟส A กับเฟส C เพียงคู่หนึ่งคู่ใดคู่เดียว มอเตอร์ก็จะหมุนกลับทาง อย่าต่อสลับปลายสายพร้อมกันทั้งสามปลายในเวลาเดียวกัน เพราะจะทำให้มอเตอร์หมุนในทิศทางเดิมอีกการต่อปลายสายมอเตอร์สามเฟส สมมติว่าให้หมุนตามเข็มนาฬิกา ต่อมารูปที่ 2.16 และเมื่อต้องการต่อมอเตอร์สามเฟสให้หมุนทวนเข็มนาฬิกา ก็ต้องต่อมารูปที่ 2.17 ข้างล่าง



รูปที่ 2.16 วิธีต่อปลายสายขดลวดมอเตอร์ 3-เฟส เพื่อให้หมุนในทิศทางหนึ่ง



รูปที่ 2.17 วิธีต่อปลายสายขดลวดมอเตอร์ 3-เฟสเพื่อให้หมุนในอีกทิศทางหนึ่งซึ่งตรงข้ามกับ รูปที่ 2.16

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

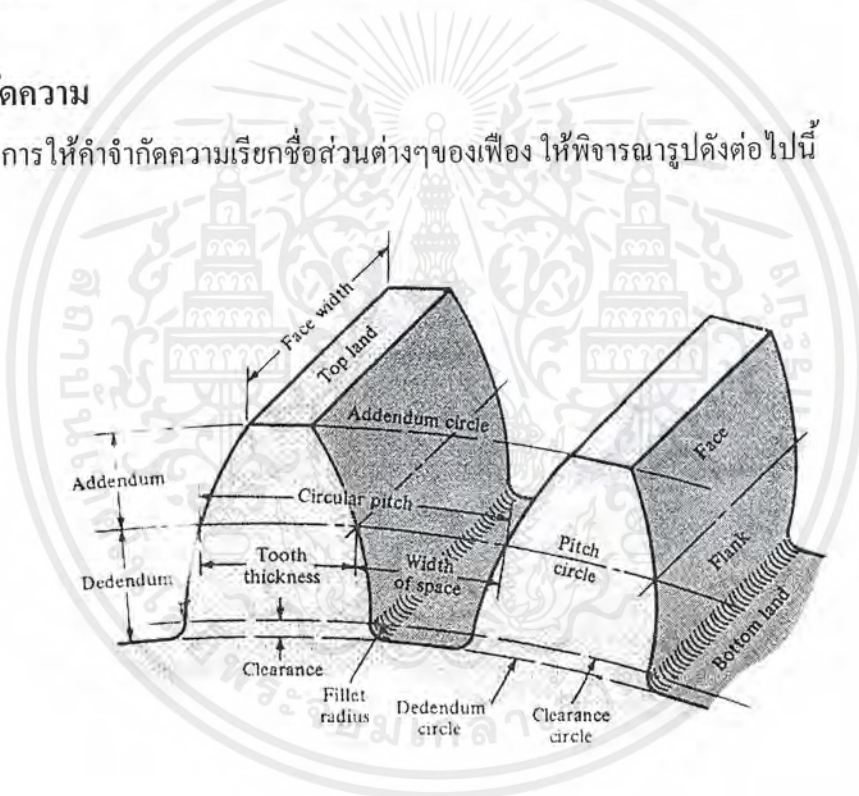
บทที่ 3

เฟืองตรง

เฟืองตรง(Spur Gear)เป็นชิ้นส่วนเครื่องจักรกลชนิดหนึ่งที่พบอยู่ในเครื่องจักรกลทั่วไป โดยใช้ทำหน้าที่ส่งกำลังและการหมุนจากเพลานึงไปยังอีกเพลานึงที่ขนานกัน ส่วนมากเฟืองขับ(Driving Gear)จะมีขนาดเล็กกว่าเฟืองตาม(Driven Gear)และมีชื่อเรียกพิเศษว่า พิเนียน(Pinion) ส่วนเฟืองใหญ่เรียกว่าเฟือง(Gear) แต่การใช้งานในบางโอกาสจะใช้เฟืองใหญ่เป็นเฟืองขับก็ได้

3.1 คำจำกัดความ

ในการให้คำจำกัดความเรียกชื่อส่วนต่างๆของเฟือง ให้พิจารณารูปดังต่อไปนี้



รูปที่ 3.1 การเรียกชื่อส่วนของฟันเฟือง

- Pitch Circle เป็นมิตติหลักในการเรียกขนาดของเฟือง โดยบอกขนาดของเฟืองด้วยขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางพิตช์ (Pitch Diameter) ในทางทฤษฎีแล้ว เฟืองคู่ที่ขบกันจะต้องมีเส้นสัมผัสกัน ณ วงกลมพิตช์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Circular Pitch (p) เป็นระยะที่วัดบนวงกลมพิตช์ จากจุดหนึ่งบนฟันเฟืองไปยังอีกจุดหนึ่ง ณ ตำแหน่งเดียวกันบนฟันถัดไป ระยะนี้มีค่าเท่ากับผลรวมของความกว้างฟันและความกว้างช่องว่างระหว่างฟัน
- Module (m) เป็นอัตราส่วนระหว่างขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางพิตช์กับจำนวนฟันบนเฟือง หน่วยที่ใช้วัดโมดูลคือมิลลิเมตร โมดูลนี้เป็นดัชนีสำหรับบอกขนาดของฟันเฟืองในระบบหน่วยเอสไอ
- Diametral pitch (p) เป็นอัตราส่วนระหว่างจำนวนฟันบนเฟืองกับขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางพิตช์ ฉะนั้นจึงเป็นส่วนกลับของโมดูล ไดอะมิทริคพิตช์นี้เป็นดัชนีสำหรับบอกขนาดของฟันเฟืองในระบบหน่วยอังกฤษ ซึ่งกำลังได้รับการเปลี่ยนแปลงให้เป็นระบบหน่วยเอสไออยู่ ดังนั้นความยาวของเส้นผ่าศูนย์กลางพิตช์จึงบอกเป็นนิ้ว
- Addendum (a) หรือช่วงสูงบน เป็นระยะที่วัดในแนวรัศมีระหว่างยอดฟัน(Top Land)ถึงวงกลมพิตช์
- Dedendum (d) หรือช่วงสูงล่าง เป็นระยะที่วัดในแนวรัศมีระหว่างโคนฟัน(Bottom Land)ถึงวงกลมพิตช์ ฉะนั้นความสูงของฟันเฟืองคือ ผลรวมระหว่าง a กับ d
- Clearance (c) ในการที่เฟือง 2 อันขบกัน ดีเดนดัมของเฟืองหนึ่งต้องมีค่ามากกว่าแอดเดนดัมของอีกเฟืองหนึ่ง เพื่อที่จะไม่ให้เกิดการขัดกันขึ้น ผลต่างระหว่างดีเดนดัมและแอดเดนดัม เรียกว่าเคลียร์นซ์ (c)
- Backlash คือผลต่างระหว่างความกว้างช่องว่างระหว่างฟันเฟืองหนึ่งกับความกว้างของฟันเฟืองอีกอันหนึ่งที่ขบกัน โดยวัดตามแนวเส้นวงกลมพิตช์ ฉะนั้นในการจับด้วยเฟืองที่มีแบ็คเลกซ์ เฟืองจับจะสามารถหมุนไปได้เป็นมุมเล็กน้อยก่อนที่เฟืองตามจะหมุนไป แบ็คเลกซ์นี้จำเป็นต้องมีอยู่เสมอ ทั้งนี้เพื่อให้มีช่องว่างสำหรับน้ำมันหล่อลื่น และเพื่อให้เฟืองสามารถขยายตัวได้เมื่อมีอุณหภูมิสูงขึ้น ตลอดจนมีเผื่อเอาไว้สำหรับความผิดพลาดในการตัดรูปร่างของฟันเฟือง
- Face Width (b) คือความหนาของฟันเฟืองวัดในทิศทางเดียวกับแนวแกนของเฟือง ซึ่งในที่นี้จะเรียกว่าความหนาเฟือง
- Flank คือผิวทางด้านข้างของฟันเฟืองซึ่งอยู่ระหว่างวงกลมพิตช์กับวงกลมดีเดนดัม
- Velocity Ratio (m_w) คืออัตราส่วนระหว่างความเร็วเชิงมุมของเฟืองขับต่อความเร็วเชิงมุมของเฟืองตาม ถ้าให้ (1) แทนเฟืองขับ และ (2) แทนเฟืองตาม จากความรู้ทางด้านกลศาสตร์จะได้ว่า

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่ ω = ความเร็วเชิงมุม
 n = ความเร็วรอบ
 d = เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์
 N = จำนวนฟัน

3.2 มาตรฐานบอกขนาดของฟัน

การบอกขนาดของฟันเพื่ออาจจะบอกเป็นพิตช์ในหน่วยอังกฤษ หรือบอกเป็นโมดูลในหน่วยเอสไอ โดยมีนิยามดังนี้

ไดอะมิทรัลพิตช์
$$P = \frac{N}{d}$$

โดยที่ d มีหน่วยเป็น inch

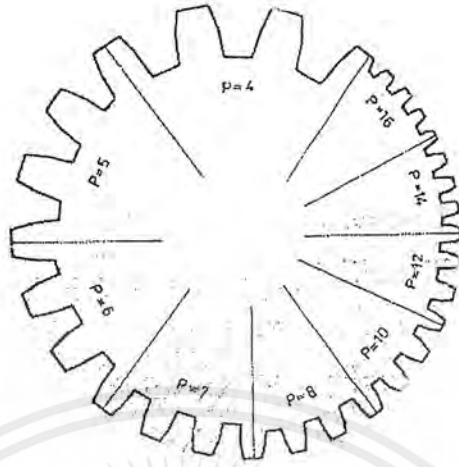
โมดูล
$$m = \frac{d}{N}$$

โดยที่ d มีหน่วยเป็น mm

และเชอควิลลาพิตช์
$$p = \frac{\pi d}{N} = \pi m$$

ดังนั้น
$$Pp = \pi$$

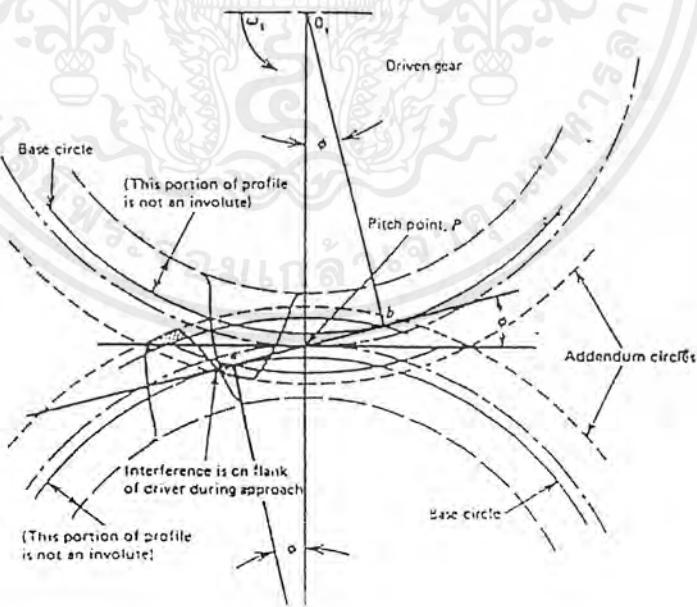
สำหรับเฟืองที่ผลิตโดยวิธีการหล่อ ควรใช้ค่าเชอควิลลาพิตช์ ทั้งนี้เพราะจะทำให้สามารถทำแบบหล่อได้สะดวก ส่วนเฟืองที่ผลิตโดยวิธีการตัดกลึง(Machined)มักจะเรียกเป็นไดอะมิทรัลพิตช์หรือโมดูล เพราะมีอุปกรณ์ในการตัดฟันเฟืองเป็นมาตรฐานอยู่แล้ว มีข้อสังเกตว่าเมื่อขนาดโมดูลโตขึ้น ความหนาฟันเฟืองก็จะเพิ่มขึ้นด้วย ส่วนขนาดของไดอะมิทรัลพิตช์โตขึ้น ความหนาฟันเฟืองจะลดลง ดังรูป 3.2



รูปที่ 3.2 ผลของค่าไดอะมิเตอร์พิทช์ต่อขนาดของฟันเฟือง

3.3 กฎการขับของเฟืองและการทำงานของเฟือง

เมื่อเฟืองตัวหนึ่งขับเฟืองอีกตัวหนึ่ง จุดสัมผัสระหว่างฟันเฟืองเริ่มขึ้นเมื่อผิวด้านข้างของฟันเฟืองขับกับปลายฟันเฟืองตาม และการสัมผัสจะสิ้นสุดลงเมื่อปลายฟันเฟืองของเฟืองขับสัมผัสกับด้านข้างของฟันเฟืองตาม



รูปที่ 3.3 ระยะเวลาขบของเฟือง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 3.3 จะได้ว่า

$$r_a = r + a$$

เมื่อ r_a = รัศมีของวงกลมแอดเดมคัม

r = รัศมีของวงกลมพิตช์

a = แอดเดมคัม

รัศมีสูงสุดของวงกลมแอดเดมคัม

$$r_{a(\max)} = \sqrt{r^2 + c^2 \sin^2 \phi}$$

เมื่อ $r_{a(\max)}$ = รัศมีสูงสุดของวงกลมแอดเดมคัม

r_b = Base Circle

c = ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟือง

ϕ = Pressure Angle

ในขณะที่เฟืองขั้วกันอยู่ควรมีฟันอย่างน้อยหนึ่งคู่ที่ขบกันอยู่ตลอดเวลา โดยปกติแล้วจะมากกว่าหนึ่งคู่ วิธีบอกจำนวนฟันที่ขบกันจะบอกเป็นอัตราส่วนการขบ(Contact Ratio) เป็นอัตราส่วนของระยะการขบและพิตช์ที่ฐาน ตามสมการดังนี้

$$CR = \frac{\sqrt{r_{ap}^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{r_{ag}^2 - r_{bg}^2} - c \sin \phi}{P_b}$$

r_{ap}, r_{ag} = รัศมีแอดเดมคัมของเฟืองตามและเฟืองขั้วตาม

r_{bp}, r_{bg} = Base Circleของเฟืองตามและเฟืองขั้วตาม

พิตช์ที่ฐานหาได้จาก

$$P_b = \frac{\pi d_b}{N}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ N =จำนวนฟันเฟือง

d_b =เส้นผ่านศูนย์กลางกลางของ Base Circle

ถ้ารัศมีของวงกลมแอดเดนดัมของเฟืองมีค่ามากกว่าค่ารัศมีสูงสุดที่หาได้จากสมการ แสดงว่ามีการขัดกันของเฟืองเกิดขึ้น การขัดกันของเฟืองจะลดลง เมื่อขนาดของเฟืองทั้งสองแตกต่างกันน้อยลง

วิธีการที่จะป้องกันมิให้เกิดการขัดกันขึ้น ทำได้หลายวิธีดังต่อไปนี้

1. ใช้วิธีตัดเนื้อโลหะส่วนที่อยู่ต่ำกว่าวงกลมฐานออกบ้าง (Undercutting) ทั้งนี้เพื่อมิให้มีการสัมผัสระหว่างฟันเฟืองในบริเวณนี้ ข้อเสียของวิธีนี้คือ ทำให้อัตราการขบลดน้อยลง และทำให้ฟันเฟืองบอบบางลง

2. ใช้วิธีตัดปลายฟันเฟืองให้สั้นลง (Stubbed teeth) ข้อเสียของวิธีนี้คือ ทำให้อัตราการขบลดน้อยลง

3. การเพิ่มPressure Angle จะลดขนาดของวงกลมฐาน วิธีนี้ทำให้ส่วนที่เป็นอินโวลูตเคอฟของฟันเฟืองเพิ่มขึ้น จึงสามารถจำกัดการขัดกันได้ แต่การเพิ่มมุม จะทำให้แรงปฏิกิริยาที่ฟันเฟืองในแนวรัศมีของเฟือง (Separating force) เพิ่มขึ้น ทำให้การขบกันระหว่างฟันเฟืองมีความราบเรียบน้อยลง

4. การใช้เฟืองที่ไม่เป็นมาตรฐาน(Non Interchangeable) กล่าวคือให้เฟืองอันเล็กมีแอดเดนดัมเพิ่มขึ้น (โดยการลดดีเดนดัม ตามส่วนที่เพิ่มขึ้น) และให้เฟืองอันใหญ่ลดลง ซึ่งทำให้มีราคาแพงขึ้นและไม่สามารถใช้ขับเฟืองอื่นๆ ที่เป็นมาตรฐานได้

กล่าวโดยสรุปแล้ว การจัดการขัดกันเป็นสิ่งที่จำเป็นจะต้องทำ แต่จะทำโดยวิธีใดนั้นขึ้นอยู่กับความชำนาญของผู้เลือกใช้เฟือง ตลอดจนการนำไปใช้งานในแต่ละชนิด

3.4 แรงพลวัต

ในขณะที่เฟืองกำลังหมุนอยู่ แรงที่ส่งผ่านมายังฟันเฟืองจะคำนวณได้จากสมการ

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

โดยที่ F_t = แรงเป็น N

W_p = กำลังที่ส่งผ่านเป็น W

V = ความเร็วพิตช์(Pitch line speed)เป็น m/s

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หรือในระบบหน่วยอังกฤษ จะหาแรงได้จากสมการ

$$F_t = \frac{33000hp}{V}$$

โดยที่ F_t = แรงเป็น lb

V = ความเร็วพิตช์เป็น ft/min

ตามปกติแล้วแรงที่ส่งผ่านจะมีค่ามากกว่าที่ที่หาค่าได้จากสมการข้างต้นทั้งนี้ก็เนื่องมาจากตัวประกอบต่างๆ เช่น ความผิดพลาดในการตัดรูปร่างของฟันเฟือง ค่าแบ็คแลทซ์ทำให้เกิดการกระแทกขึ้น เป็นต้น จากการทดลองพบว่าแรงที่ส่งมาที่แท้จริงขึ้นอยู่กับความเร็วพิตช์ เรียกว่า ตัวประกอบความเร็ว (Velocity Factor) ดังนั้นแรงที่กระทำต่อฟันเฟืองขณะใช้งานจึงเป็น

$$F_d = K_v F_t$$

เรียกว่าแรงพลวัต(Dynamic Force) ส่วนค่า K_v สำหรับหน่วยเอสไอจะหาได้จากสมการ

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

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

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

ส่วนค่า K_v สำหรับหน่วยอังกฤษจะหาได้จากสมการ

$$K_v = \frac{600+V}{600} \quad \text{สำหรับเฟืองทั่วไป } V \leq 2000ft/min$$

$$K_v = \frac{1200+V}{1200} \quad \text{สำหรับเฟืองที่ตัดอย่างดี } 1000 \leq V \leq 4000ft/min$$

$$K_v = \frac{78 + \sqrt{V}}{78} \quad \text{สำหรับเฟืองที่ตัดอย่างดีมาก } V \geq 4000ft/min$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

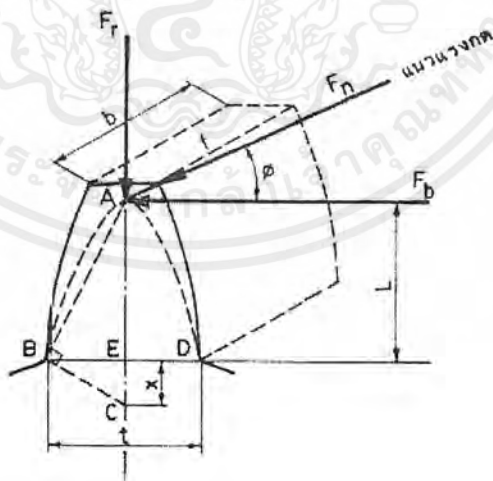
ในการคำนวณหาขนาดของพืนเฟืองจะต้องตรวจสอบว่าแรงพลวัตนี้มีมากกว่าแรงที่พืนเฟืองจะรับได้หรือไม่โดยสมมติแรงกระทำที่ปลายพืน จะได้ว่า

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

โดยที่ F_b = แรงที่เฟืองสามารถรับได้
 F_d = แรงพลวัต
 N_s = ตัวประกอบใช้งาน(Service Factor)

3.5 ความเค้นในพืนของเฟืองตรง

ลูอิสได้ทำการหาสมการสำหรับคำนวณหาขนาดของพืนเฟือง โดยสมมติให้พืนเฟืองมีลักษณะเป็นคานยื่น (Cantilever Beam) และรับแรงดั่งในรูป ถ้าคิดให้แรงกระทำที่ปลายพืน แรง F_n จะตั้งฉากกับผิวของพืนไปตามแนวแรงกด ซึ่งสามารถแยกออกเป็น 2 แรงตั้งฉากกันคือ F_b และ F_r สมมติให้แรงนี้กระจายออกไปสม่ำเสมอตลอดความหนาของพืน b และให้คำนวณหาความแข็งแรงของพืนโดยที่ไม่คิดแรงกดในแนวรัศมี F_r



รูปที่ 3.4 ตัวประกอบเรขาคณิตที่ใช้หาตัวประกอบรูปแบบของลูอิส

$$\text{จากสมการความเค้นในคาน } \sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{(F_b L)(t/2)}{bt^3/12} = \frac{6F_b L}{bt^2}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\text{หรือ} \quad F_b = \frac{\sigma b t^2}{6L}$$

ในการออกแบบคานที่ตีความเค้นควรจะทำกันตลอดทุกหน้าตัดของคาน ถ้าให้พื้นเฟืองในรูป 3.4 มีความเค้นคงที่และเนื่องจากความหนาของพื้นเฟืองเท่ากันตลอด ดังนั้นจะเขียนได้เป็น

$$L = ct^2$$

จากสมการจะเห็นได้ว่า พื้นเฟืองจะต้องมีรูปร่างเป็นพาราโบลาโค้งเส้นประในรูป 3.4 แต่เฟืองอินโวลูต เนื้อโลหะจะเพิ่มขึ้นจากรูปพาราโบลาโค้งในรูป ดังนั้นในพื้นเฟืองที่ใช้อยู่จริงความเค้นสูงสุดจะเกิดที่หน้าตัด BED

จากรูปสามเหลี่ยมคล้าย ABE และ BCE จะได้ว่า

$$\frac{x}{t/2} = \frac{t/2}{L} \quad \text{หรือ} \quad L = \frac{t^2}{4x}$$

เมื่อแทนค่า L นี้ลงในสมการจะได้ว่า

$$F_b = \sigma b \left(\frac{2x}{3p} \right) p$$

โดย p เป็นเซกคิวลาพิตซ์ และค่า $\frac{2x}{3p}$ เรียกว่า ตัวประกอบของลูอิส (Lewis Form Factor) ใช้แทนด้วย y จึงเขียนสมการได้เป็น

$$F_b = \sigma b y p = \frac{\sigma b Y}{P} = \sigma b Y m$$

โดยที่ $Y = \pi y$ เป็นตัวประกอบของลูอิสในหน่วยอังกฤษ

ค่า y และ Y นี้สามารถหาได้โดยการคำนวณจากรูปร่างของพื้นเฟือง และหาค่าได้จากตารางค่าตัวประกอบรูปแบบของลูอิส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เนื่องจากแรงที่กระทำกับพื้นเฟืองเป็นแบบกระทำซ้ำกันและมีความถี่ตามความเร็วของเฟือง ดังนั้นเฟืองจึงแตกร้าวโดยผลจากความล้า (Fatigue) เสียส่วนใหญ่ เพราะฉะนั้นค่าความเค้นใช้งาน σ ในสมการข้างต้น จึงต้องเป็นความต้านแรงทนทาน (Endurance Strength) ดังตารางแสดงค่าความเค้นสถิตย์ใช้งานสำหรับสมการของลูอิส ซึ่งแสดงความเค้นใช้งานสำหรับวัสดุชนิดต่าง ๆ ที่ใช้ทำเฟือง

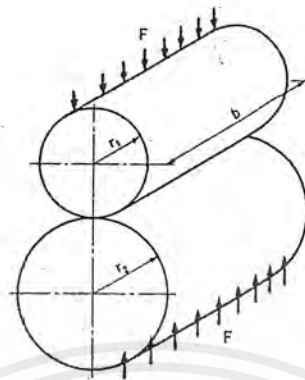
ในทางปฏิบัติมักจะออกแบบเฟืองให้มีอัตราส่วนการขบอยู่ระหว่าง 1.2 ถึง 1.6 ดังนั้นในขณะที่แรงกระทำอยู่ที่ปลายฟันเฟืองฟันหนึ่ง ฟันคู่ถัดไปก็ยังมีสัมผัสกันอยู่ ฉะนั้นแรงทั้งหมดจึงมิได้กระทำที่ปลายฟันเฟืองเพราะมีฟันคู่อื่นช่วยรับแรงอยู่ด้วย ในขณะที่เฟืองหมุนไปแรงที่ปลายฟันจะค่อย ๆ เคลื่อนลงมาจนถึงกลางฟัน ฟันอีกคู่หนึ่งจึงผละออกจากกัน ด้วยเหตุนี้เองแรงทั้งหมดจึงกระทำต่อฟันเฟืองกับกลางฟัน (ยกเว้นในกรณีที่มี $m_c \leq 1$) จากการทำงานของฟันเฟืองดังกล่าวมานี้ทำให้ไม่สามารถที่จะตัดสินใจได้ว่า เมื่อใดความเค้นในฟันเฟืองจึงมากที่สุด สำหรับการออกแบบเฟืองเพื่อใช้งานทั่วไปแล้ว มักจะสมมติให้แรงทั้งหมดกระทำที่ปลายฟัน ส่วนชิ้นงานที่ต้องคำนึงถึงขนาดและน้ำหนักเป็นสำคัญแล้ว มักจะใช้การคำนวณ โดยคิดให้แรงกระทำใกล้กับกลางฟันเฟือง

தாகทฤษฎีการคำนวณหาขนาดของฟันเฟืองดังกล่าวมาแล้ว ได้ละทิ้งแรง F_t รูป ที่กดฟันอยู่ แรงนี้จะทำให้เกิดความเค้นอัดเพิ่มขึ้นในฟัน ซึ่งเมื่อรวมกับความเค้นเนื่องจากแรง F_t แล้ว (แรง F_t ทำให้เกิดความเค้นดึงและความเค้นอัดในฟัน) จะเป็นผลให้ความเค้นในด้านหนึ่งของฟันลดลงและความเค้นอัดในอีกด้านหนึ่งของฟันเพิ่มขึ้น เนื่องจากวัสดุส่วนมากที่ใช้ทำเฟืองสามารถรับแรงอัดได้มากกว่าแรงดึง ฉะนั้นแรง F_t ที่ละทิ้งไปนี้ จึงช่วยให้เฟืองสามารถรับแรงได้สูงขึ้นอีก อีกประการหนึ่งก็คือ ความล้าที่เกิดขึ้นมักจะเกิดในฟันด้านที่รับแรงดึง ดังนั้นการลดความเค้นดึงทางด้านนี้จึงทำให้ฟันแข็งแรงขึ้นอีก

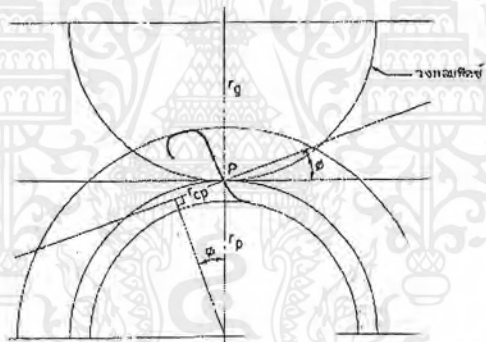
3.6 ความคงทนของผิวหน้าฟันเฟืองตรง

การเสียหายของฟันเฟือง นอกจากจะเสียหายเนื่องจากการแตกหักแล้ว อาจเกิดการเสียหายเนื่องจากผิวหน้าสึกกร่อนจนใช้งานไม่ได้ดีก่อนเกิดการแตกหักขึ้นได้ ทั้งนี้เพราะความเค้นที่ผิวหน้าของฟันเฟืองมีค่าสูงมาก ปรากฏการณ์เช่นนี้เรียกว่า พิตติง (Pitting) หรือการเกิดหลุมบนฟันเฟือง ซึ่งเป็นความเสียหายเนื่องจากความล้า เพราะฟันเฟืองอยู่ภายใต้แรงกระทำซ้ำกันเป็นวัฏจักร บักคิงแฮม (Buckingham) เป็นผู้นำเอาสมการของเฮิรตซ์ (Hertz) มาคำนวณหาแรงใช้งานใช้งานของฟันเฟือง เพื่อไม่ให้เกิดการเสียหายในลักษณะเช่นนี้โดยพิจารณาทรงกระบอกรัศมี r_1 และ r_2 ซึ่งอยู่ภายใต้แรงกด F ดังรูปที่ 3.5 และรูปที่ 3.6 ให้แทน r_1 และ r_2 ด้วยรัศมีความโค้งของฟัน ρ จุดสัมผัสของพินเนียนและเฟืองคือ r_{cp} และ r_{cg}

ตามลำดับ



รูปที่ 3.5 ทรงกระบอก 2 อันสัมผัสกันแบบโรตถึงภายใต้แรง F



รูปที่ 3.6 ความสัมพันธ์ระหว่างรัศมีความโค้งของฟันเฟืองกับรัศมีวงกลมสัมผัส

นอกจากนี้ยังให้แรง F เป็น แรงสึกกร่อนใช้งาน (Allowable Wear Load) F_w เป็นความต้านแรง
ทนทานผิวหน้า (Surface Endurance Strength) จะได้สมการดังนี้

$$F_w = d_p b Q K$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่า K และสำหรับวัสดุบางชนิดที่ใช้การทำเฟือง หากค่าได้จากตารางค่าตัวประกอบแรงตึงกร่อน K และขีดจำกัดความทนทานผิวหน้า σ_e ส่วนวัสดุเหล็กกล้าที่ไม่มีอยู่ในตาราง ก็อาจจะหาค่าได้โดยประมาณได้ดังนี้

$$\sigma_e = 2.76(HB) - 68.96 N/mm^2$$

$$\sigma_e = 400(HB) - 10000 \text{ psi}$$

โปรดสังเกตว่า แรง ในที่นี้มีทิศทางตั้งฉากกับส่วนโค้งของฟันเฟือง ณ จุดสัมผัส ถ้าในการคำนวณปรากฏว่า และ มีค่ามากกว่า แล้ว แสดงว่าฟันเฟืองจะไม่เกิดการแตกหักหรือตึงกร่อนมากเกินไปในระยะเวลาอันสมควร ในกรณีของเฟืองที่มีได้ทำงานหนักตลอดเวลาที่มักออกแบบให้ มากกว่า แต่เพียงอย่างเดียวก็เป็นการเพียงพอแล้ว จากประสบการณ์ของผู้ชำนาญในการออกแบบพบว่า ควรออกแบบให้ มีค่าน้อยกว่า ทั้งนี้เพื่อให้เฟืองเกิดการตึงกร่อนแทนที่จะเกิดการแตกหักเนื่องจากการตัดที่ฟันเฟือง ทั้งนี้เพราะเมื่อเกิดการตึงกร่อน เฟืองคู่นั้นก็จะทำงานด้วยเสียงดังกว่าปกติ ทำให้ทราบได้ล่วงหน้า และเปลี่ยนใหม่ได้ ก่อนที่เฟืองจะเกิดการแตกหักขึ้น

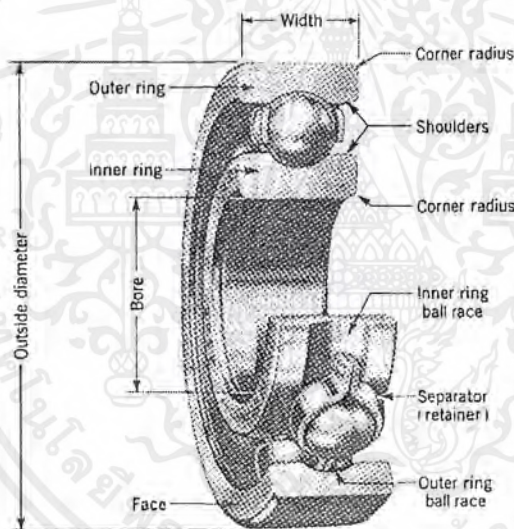
ในกรณีที่พีเนี่ยนขับเฟืองใน (Internal Gear) ค่า r_p จะเป็นบวก และ r_g จะเป็นลบ (รัศมีมีความโค้งกลับกัน) เมื่อคิดเครื่องหมายนี้ด้วยแล้ว ค่า Q ของสมการจะกลายเป็น

$$Q = \frac{2d_g}{d_g - d_p} = \frac{2N_g}{N_g - N_p} = \frac{2m_\omega}{m_\omega - 1}$$

บทที่ 4

โรลลิ่งแบร์ริง

โรลลิ่งแบร์ริง (rolling bearing) หมายถึงแบร์ริงชนิดที่รับแรงโดยอาศัยชิ้นส่วนของแบร์ริงที่มีลักษณะเป็นผิวเป็นผิวสัมผัสแบบกลิ้ง (rolling contact) แทนที่จะเป็นผิวสัมผัสแบบเลื่อน (sliding contact) เนื่องจากแบร์ริงชนิดนี้มีค่าความเสียดทานน้อยมาก ดังนั้นจึงมีชื่อเรียกอีกชื่อหนึ่งที่ยอมรับใช้กันทั่วไปในวงการอุตสาหกรรมว่า antifriction bearing ตัวอย่างเช่น ball bearing หรือ ตลับลูกปืน ดังรูป 4.1 ซึ่งประกอบด้วยวงแหวนเหล็กกล้าสองวงที่แยกออกจากกันด้วยลูกกลิ้งทรงกลม ลูกกลิ้งเหล่านี้รับแรงมาจากวงแหวนวงหนึ่งแล้วส่งแรงนี้ผ่านไปยังวงแหวนอีกวงหนึ่ง โดยการกลิ้งไปบนวงแหวน

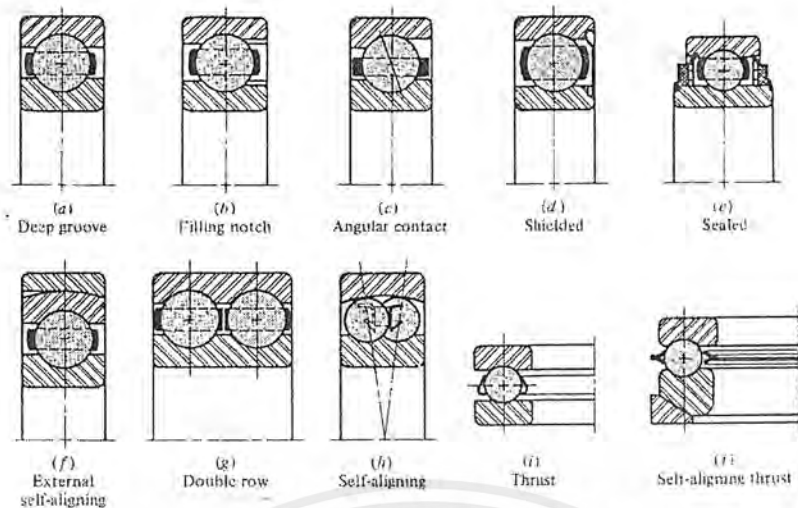


รูปที่ 4.1 ส่วนต่างๆ ของบอลแบร์ริง

4.1 ชนิดของแบร์ริง

โดยทั่วไปแล้ว rolling bearing จะแบ่งออกได้เป็นสองพวกใหญ่ ๆ คือ บอลแบร์ริงซึ่งมีลูกกลิ้ง (rolling element) เป็นรูปทรงกลม และ โรลเลอร์แบร์ริง (roller bearing) ซึ่งมีลูกกลิ้งเป็นรูปทรงกระบอก (straight roller) หรือเป็นรูปทรงกระบอกเรียว (tapered roller) ก็ได้ โดยปกติแล้วแบร์ริงเหล่านี้จะรับแรงได้ทั้งแรงในแนวรัศมี และแรงรุน ได้ยกเว้นโรลเลอร์แบร์ริงแบบลูกกลิ้งทรงกระบอกตรงเท่านั้น แบร์ริงทั้งสองพวกนี้ยังแยกออกเป็นชนิดต่าง ๆ ดังที่ได้แสดงไว้ในรูป และ ซึ่งจะกล่าวถึงคุณลักษณะของแบร์ริงแต่ละชนิดโดยสังเขปดังต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.2 บอลแบริงชนิดต่าง ๆ

บอลแบริงชนิดมีลูกกลิ้งหนึ่งแถวร่องลึก (single-row deep-groove) เป็นแบริงชนิดที่มีการใช้งานมากที่สุด ประกอบด้วยร่องลึกเป็นทางกลิ้งสำหรับลูกกลิ้งทรงกลม ดังรูป 4.2 (a) สามารถรับแรงได้ทั้งในแนวรัศมีและในแนวแกน (แรงรุน) อัตราส่วนของแรงในแนวแกนต่อแรงในแนวรัศมีที่รับได้ประมาณ 0.70 และสามารถรับการเอียงแนวของเพลาได้ประมาณ $\pm 0^{\circ}15'$ เมื่อต้องการเพิ่มความสามารถในการรับแรงในแนวรัศมีขึ้นไปอีก ก็อาจทำได้โดยการเพิ่มจำนวนลูกกลิ้งที่บรรจุในรางให้มากขึ้น ซึ่งจำเป็นที่จะต้องตัดผิวหน้าวงแหวนด้านหนึ่งให้มีช่องสำหรับใส่ลูกกลิ้ง (filling notch) เพิ่มขึ้นดังในรูป 4.2 (b) การทำเช่นนี้จะทำให้แบริงสามารถรับแรงในแนวรัศมีเพิ่มขึ้นอีกประมาณ 20 ถึง 40% แต่ความสามารถในการรับแรงในแนวแกนจะลดลง ทั้งนี้เนื่องมาจากพื้นที่สำหรับรับแรงในแนวนี้ลดลงนั่นเอง

สำหรับแบริงชนิดนี้และแบริงชนิดที่จะได้กล่าวต่อไปก็ยังคงมีการใช้แผ่นโลหะปิด (shield) ไว้ระหว่างช่องว่างของวงแหวนเพื่อป้องกันสิ่งสกปรกรวมทั้งช่วยรักษาปริมาณของไขมันมิให้รั่วไหลออกมาจากแบริง ดังในรูป 4.2 (d) ส่วนในรูป 4.2 (e) ก็เป็นการใช้แผ่นโลหะปิดเพื่อจุดประสงค์เดียวกันแต่เป็นการปิดแบบตายตัว (sealed)

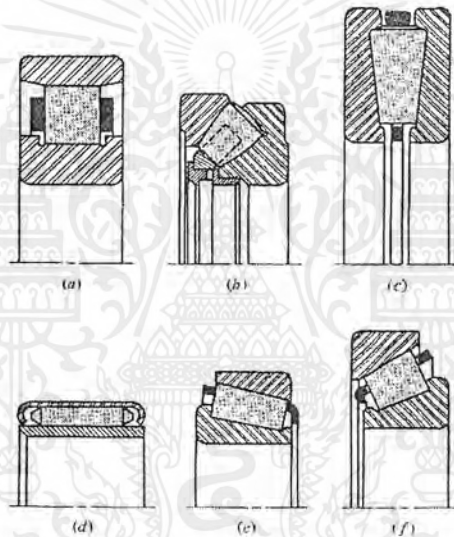
บอลแบริงชนิด angular contact ดังรูป 4.2 (c) เป็นแบริงที่ออกแบบสำหรับใช้รับแรงในแนวแกนซึ่งมีค่าสูง โดยมีมุมสัมผัส (contact angle) ต่าง ๆ กัน เมื่อมุมสัมผัสเพิ่มขึ้น แบริงก็สามารถที่จะรับแรงในแนวแกนเพิ่มขึ้นด้วย แต่จะรับแรงในแนวรัศมีได้น้อยลง ในกรณีที่ต้องการใช้รับแรงในแนวแกนสองทิศทางก็ให้ใช้แบบมีลูกกลิ้งสองแถว (double row) ดังรูป 4.2 (g) หรือใช้แบริงสองอันหันหน้าเข้าหากัน

บอลแบริงชนิดปรับแนวได้เอง (self-aligning) ออกแบบสำหรับใช้ในกรณีที่เพลาอาจจะมีการเอียงแนวเป็นมุมที่ค่อนข้างมาก ดังแสดงในรูป 4.2 (f) และ 4.2 (h) แบริงในรูป 4.2 (h) เป็นเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไมออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แบบปรับแนวได้เองภายใน ซึ่งอาศัยผิวหนังทรงกลมของวงแหวนนอกในการช่วยรับมุมได้ถึงประมาณ $\pm 2^{\circ}30'$ ส่วนเบริงในรูป 4.2 (ก) เป็นแบบปรับแนวได้เองภายนอก สามารถรับมุมได้สูงมากโดยการเจียรระนาบผิวด้านนอกของวงแหวนนอกให้รับกับผิวหน้าของตัวรับเบริง (bearing housing)

บอลเบริงกันรุน (thrust ball bearing) ดังรูป 4.2 (i) ออกแบบสำหรับรับแรงในแนวแกน โดยเฉพาะ ถ้ามีแรงในแนวรัศมีอยู่ด้วยแล้วจะต้องใช้เบริงชนิดอื่นช่วยรับแรงนี้ ดังนั้นในกรณีที่มีแรงทั้งสองชนิดอยู่พร้อมกันแล้วก็ควรที่จะเลือกใช้บอลเบริงชนิด angular contact

บอลเบริงกันรุนปรับแนวได้เอง (self-aligning thrust) ดังรูป 4.2 (j) ออกแบบสำหรับใช้รับแรงในแนวแกน ในกรณีที่เพลลาอาจจะมีการเอียงแนวเกิดขึ้น



รูปที่ 4.3 โรลเลอร์เบริงชนิดต่าง ๆ

Cylindrical หรือ straight roller bearing ประกอบด้วยลูกกลิ้งทรงกระบอกกลมตรง ดังรูป 4.3 (a) โรลเลอร์เบริงแบบนี้รับแรงในแนวรัศมีได้มากกว่าบอลเบริง เพราะมีพื้นที่ที่รับแรงมากกว่า แต่ไม่สามารถจะรับแรงในแนวแกนได้ หรือถ้ารับได้ก็รับได้ไม่มากนัก ในกรณีที่ต้องการใช้รับแรงทั้งสองแนวซึ่งมีค่ามากก็ควรที่จะเลือกใช้ tapered roller bearing ดังในรูป 4.3 (e) และ 4.3 (f)

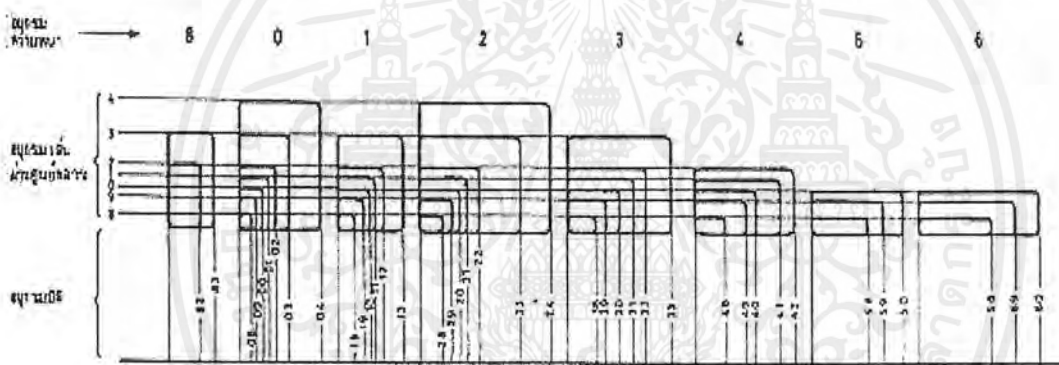
spherical roller thrust bearing ดังรูป 4.3 (b) และ tapered roller thrust bearing ดังรูป 4.3 (c) มีประโยชน์สำหรับใช้รับแรงในแนวแกนที่มีค่ามากและในกรณีที่อาจจะมีการเอียงแนวได้บ้าง

นีดิลเบริง (needle bearing) หรือดัดลูกปืนเข็ม ทำหน้าที่เช่นเดียวกับ straight roller bearing แต่เหมาะสำหรับใช้ในที่ซึ่งมีเนื้อที่ในแนวรัศมีจำกัด ดังในรูป 4.3 (d) เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แบริ่งที่กล่าวมาแล้วนี้เป็นเพียงส่วนหนึ่งของแบริ่งชนิดต่าง ๆ ที่มีชื่ออยู่ในส่วนของเครื่องจักรกลทั่วไปเท่านั้น ผู้อ่านที่มีความสนใจละเอียดยิ่งขึ้นอีก อาจจะหาดูได้จากแค็ตตาล็อกของผู้ผลิตทั่วไป เช่น NTN STERR KOYO SKF FAG RHP และ TIMKEN เป็นต้น

4.2 มิติมาตรฐานของโรลลิงแบริ่ง

การกำหนดมาตรฐานของแบริ่ง ทำให้ผู้ผลิตสามารถที่จะผลิตแบริ่งได้ราคาถูกลงทำให้ผู้ ออกแบบสามารถเลือกใช้ได้สะดวก และทำให้การดูแลรักษาตลอดจนการเก็บแบริ่งสำรองกระทำ ได้ง่ายขึ้น ด้วยเหตุนี้เอง สมาคม AFBMA ซึ่งเป็นผู้รับผิดชอบในการจัดพิมพ์มาตรฐานของแบริ่ง ชนิดต่าง ๆ จึงร่วมกับสมาคมเกี่ยวกับโรลลิงแบริ่งอื่น ๆ จัดทำมาตรฐานให้เข้ากับขององค์การ มาตรฐานระหว่างประเทศ (ISO) มาตรฐานนี้จะบอกถึงมิติภายนอกของแบริ่งคือ ขนาดเส้นผ่าน ศูนย์กลางภายนอก-ภายในและความหนา ส่วนมิติภายในแบริ่งให้เป็นไปตามที่ผู้ผลิตจะออกแบบ



รูปที่ 4.4 ขนาดของมิติ สำหรับอนุกรมมิติของแบริ่งขนาดต่าง ๆ

มาตรฐานดังกล่าวนี้จะเห็น ได้จากรูป 4.4 ซึ่งประกอบด้วยอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง (diameter series) เรียงเบอร์จาก 8 9 0 1 2 3 และ 4 โดยที่อนุกรม 8 มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเล็กที่สุด และอนุกรม 4 มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโตที่สุด ส่วนความหนาบอกได้ด้วย อนุกรมความหนา (width series) เรียงเบอร์จาก 8 0 1 2 3 4 5 และ 6 โดยที่อนุกรม 8 บางที่สุด และอนุกรม 6 หนาที่สุด ดังนั้นมาตรฐานของแบริ่งจึงบอกได้โดยรวมเบอร์ของอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง กับอนุกรมความหนาเข้าด้วยกัน เรียกว่า อนุกรมมิติ (dimension series) โดยที่เลข ตัวแรกแทนอนุกรมความหนา และเลขตัวที่สองแทนอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง เช่นแบริ่งที่อยู่ใน อนุกรมมิติ 03 หมายถึง แบริ่งที่มีอนุกรมความหนา 0 และอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง 3 เป็นต้น

จากรูป 4.4 จะเห็นได้ว่าผู้ออกแบบเครื่องจักรกลสามารถที่จะเลือกใช้แบริ่งที่มีความหนาตาม ต้องการได้ โดยที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกเปลี่ยนไปเป็นขนาดต่าง ๆ กัน ในทางกลับกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ถ้ากำหนดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (คือการกำหนดคอนูกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง) ก็สามารถที่จะเลือกแบร์ริงที่มีความหนาต่าง ๆ กันได้

4.3 อายุการใช้งานของแบร์ริง

แบร์ริงที่ได้รับการติดตั้งและหล่อขึ้นอย่างดีตลอดจนดูแลรักษาให้ปราศจากฝุ่น หรือผงต่าง ๆ และไม่อยู่ภายใต้แรงกระทำที่มีค่าสูงมากจนเกินความสามารถที่แบร์ริงจะรับไว้ได้แล้วแบร์ริงจะเสียหายเนื่องจากความล้าที่เกิดขึ้นในวัสดุแบร์ริงเท่านั้น ดังนั้นจะเห็นได้ว่าแบร์ริงที่เสียจะมีเศษผงโลหะหลุดออกมา เป็นจำนวนมาก ทั้งนี้เพราะพื้นที่สัมผัสระหว่างลูกกลิ้งและวงแหวนมีค่าน้อย ดังนั้นความเค้นที่เกิดขึ้นในลูกกลิ้งหรือวงแหวนจึงมีค่าสูงเข้าใกล้ความเค้นของเฮิร์ซ (ในที่นี้จะไม่กล่าวถึงการหาและที่มาของความเค้นของเฮิร์ซ ซึ่งต้องใช้ทฤษฎีทางอิลาสติซิตี) ในขณะที่ลูกกลิ้งหมุนไปรอบวงแหวน วัสดุส่วนที่รับแรงของแบร์ริงจะอยู่ภายใต้ความเค้นที่มีค่าเปลี่ยนจากศูนย์ไปยังค่าสูงสุดแล้วกลับลงมาเป็นศูนย์ (repeated stress) อยู่ตลอดเวลา แต่เนื่องจากค่าความเค้นนี้สูงกว่าขีดจำกัดความทนทาน (endurance limits) ของวัสดุแบร์ริง ดังนั้นจึงเกิดการเสียหายขึ้นโดยความล้า ซึ่งก็แสดงว่า อายุการใช้งานของแบร์ริงมีระยะเวลาจำกัด ขึ้นอยู่กับค่าของความเค้นที่กระทำซ้ำ จากผลการทดลองของ Lundberg และ Palmgram ซึ่งได้ใช้เป็นพื้นฐานสำหรับการประเมินค่ามาตรฐานของ AFBMA พบว่า อายุการใช้งาน L แปรผกผันเป็นสัดส่วนกลับแรงในแนวรัศมี P (ในกรณีที่มีแรงในแนวรัศมีและแรงรุน P จะเป็นแรงในรัศมีสมมูล (equivalent radial load) ซึ่งจะได้กล่าวต่อไป) นั่นคือ

$$L \propto \frac{1}{P^k}$$

โดยที่ค่าคงที่ $k = 3$ สำหรับบอลแบร์ริง

$k = 10/3 = 3.33$ สำหรับโรลเลอร์แบร์ริง

4.4 แรงสมมูล

ในการใช้งานจริง โรลลิ่งแบร์ริง อาจจะได้รับทั้งแรงในแนวรัศมีและแรงในแนวทอน และวงแหวนในหรือนอกอาจจะเป็นอันที่หมุนก็ได้ ซึ่งก็แล้วแต่ผู้ออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกล อีกประการหนึ่ง แค็ตตาล็อกของผู้ผลิตจะกำหนดให้ แต่เฉพาะอายุประเมินในเทอมของในแนวรัศมีเท่านั้น ดังนั้นจึงมีความจำเป็นต้องเปลี่ยนแรง และเลื่อนไปจากที่ใช้งานจริงๆ มาให้เป็นในแนวรัศมีโดยมีวงแหวนในเป็นตัวหมุน เรียกว่า แรงสมมูล (equivalent force) เพื่อที่จะเลือกแบร์ริงจากแค็ตตาล็อกได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แรงสมมูล หมายถึง แรงในแนวรัศมี ซึ่งถ้าให้กระทำต่อโรตลิ่งแบร์ริง โดยที่วงแหวนในหมุนและวงแหวนนอกอยู่นิ่งแล้ว จะทำให้แบร์ริงมีอายุการใช้งานเท่ากับ อายุใช้งานของแบร์ริงที่รับแรงจริง (ซึ่งอาจมีทั้งแรงในแนวรัศมีและในแนวแกนพร้อมกัน)

$$P = XV F_r + Y F_a$$

หรือ

$$P = V F_r$$

โดยที่

P = แรงสมมูล

F_r = แรงในแนวรัศมี

F_a = แรงในแนวแกนหรือแรงรุน

V = ตัวประกอบการหมุน (rotation factor) มีค่าเท่ากับ 1 เมื่อวงแหวนในหมุนและ 1.2 เมื่อวงแหวนนอกหมุน

X = ตัวประกอบแรงในแนวรัศมี (radial load factor)

Y = ตัวประกอบแรงในแนวแกน (thrust load factor)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.5 อายุการใช้งานโดยสังเขป

ชนิดของเครื่องจักร	อายุการใช้งานเป็นชั่วโมง
เครื่องมือวัดและเครื่องมือที่ใช้ไม่บ่อยนัก ตัวอย่างเช่น เครื่องมือสำหรับห้องทดลอง อุปกรณ์สำหรับประตูลื่น	500
เครื่องยนต์เครื่องบิน	500-2000
เครื่องจักรสำหรับใช้งานในช่วงเวลาสั้นๆ หรือทำงานเป็นพักๆ ตัวอย่างเช่น เครื่องมือต่างๆ รอกยกของในโรงงาน เครื่องจักรที่ทำงานโดยใช้มือจับ เครื่องจักรกลการเกษตร ปั่นจั่นที่ใช้ในงานประกอบ เครื่องขนถ่าย ปั่นจั่นที่ใช้ในงานหล่อเครื่องจักรกลที่ใช้ในบ้าน	4000-8000
เครื่องจักรกลที่ใช้งานเป็นพักๆ และมีความสำคัญต่องานที่ทำมาก ตัวอย่างเช่น เครื่องจักรสำรองของโครงค้ำกำลัง อุปกรณ์ลำเลียงในสายงานผลิต ลิฟท์ ปั่นจั่นยกสินค้าทั่วไป เครื่องมือกลที่ใช้ไม่บ่อยนัก	8000-12000
เครื่องจักรที่ใช้งาน 8 ชั่วโมง แต่ไม่ได้ใช้งานเต็มที่ ตัวอย่างเช่น มอเตอร์ไฟฟ้า ชุดเฟืองทดสำหรับงานทั่วไป	12000-20000
เครื่องจักรที่ใช้งาน 8 ชั่วโมง แต่ทำงานเต็มที่ ตัวอย่างเช่น เครื่องจักรกลในงานอุตสาหกรรมทั่วไป ปั่นจั่นที่ใช้ยกของตลอดเวลา เครื่องเป่าลม เพลาส่งกำลัง	20000-30000
เครื่องจักรที่ใช้งานต่อเนื่อง (ทำงาน 24 ชั่วโมง) ตัวอย่างเช่น เครื่องแยกของ เครื่องอัดอากาศ ปัม เพลาส่งกำลัง ลูกกลิ้งของสายพานลำเลียง รอกในเหมืองแร่ มอเตอร์ไฟฟ้า	40000-60000

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

การออกแบบเพลา

เพลาอาจจะมีชื่อเรียกแตกต่างกันไปตามลักษณะของการใช้งานดังต่อไปนี้

เพลา (shaft) เป็นชิ้นส่วนที่หมุนและใช้ในการส่งกำลัง

แกน (axle) เป็นชิ้นส่วนลักษณะเดียวกับเพลาแต่ไม่หมุน ส่วนมากเป็นตัวรองรับชิ้นส่วนที่หมุน เช่น ล้อ ล้อสายพาน เป็นต้น อย่างไรก็ตามทั้งเพลาและแกนก็นิยมเรียกรวมกันว่าเพลา ไม่ว่าชิ้นส่วนนั้นจะหมุนหรืออยู่นิ่งก็ตาม

สปินเดิล (spindle) เป็นเพลาขนาดสั้นที่ไม่หมุน เช่น เพลาที่หัวแท่นกลึง เป็นต้น

สตั๊บชาฟต์ (stub shaft) หรือบางครั้งเรียกว่า (head shaft) เป็นเพลาที่ติดเป็นชิ้นส่วนต่อเนื่องในเครื่องยนต์ มอเตอร์ หรือเครื่องต้นกำลังอื่นๆ มีขนาด รูปร่าง และส่วนยื่นออกมาสำหรับใช้ต่อกับเพลาอื่นๆ

เพลาแนว (line shaft) หรือเพลาส่งกำลัง (power transmission shaft) เพลาซึ่งต่อตรงจากเครื่องต้นกำลัง และใช้กำลังส่งไปยังเครื่องจักรกลอื่นๆ โดยเฉพาะ

แจ็กชาฟต์ (jackshaft) เป็นเพลาขนาดสั้นที่ต่อกับเครื่องต้นกำลัง กับเพลาเมนหรือเครื่องจักรกล

เพลาอ่อน (flexible shaft) เป็นเพลาที่สามารถอ่อนตัวหรืองอโค้งได้ เพลาประเภทนี้ทำด้วยสายลวดใหญ่ ลวดสปริงหรือลวดเกลียว ใช้ในการส่งกำลังในลักษณะที่แกนหมุนทำมุมกันได้ แต่ส่งกำลังได้น้อย

เพลาอาจรับแรงดึง แรงกด แรงบิด หรือแรงคด หรือแรงหลายอย่างรวมกัน ดังนั้นการคำนวณจึงต้องความเต็มผสมเข้าช่วย แรงเหล่านี้อาจยังมีการเปลี่ยนแปลงขนาดตลอดเวลา ทำให้เพลาเสียหายเพราะความล้าได้ ฉะนั้นจึงต้องออกแบบเพลาให้มีความแข็งแรงเพียงพอสำหรับการใช้งานในลักษณะนี้ นอกจากนั้นเพลาจะต้องมีความแข็งแรง (rigidity) เพียงพอเพื่อลดมุมบิดภายในเพลาให้อยู่ในขีดจำกัดที่พอเหมาะ ระยะเวลาโก่ง (deflection) ของเพลาที่เป็นสิ่งสำคัญในการกำหนดขนาดเพลาเช่นเดียวกัน เพราะถ้าเพลามีระยะเวลาโก่งมากก็จะเกิดการแกว่งขณะทำการหมุนทำให้ที่ความเร็ววิกฤต (critical speed) ของเพลาลดลง ซึ่งอาจทำให้เพลาเกิดการสั่นอย่างรุนแรงในขณะที่ความเร็วของเพลาเข้าใกล้ความเร็ววิกฤตนี้ได้ ระยะเวลาโก่งนี้ยังมีผลต่อการเลือกชนิดของที่รองรับเพลา เช่น บอลเบริง (ball bearing) ก็ต้องมีการเอียงแนว (misalignment) ในการใช้งานที่พอเหมาะกับเพลาด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1 วัสดุเพลลา

วัสดุที่ใช้สำหรับทำเพลลาทั่วไปคือเหล็กกล้าละมุน (mild steel) แต่ถ้าต้องการให้มีความเหนียวและความทนทานต่อแรงกระตุกเป็นพิเศษแล้วมักใช้เหล็กกล้าผสมโลหะอื่นทำเพลลา เช่น AISI 1347 3140 4150 4340 เป็นต้น เพลลาที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโตกว่า 90 mm มักจะกลึงมาจากเหล็กกล้าคาร์บอนซึ่งผ่านการรีดร้อนอย่างไรก็ตามเพื่อให้เพลลามีราคาถูกลงที่สุด ผู้ออกแบบควรพยายามเลือกใช้เหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดาก่อนที่จะเลือกใช้เหล็กกล้าชนิดอื่น

5.2 ขนาดเพลลา

เพื่อให้เพลลามีมาตรฐานเหมือนกัน องค์การมาตรฐานระหว่างประเทศจึงได้กำหนดขนาดมาตรฐานของเพลลาตั้งเป็นขนาดระบุ (nominal size) ใน ISO/R 775-1696 เอาไว้สำหรับให้ผู้ออกแบบเลือกใช้ทั้งนี้เพื่อให้สามารถหาซื้อได้ทั่วไป นอกจากนี้ยังเป็นขนาดที่สอดคล้องกับขนาดของแปรงที่ใช้รับเพลลาด้วยขนาดระบุของเพลลาได้จากตารางที่ 5.1

ตาราง 5.1 ขนาดระบุของเพลลาตามมาตรฐาน ISO/R 775-1696

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	

บทที่ 6

สปริง

สปริงเป็นชิ้นส่วนที่มีความยืดหยุ่นที่มีใช้อยู่ในเครื่องจักรกลทั่วไป สปริงอาจจะมีรูปร่างต่างๆกันและทำจากวัสดุหลายชนิด แม้แต่ของไหลเช่น อากาศ ก๊าซ และของเหลว ก็สามารถทำหน้าที่เป็นสปริงได้ แต่ส่วนมากสปริงมักทำจากโลหะและโลหะผสม แต่พวกอโลหะบางชนิดก็สามารถใช้ได้ สปริงอาจทำหน้าที่ได้หลายประเภทดังนี้

- ใช้เป็นแหล่งพลังงานให้กับกลไกต่างๆ เช่น ลานนาฬิกา กล้องถ่ายรูป และของเด็กเล่น เป็นต้น
- ใช้วัดแรง เช่น ตาชั่งสปริง ไดนาโมมิเตอร์ และอุปกรณ์ปรับต่างๆ เป็นต้น
- ใช้ทำหน้าที่เป็นชิ้นส่วนเครื่องจักรกลกลับสู่ตำแหน่งเดิม เช่น ตัวตามลูกเบี้ยว(Cam Followers) ก้านวาล์ว เป็นต้น
- ใช้ส่งแรงจากชิ้นส่วนหนึ่งไปยังอีกชิ้นส่วนหนึ่ง เช่น สปริงแผ่นคลัตช์ เป็นต้น

6.1 วัสดุสำหรับลวดสปริง

จุดประสงค์ของการใช้สปริงส่วนมากจะเป็นไปในรูปของการเก็บพลังงานเอาไว้ในตัวสปริง ความเค้นที่เกิดขึ้นในสปริงขณะที่ใช้รับแรงจะมีค่าสูงมาก ดังนั้นจึงต้องใช้วัสดุที่มีความแข็งแรงสูงมาใช้ทำสปริง โดยทั่วไปเหล็กสำหรับใช้ทำสปริงจะเป็นเหล็กที่มีคาร์บอนสูงกว่า 0.5% แล้วผ่านกรรมวิธีทางความร้อนเพื่อให้มีความยืดหยุ่นสูง เพื่อให้สปริงมีการยืดหดได้มากนั่นเอง นอกจากนี้แล้วยังมีวัสดุประเภทโลหะผสม เหล็กกล้าไร้สนิม และอื่นๆที่ต้องใช้กับงานพิเศษ เพื่อป้องกันการกัดกร่อนหรือทนทานต่ออุณหภูมิสูงๆ

6.2 คุณสมบัติทางกลของลวดสปริง

ค่าความต้านแรงของวัสดุที่ใช้ทำลวดสปริงจะเปลี่ยนไปตามขนาดของลวดสปริง ดังนั้นจึงอาจเขียนในรูปสมการที่ใช้หาค่าความต้านแรงของวัสดุที่ใช้ทำลวดสปริงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใดๆได้ดังนี้คือ

$$\sigma_u = \frac{A}{d^x}$$

$$\tau_u = \frac{B}{d^y}$$

โดยที่ σ_u คือ ความต้านแรงดึงต่ำสุดเป็น N/mm^2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

τ_u คือ ความต้านแรงเฉือนทนทานเป็น N/mm^2

d คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของลวดสปริงเป็น mm

ค่าคงที่ในสมการ แสดงไว้ในตาราง แสดงคุณสมบัติทางกลของลวดสปริง สำหรับค่าโมดูลัสความยืดหยุ่นและโมดูลัสความเฉือนของวัสดุในตาราง ให้ใช้ค่าดังนี้(ยกเว้นเหล็กกล้าไร้สนิม)

$$E = 200kN/mm^2 \quad G = 80kN/mm^2$$

สำหรับเหล็กกล้าไร้สนิมให้ใช้

$$E = 180kN/mm^2 \quad G = 70kN/mm^2$$

สำหรับค่าความต้านแรงเฉือนครากให้ใช้ค่าประมาณ

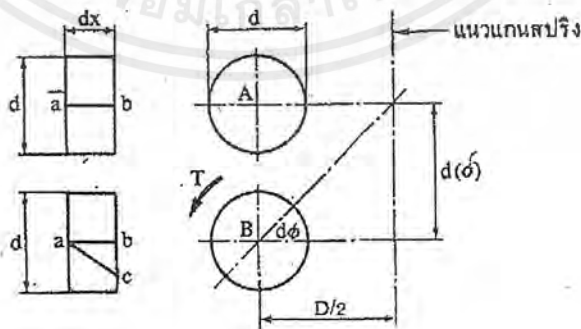
$$\tau_y = 0.60\sigma_u \text{ สำหรับวัสดุทั่วไป}$$

$$\tau_y = 0.47\sigma_u \text{ สำหรับเหล็กกล้าไร้สนิม}$$

6.3 การยึดหดของสปริงขด

ในการหาการยึดหดของสปริงให้พิจารณาขดสปริง ซึ่งตัดออกมาเป็นชิ้นเล็กๆยาว dx ก่อน มีแรงกระทำในแนวตั้ง ส่วนของลวดสปริงนี้จะอยู่ที่ A หลังจากรับแรงภายนอกแล้วลวดสปริงจะเลื่อนมาอยู่ที่ตำแหน่ง B โดยมีการยุบตัว $d\delta$ และมุมบิดเล็กๆของลวดเท่ากับ $d\phi$ นั่นคือเส้น ab จะบิดมาอยู่ที่ตำแหน่ง ac

จากสูตรการบิด $d\phi = \frac{Tdx}{GJ}$



รูปที่ 6.1 การยึดหดของลวดสปริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ถ้ามุมบิดบนลวดสปริงขึ้นเล็กน้อยนี้เล็กน้อย(เนื่องจากสปริงมีขดถี่)ระยะขยุบตัวคือ

$$d\delta = \frac{D(d\phi)}{2} = \frac{TD(dx)}{2GJ}$$

ถ้าสปริงมีความยาวทั้งหมด L ระยะขยุบตัวทั้งหมดคือ

$$\delta = \frac{TD}{2GJ} \int_0^L dx = \frac{TDL}{2GJ}$$

ถ้าจำนวนขดทำการ(Active Coils)เท่ากับ n ขด ความยาว L ของสปริง n ขดโดยประมาณเท่ากับ และเมื่อแทนค่า จะได้ว่า

ระยะขยุบตัว

$$\delta = \frac{8FD^3n}{Gd^4} = \frac{8FC^3n}{Gd}$$

6.4 ความแข็งตึงของสปริง

ความแข็งตึงของสปริง(Spring Stiffness)หมายถึงปริมาณของแรงที่ใช้ในการทำให้สปริงยืดหดหนึ่งหน่วยความยาวในแนวแกนของสปริง ซึ่งยังมีชื่อเรียกอีกหลายชื่อต่างกันไป เช่น ค่าคงที่ของสปริง(Spring Constant) อัตราสปริง(Spring Rate) โมดูลัสของสปริง และเกรเดียนของสปริง(Spring Gradient) เป็นต้น ถ้าให้ δ เป็นระยะขยุบตัวภายใต้แรงกด F หรือระยะยืดตัวภายใต้แรงดึง F ค่าความแข็งตึงของสปริงคือ

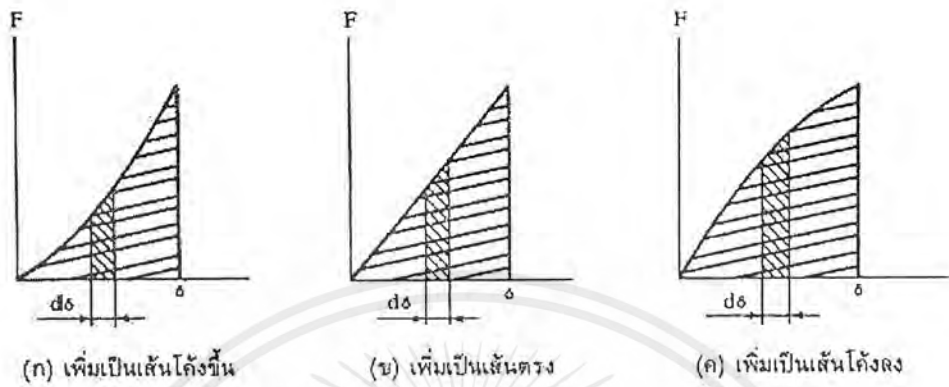
$$k = \frac{F}{\delta}$$

6.5 พลังงานที่เก็บในสปริง

สปริงทุกชนิดสามารถเก็บพลังงานเอาไว้ในตัวเองได้ในรูปของพลังงานศักย์ การออกแบบและเลือกสปริงมาใช้กับงานจำนวนมากจะต้องพิจารณาถึงความสามารถในการเก็บพลังงานของสปริง ปริมาณพลังงานที่เก็บในสปริงคำนวณได้โดยพิจารณาคูณลักษณะของสปริงแต่ละประเภท ซึ่งอาจจะแบ่งออกเป็นแบบเส้นตรง(Linear)และแบบไม่ใช่เส้นตรง(Nonlinear) สปริงแบบเส้นตรงจะมีความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะยืดหดของสปริงในลักษณะของเส้นตรงดังรูปที่ 6.2 สปริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แบบไม่ใช่เส้นตรงยังแบ่งออกได้เป็นแบบเพิ่มเป็นเส้นโค้งขึ้น(Progressive) และเพิ่มเป็นเส้นโค้งลง (Degressive) ดังรูปที่ 6.2 พลังงานที่เก็บสะสมในสปริงก็คืองานภายใต้พื้นที่แรเงา



รูปที่ 6.2 คุณลักษณะของสปริง

สำหรับสปริงที่มีความแข็งคงที่ เช่น สปริงชด พลังงานที่สะสมอยู่ในสปริงจะมีค่าเท่ากับ

$$U = \frac{1}{2} F \delta = \frac{1}{2} k \delta^2$$

ถ้าให้ปริมาตรของเนื้อสปริงโดยประมาณเท่ากับ

$$V = \left(\frac{\pi}{4} d^2 \right) (\pi d n)$$

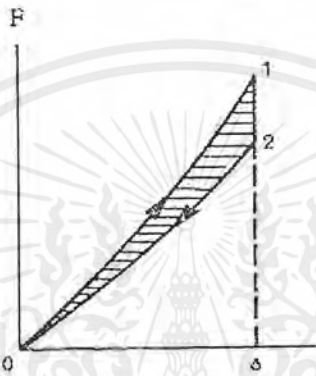
แล้วใช้ความสัมพันธ์ของสมการ จะจัดรูปได้เป็น

$$U = \frac{\tau^2 V}{4k^2 G}$$

พลังงานที่เก็บอยู่ในสปริงบางส่วนจะสูญเสียในรูปของพลังงานความร้อน ดังนั้นงานที่จะได้กลับคืนมาจากสปริงก็จะน้อยกว่างานที่ให้กับสปริง ซึ่งเรียกว่าการดูดซึม(Damping) สปริงบางชนิดก็ต้องการทำให้เกิดการดูดซึมเพื่อจัดพลังงานที่สปริงได้รับเข้ามาบางส่วน เช่น สปริงที่ล้อรถยนต์ เป็นต้น

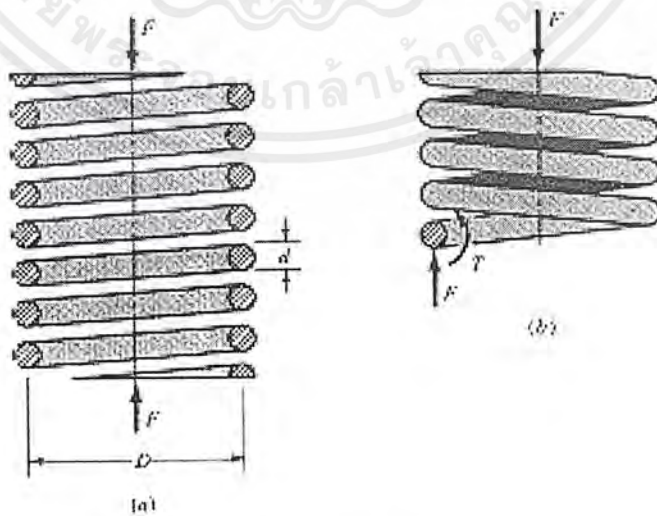
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พิจารณาจากรูป 6.3 จะเห็นได้ว่า พื้นที่ใต้เส้นโค้ง 0 ถึง 1 เป็นพลังงานที่สปริงได้รับ แต่สปริงจะให้พลังงานกลับคืนมาเท่ากับพื้นที่ใต้เส้นโค้ง 0 ถึง 2 ดังนั้นพื้นที่ 0-1-2 คือพลังงานที่สูญเสียไป เนื่องจากการดูดซึม สำหรับสปริงที่ทำจากโลหะ การสูญเสียพลังงานจะมีค่าน้อยมาก ทั้งนี้เพราะการดูดซึมเนื่องจากความเสียดทานภายในตัวสปริงมีค่าน้อย สำหรับสปริงเหนียวหรือพลาสติกซึ่งต้องการใช้ดูดพลังงานจากการกระแทกนั้นมีจำนวนแผ่นติดกันหลายแผ่น ฉะนั้นความเสียดทานภายนอกที่ผิวสัมผัสระหว่างใบของสปริงแต่ละแผ่น จึงมีค่ามากพอที่จะใช้งานในด้านที่ต้องการให้เกิดการดูดซึมได้



รูปที่ 6.3 การสูญเสียพลังงานเนื่องจากการดูดซึม

6.6 ความเค้นในสปริงขดรับแรงกด



รูปที่ 6.4 สปริงขด a) แรงกดสปริง

b) ลวดอยู่ภายใต้แรงเฉือนและโมเมนต์บิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พิจารณาสปริงชนิดซึ่งรับแรงกด F ในแนวแกนของสปริงดังรูป และให้

D_o คือ เส้นผ่าศูนย์กลางกลางภายนอกของขดสปริง

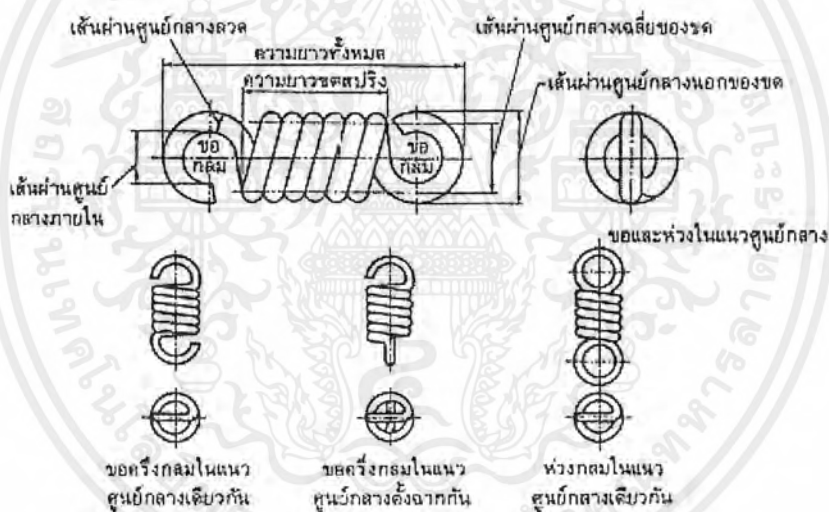
D_i คือ เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของขดสปริง

$D = \frac{(D_o + D_i)}{2}$ เป็นเส้นผ่าศูนย์กลางเฉลี่ยของขดสปริง

d คือ เส้นผ่าศูนย์กลางกลางของลวดสปริง

6.7 สปริงชนิดแบบดึง

สปริงชนิดแบบดึง (Tension Spring) มีใช้งานอยู่ไม่น้อยกว่าสปริงชนิดแบบกด เช่น สปริงของตาชั่ง เพื่อให้สปริงรองรับแรงดึงได้ตอนปลายทั้ง 2 ข้างของสปริง จึงมักทำเป็นขอหรือเป็นห่วงเพื่อใช้เกี่ยวกับสิ่งที่ต้องการให้ออกแรงดึง



รูปที่ 6.5 สปริงชนิดแบบดึง และ ขอชนิดต่าง ๆ

ในบางครั้งสปริงชนิดแบบดึงจะผลิตออกมาให้ขดอัดแน่นกันด้วยแรงจำนวนหนึ่งเรียกว่าแรงดึงขั้นต้น (Initial Tension) ซึ่งหมายถึงแรงที่ใช้ดึงสปริงจนกระทั่งถึงจุดที่ขดจะแยกออกจากกัน (ยังไม่มีกรดยึด) ดังนั้นจะไม่สามารถใช้ Hook's law จนกว่าแรงดึงภายนอกจะเอาชนะแรงดึงขั้นต้นแล้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

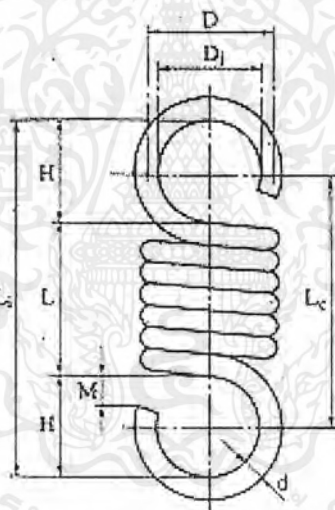
ถ้าให้ F คือแรงภายนอกทั้งหมดที่ใช้ดึงสปริง

F_i คือแรงดึงขึ้นต้น

$$F = F_i + k\delta$$

ถึงแม้ว่าสปริงชนิดแบบดิ่งจะคล้ายกับแบบกดและสามารถใช้สมการในการคำนวณร่วมกันได้แต่มีข้อควรระวังในการออกแบบ เพราะจะมีความแตกต่างดังนี้คือ

- (ก) สปริงชนิดแบบดิ่งสามารถที่จะดึงให้ยืดยาวได้มากกว่าจนความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นสูงกว่าความต้านแรงเฉือนครากของวัสดุได้ แต่สปริงชนิดแบบกดจะยุบตัวลงได้ถึงความยาวแข็งตัวเท่านั้น
- (ข) ปลายของสปริงชนิดแบบดิ่งต้องงอให้เป็นขอสำหรับเกี่ยวทำให้เกิดความเค้นดัดที่ขอและค่าความเค้นหนาแน่นที่ขอก็อาจจะมีค่าสูงมากได้



รูปที่ 6.6 สปริงชนิดแบบดิ่งซึ่งมีขอกลมในแนวศูนย์กลาง

โดยที่

$$D_i = D - d$$

$$H = D_i \text{ (สำหรับขอกลม)}$$

$$M = \frac{D_i}{3}$$

$$L = d(n+1)$$

$$L_i = L + 2D_i$$

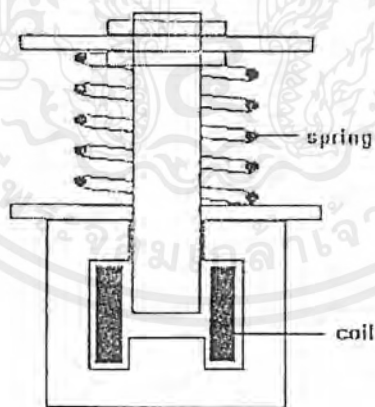
$$L_c = L + D_i$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 7

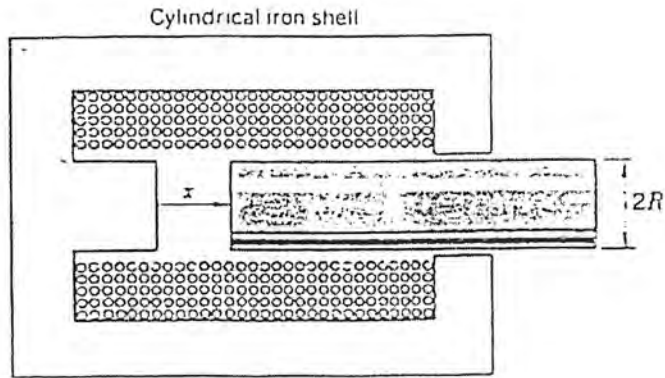
พลังเจอร์ (PLUNGER)

อุปกรณ์ที่ให้แรงหน่วงที่เกิดจากสนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่เลือกใช้เป็นลักษณะของพลังเจอร์ (PLUNGER) ซึ่งแรงที่ได้จากอุปกรณ์ตัวนี้จะเกิดในทิศทางเดียวเท่านั้น ไม่ว่ากระแสที่ไหลเข้าขดลวดที่ใช้สร้างสนามแม่เหล็กในทิศทางใดซึ่งลักษณะการติดตั้งเข้ากับระบบของมวลและสปริงดังแสดงในรูปที่ 7.1 จะเห็นได้ว่าแรงที่เกิดขึ้นมีทิศทางตรงกันข้ามกับแรงที่เกิดจากสปริงที่ถูกกดโดยมวลซึ่งได้ทำการออกแบบโดยการนำแผ่นเหล็กรูปตัวอี (E) และไอ (I) มาทำเป็นเส้นทางเดินของฟลักซ์แม่เหล็ก การใช้แผ่นเหล็กแบบนี้จะช่วยแก้ปัญหาเกี่ยวกับกระแสไหลวน (EDDY CURRENT) และความสูญเสียทางแม่เหล็ก (HYSTERESIS) โดยที่แท่งแกนของพลังเจอร์ (PLUNGER) ก็ประกอบขึ้นมาจากแผ่นเหล็กรูปตัวอี (I) เช่นกัน แกนนี้ต้องทำการเชื่อมทุกด้านเพื่อแก้ปัญหาการถูกดูดให้แยกจากกันไปติดกับด้านข้างของตัวสร้างสนามแม่เหล็กไฟฟ้าซึ่งเป็นพฤติกรรมโดยธรรมชาติของแม่เหล็กที่พยายามที่จะทำให้เส้นทางเดินสั้นที่สุดซึ่งการควบคุมแรงที่เกิดขึ้นนี้อาศัยความสัมพันธ์ของแรงกับกระแสไฟฟ้าที่ใช้ ที่แปรผันตรงต่อกัน กล่าวคือหากป้อนกระแสเข้าขดลวดที่ใช้สร้างสนามแม่เหล็กมากแรงที่เกิดก็จะมากด้วยและหากลดขนาดของกระแสแสดงแรงก็จะลดลงเช่นกัน



รูปที่ 7.1 ลักษณะโครงสร้างการประกอบพลังเจอร์กับขดสปริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.2 ภาพตัดของระบบแม่เหล็กไฟฟ้าอย่างง่าย

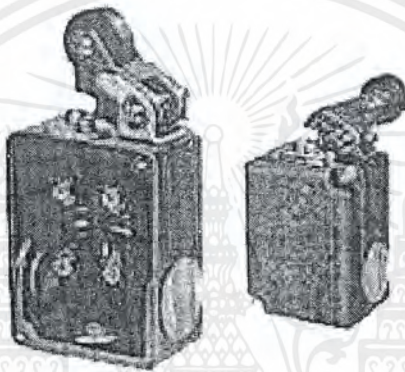


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 8

ลิมิตสวิตช์ (Limit Switch)

เป็นสวิตช์ปุ่มกดที่ทำงานโดยอาศัยแรงกดจากภายนอก เช่น ลูกเบี้ยว (Cam) มาชนที่ปุ่มกด หรือที่ล้อกลมโครงสร้างภายใน คล้ายกับสวิตช์ปุ่มกด มีทั้งคอนแทคปกติปิดและปกติเปิด และสามารถมีคอนแทคได้หลายอันนอกจากนั้นแล้วยังมีความแตกต่างในเรื่องของระยะกดและการทำงานของคอนแทคอีกด้วย ลิมิตสวิตช์ มีลักษณะดังรูปข้างล่างนี้



รูปที่ 8.1 ลักษณะของลิมิตสวิตช์

Contacts	Standard type (Normal stroke)	Snap action contact	Make-before- break contact	Extended stroke
Contact diagram				
Contact travel	1.5 (mm)	1.4 (mm)	3 (mm)	Momentary open (mm)
■: Contact closed □: Contact open				

รูปที่ 8.2 ลักษณะการทำงานของคอนแทค

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 9

รีเลย์ (Relay)

รีเลย์ หมายถึงสวิตช์ที่ทำงานโดยอาศัยอำนาจแม่เหล็กช่วยให้เกิดการตัดต่อวงจรควบคุม เช่น คอยล์ของคอนแทกเตอร์ รีเลย์ตัวอื่น ๆ โซลินอยด์ (Solenoids) แต่ก็ใช้เป็นตัวตัดต่อวงจรกิจัก ขนาดเล็กบ้างเหมือนกัน เช่นวงจรหลอดสัญญาณ หลอดสัญญาณ หรือมอเตอร์ขนาดเล็ก เป็นต้น ข้อดีของการใช้รีเลย์เมื่อเทียบสวิตช์กำลังอื่น ๆ

1. ให้ความปลอดภัยสำหรับผู้ควบคุม อันตรายจากการตัดต่อของวงจรกิจักซึ่งมีกระแสไฟฟ้าไหลค่อนข้างสูง (เช่นการสตาร์ทมอเตอร์ตัวใหญ่ ๆ และจะทำให้เกิดการอาร์คที่หน้าคอนแทกขณะเริ่มสตาร์ท) ทั้งนี้เพราะสามารถใช้กระแส หรือแรงเคลื่อนต่ำ ๆ ไปควบคุมคอยล์ของคอนแทกเตอร์ ทำให้เกิดการตัดต่อในวงจรกิจัก แทนการสับสวิตช์กำลังด้วยมือโดยตรงนอกจากนี้ยังสามารถย้ายจุดควบคุมไปอยู่ในที่ ๆ ปลอดภัยและห่างจากวงจรกิจักได้

2. ให้ความสะดวกในการควบคุม เพราะสามารถใช้ร่วมกับวงจรอื่น ๆ เช่น Push button switch, Pressure switch, Flow switch, Float switch, Limit switch ในการควบคุมวงจรต่าง ๆ เช่น วงจรลิฟท์ ซึ่งจะสามารถควบคุมให้หยุดได้เองเมื่อลิฟท์วิ่งถึงชั้นที่ต้องการ

3. ประหยัดเมื่อเทียบกับการควบคุมด้วยมือ (Manual control) ในบางกรณีภาระ (load) ที่ต้องการควบคุม จำเป็นต้องอยู่ห่างจากแหล่งจ่ายไฟ และจุดควบคุม ถ้าใช้การควบคุมด้วยมือ สายของวงจรกิจักจะต้องเดินจากแหล่งจ่ายไฟไปยังจุดควบคุมจากนั้นจึงเดินไปยังภาระ แต่เมื่อใช้การควบคุมด้วยคอนแทกเตอร์ จะช่วยให้ประหยัด เพราะสายของวงจรกิจักสามารถเดินจากแหล่งจ่ายไฟไปยังภาระได้โดยตรง ส่วนสายที่เดินไปยังจุดควบคุมจะเป็นสายของวงจรควบคุม ซึ่งมีขนาดเล็ก

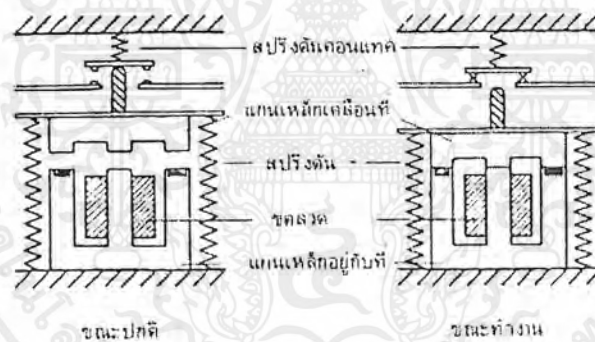
9.1 โครงสร้างและการทำงานของรีเลย์

รีเลย์ จะมีโครงสร้างเป็นแกนเหล็กรูปตัว E อัดซ้อนกันเป็นแท่งอยู่ 2 ชุด ชุดหนึ่งถูกยึดติดอยู่กับที่ ที่ขากลางของแกนเหล็กชุดนี้จะมีขดลวดซึ่งพันอยู่บนบอบป็นสวมอยู่ ขดลวดชุดนี้จะเป็นตัวสร้างสนามแม่เหล็กขึ้นมา ส่วนที่ขาตัว E อีก 2 ข้าง จะมีลวดทองแดงเส้นใหญ่ต่อลัดวงจรไว้เป็นวงแหวน และฝังอยู่ที่ผิวหน้าของแกนเพื่อช่วยลดการสั่นของแกนอันเนื่องมาจากกระแสสลับ เรียกวงแหวนนี้ว่า Aheaded ring สำหรับแกนเหล็กอีกชุดหนึ่งจะเป็นส่วนที่เคลื่อนที่ได้ โดยมีตัวคอนแทกยึดติดอยู่ แกนเหล็กทั้ง 2 ชุดนี้ ทำมาจากเหล็กแผ่นบาง ๆ ที่ผิวเคลือบด้วยฉนวน (laminated sheet steel)

ในสภาวะปกติ (off) แกนเหล็กทั้ง 2 ชุดนี้จะถูกดันให้ห่างออกจากกันด้วยสปริงที่ขาทั้ง 2 ข้างของแกน ทำให้ตัวคอนแทกบางตัวต่อวงจรของจุดสัมผัสให้ถึงกัน เราเรียกคอนแทกชุดนี้ว่า “คอนแทกปกติปิด” ในขณะเดียวกัน ก็จะมีคอนแทกบางตัวที่ไม่ได้ต่ออยู่กับจุดสัมผัส เราเรียกคอนแทกชุดนี้ว่า “คอนแทกปกติเปิด”

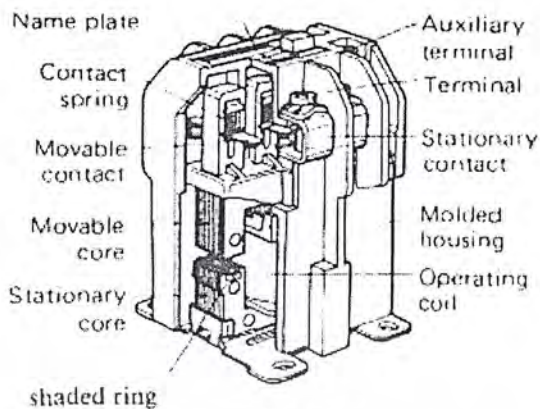
ขดลวดที่ขากลางของแกนเหล็กจะสร้างสนามแม่เหล็กขึ้นมา เมื่อมันได้รับพลังงานไฟฟ้าแรงจากอำนาจแม่เหล็กจะชนะแรงสปริงดึงให้แกนเหล็กชุดที่เคลื่อนที่เคลื่อนที่ลงมา ในสภาวะนี้ (on) คอนแทกทั้ง 2 ชุดจะเปลี่ยนสถานะการทำงาน คือคอนแทกปกติปิด จะเปิดวงจรของจุดสัมผัสออก และคอนแทกแบบปกติเปิดจะต่อวงจรของจุดสัมผัส คอนแทกทั้ง 2 ชุดนี้ จะกลับไปอยู่ในสภาวะเดิมอีกครั้งเมื่อหยุดการจ่ายพลังงานไฟฟ้าให้กับขดลวด

โดยปกติคอนแทกแบบปกติปิดจะใช้ตัด-ต่อวงจรควบคุมเท่านั้น ส่วนคอนแทกแบบปกติเปิดบางชุดจะทำหน้าที่ตัด-ต่อวงจรควบคุม และบางชุดจะทำหน้าที่ตัด-ต่อวงจรกำลัง เราเรียกคอนแทกที่ทำหน้าที่ตัด-ต่อวงจรควบคุมว่า คอนแทกช่วย (Auxiliary contact) และเรียกคอนแทกที่ทำหน้าที่ตัด-ต่อวงจรกำลังว่า คอนแทกเมน (Main contact)



รูปที่ 9.1 ลักษณะการทำงานของรีเลย์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 9.2 รูปภาคตัดของจริง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 10

การคำนวณส่วนต่างๆ

ขั้นตอนการออกแบบ

1. หาขนาดและความแข็งแรงของเฟือง
2. คำนวณหาขนาดของเพลาคับและเพลาคอม
3. คำนวณแบร์ริงเพื่อเลือกชนิดและขนาดของแบร์ริง
4. คำนวณขนาดของสปริง
5. คำนวณความเร็วของก้านคืดโดยใช้หลักการอนุรักษ์พลังงาน
6. คำนวณความเร็วของเป่าโดยใช้หลักการเคลื่อนที่ในปริภูมิ

10.1 คำนวณเฟือง

เนื่องจากต้องการกำลังเพื่อใช้ในการบีดสปริง และเพราะว่าค่าคงที่ของสปริงมีค่ามาก แต่ต้องการมอเตอร์ที่มีขนาดเล็กจึงใช้ ชุดอัตราทดมาช่วยในการทดแรง

เพราะว่าต้องการมอเตอร์ขนาดเล็ก และมีราคาถูกจึงเลือกใช้มอเตอร์ มี $H = 90$ Watt

$N = 1380$ rpm และต่อกับชุดเฟืองทด $1 : 100$

ชุดเฟืองทดมีเพลาคู่เข้ากับ Gear A ที่มี 80 ฟัน

$$n_A = \frac{1380}{100} = 13.8 \text{ rpm}$$

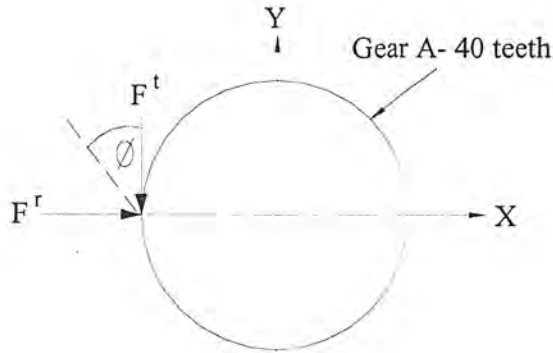
เลือก Module = 2 มุมกด $\phi = 20^\circ$

เส้นผ่านศูนย์กลาง Gear A $d_A = N_A m \times 10^{-3} = 40 \times 2 \times 10^{-3} = 0.08 \text{ m}$

$$V = \frac{\pi d_A n_A}{60} = \frac{\pi \times 0.08 \times 13.8}{60} = 0.0578 \text{ m/s}$$

$$W_i = \frac{H}{V} = \frac{90}{0.0578} = 1557 \text{ N}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 10.1 แรงที่กระทำที่เฟือง 40 ฟัน

$$F^t = W_t = 1557 \text{ N}$$

$$F^r = F^t \tan \phi = 1557 \tan 20^\circ = 567 \text{ N}$$

Dynamic Factor $K_v = \frac{6+V}{6} = \frac{6+0.0578}{6} = 1.009$

ความเค้นออกแบบ

$$\sigma_p = \frac{\sigma_y}{n}$$

เลือกใช้เหล็ก 0.2C HR มีค่า $\sigma_y = 215 \text{ Mpa}$

กำหนดค่าความปลอดภัย $n = 2$

$$\sigma_p = \frac{215}{2} = 107.5 \text{ Mpa}$$

Lewis form factor

$$Y = 0.38117$$

ความกว้างของเฟือง

$$F = \frac{W_t}{K_v m Y \sigma_p}$$

$$F = \frac{1557}{1.009 \times 2 \times 0.38117 \times 107.5} = 18.82 \text{ mm}$$

เลือก

$$F = 20 \text{ mm}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

10.2 กำหนดเพลลาขับ

Motor $H = 90$ Watt $N = 1380$ rpm

$$T_{motor} = \frac{H}{(2\pi N)/60} = \frac{90}{(2\pi \times 1380)/60} = 0.6228 \text{ Nm.}$$

เพลลาต่อกับชุดเฟืองทด อัตราทด 1:100

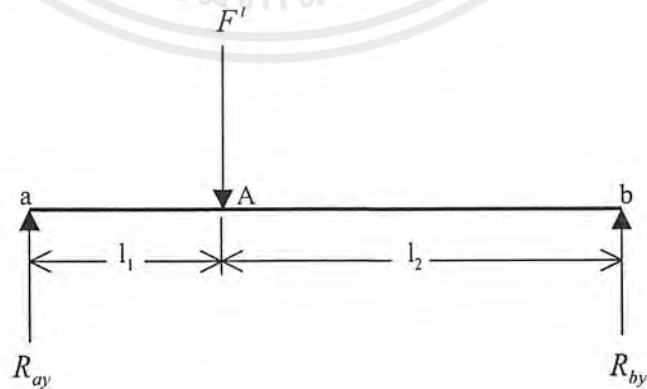
$$\therefore \text{Torque ของเพลลาขับ} \quad T = 100 \times T_{motor} = 100 \times 0.6228 = 62.28 \text{ Nm}$$



$$l_1 = 18 \text{ mm}$$

$$l_2 = 114 \text{ mm}$$

แกน Y

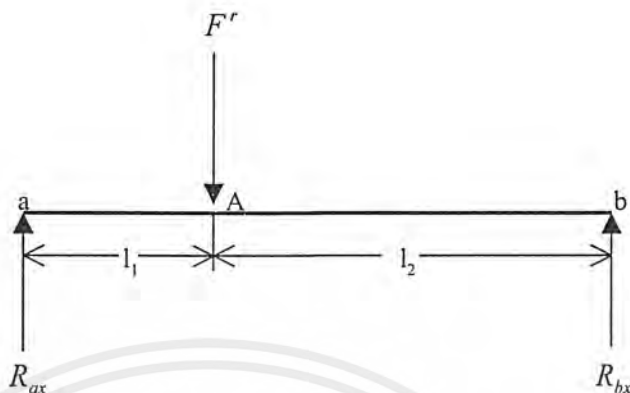


รูปที่ 10.3 free body diagram ของเพลลาขับในแกน Y

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\Sigma M_{by} = 0 \quad R_{ay} = \frac{F'l_2}{l_1 + l_2} = \frac{1557 \times 114}{18 + 114} = 1344.7 \text{ N}$$

แกน X



รูปที่ 10.4 free body diagram ของเพลาขับในแกน X

$$\Sigma M_{bx} = 0 \quad R_{ax} = \frac{F'l_2}{l_1 + l_2} = \frac{567 \times 114}{18 + 114} = 490 \text{ N}$$

$$\therefore R_a = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2} = \sqrt{490^2 + 1344.7^2} = 1422 \text{ N}$$

$$M_A = R_a l_1 = 1422 \times 18 = 25596 \text{ Nmm}$$

กำหนดให้เพลาหมุนด้วยแรงสม่ำเสมอ

จะได้ตัวประกอบความล้า $C_m = 1.5$ $C_t = 1.0$ เพลาที่ใช้เป็นเพลาที่มีร่องลิ่ม เพื่อยึดติดกับเฟือง $\therefore \tau = 50 \text{ N/mm}^2$

เพลาขับตั้งอยู่ในแนวแกน Z จึงมีแรงในแนวแกน

 $F =$ น้ำหนักเฟือง 40 ฟัน + น้ำหนักเพลาขับ

$$F = (0.5 \times 9.81) + (0.3 \times 9.81) = 7.848 \text{ N}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi \tau} \left[(C_t T)^2 + \left(\frac{\alpha F d}{8} + C_m M_A \right)^2 \right]^{1/2} \quad ; \quad \alpha = 1$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$d^3 = \frac{16}{\pi \times 50} \left[(1 \times 62.28 \times 1000)^2 + \left(\frac{1 \times 7.848 \times d}{8} + (1.5 \times 25596) \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$d = 19.54 \text{ mm}$$

เลือกใช้เพลามีขนาด 20 mm

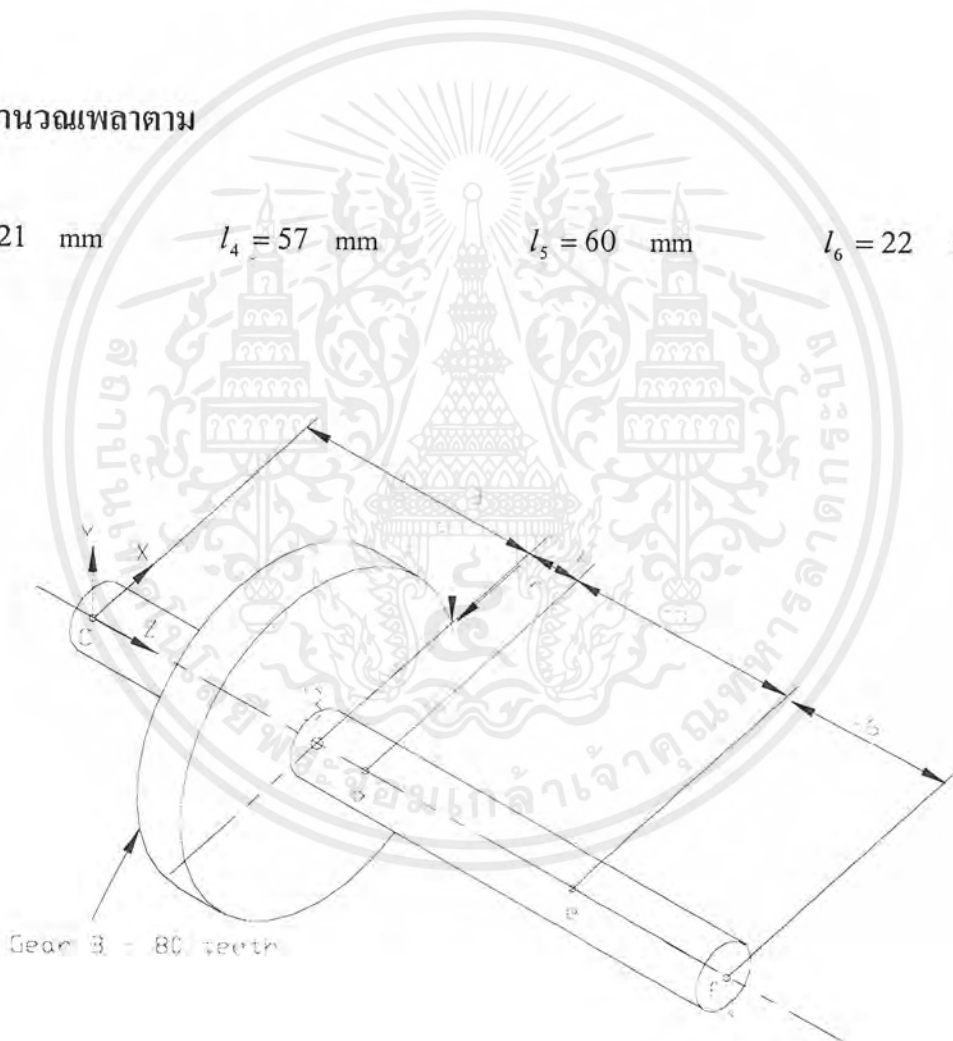
10.3 กำหนดเพลาดตาม

$$l_3 = 21 \text{ mm}$$

$$l_4 = 57 \text{ mm}$$

$$l_5 = 60 \text{ mm}$$

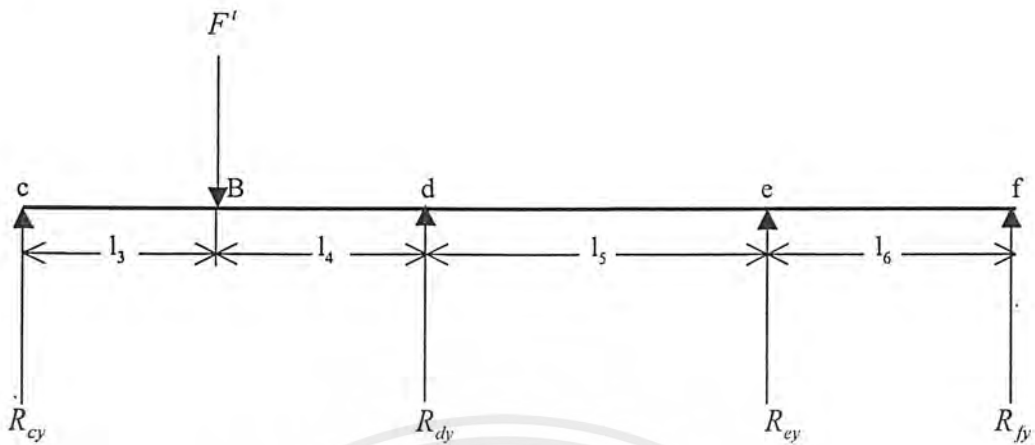
$$l_6 = 22 \text{ mm}$$



รูปที่ 10.5 แรงที่ฟันเฟืองที่เกิดขึ้นที่เพลาดตาม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แกน Y



รูปที่ 10.6 free body diagram ของเฟลาตามในแกน Y

$$\sum M_{cy} = 0 \quad 78R_{dy} + 138R_{cy} + 160R_{fy} = 32697$$

$$\sum M_{dy} = 0 \quad 78R_{cy} - 60R_{ey} - 82R_{fy} = 88749$$

$$\sum M_{ey} = 0 \quad 138R_{cy} + 60R_{dy} - 22R_{fy} = 182169$$

$$\sum M_{fy} = 0 \quad 160R_{cy} + 82R_{dy} + 22R_{ey} = 216423$$

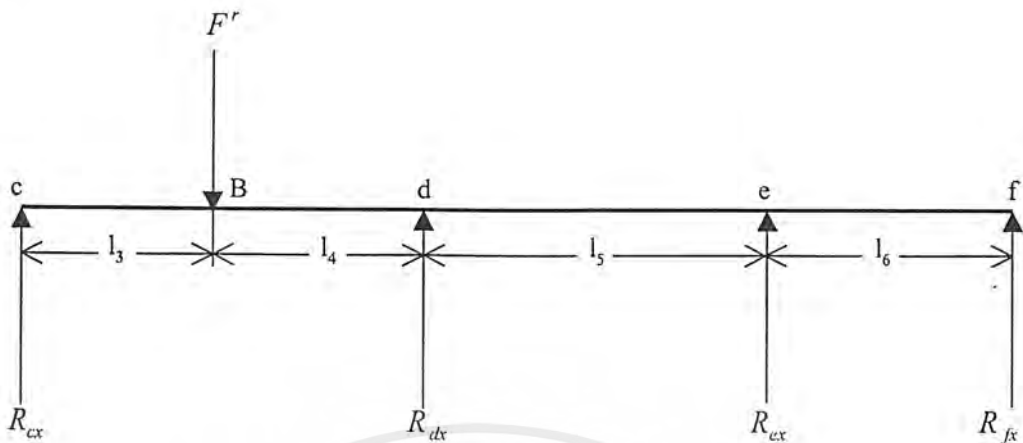
แก้สมการได้

$$R_{cy} = 202.41 \quad \text{N} \quad R_{dy} = 2148.66 \quad \text{N}$$

$$R_{ey} = 389.25 \quad \text{N} \quad R_{fy} = -1183.32 \quad \text{N}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แกน X



รูปที่ 10.7 free body diagram ของเฟลาตามในแกน X

$$\Sigma M_{cx} = 0 \quad 78R_{dx} + 138R_{ex} + 160R_{fx} = 11907$$

$$\Sigma M_{dx} = 0 \quad 78R_{cx} - 60R_{ex} - 82R_{fx} = 32319$$

$$\Sigma M_{ex} = 0 \quad 138R_{cx} + 60R_{dx} - 22R_{fx} = 66339$$

$$\Sigma M_{fx} = 0 \quad 160R_{cx} + 82R_{dx} + 22R_{ex} = 78813$$

แก้สมการได้

$$R_{cx} = 73.71 \quad \text{N} \quad R_{dx} = 782.46 \quad \text{N}$$

$$R_{ex} = 141.75 \quad \text{N} \quad R_{fx} = -430.92 \quad \text{N}$$

$$R_c = \sqrt{R_{cx}^2 + R_{cy}^2} = \sqrt{(73.71)^2 + (202.41)^2} = 215.4 \quad \text{N}$$

$$R_d = \sqrt{R_{dx}^2 + R_{dy}^2} = \sqrt{(782.46)^2 + (2148.66)^2} = 2286.7 \quad \text{N}$$

$$R_e = \sqrt{R_{ex}^2 + R_{ey}^2} = \sqrt{(141.75)^2 + (389.25)^2} = 414.3 \quad \text{N}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$R_f = \sqrt{R_{fx}^2 + R_{fy}^2} = \sqrt{(-430.92)^2 + (-1183.32)^2} = 1259.3 \quad \text{N}$$

$$R_B = \sqrt{(F')^2 + (F'')^2} = \sqrt{(1557)^2 + (567)^2} = 1657 \quad \text{N}$$

ค่าโมเมนต์ตัดสูงสุด เกิดขึ้นที่จุด d

$$M_d = R_B l_4 - R_c (l_3 + l_4)$$

$$M_d = (1657 \times 57) - [215.4(21 + 57)] = 77650 \quad \text{Nmm}$$

เส้นผ่านศูนย์กลาง Gear B $d_B = N_B m = 80 \times 2 = 160 \quad \text{mm}$

Torque ของเพลาดาม $T = F' \times \frac{d_B}{2} = 1557 \times \frac{160}{2} = 124560 \quad \text{Nmm}$

แรงในแนวแกน Z

$$F = \text{น้ำหนักเฟือง } 80 \text{ ฟัน} + \text{น้ำหนักเพลาดาม}$$

$$F = (1.1 \times 9.81) + (0.5 \times 9.81) = 15.696 \quad \text{N}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi \tau} \left[(C_T T)^2 + \left(\frac{\alpha F d}{8} + C_m M_d \right)^2 \right]^{1/2} ; \quad \alpha = 1$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi \times 50} \left[(1 \times 124560)^2 + \left(\frac{1 \times 15.696 \times d}{8} + (1.5 \times 77650) \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$d = 25.91 \quad \text{mm} \quad \text{เลือกใช้เพลาดามขนาด } 30 \quad \text{mm}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

10.4 คำนวณแบริง

Point a

เพลาขับหมุนด้วยความเร็ว 13.8 rpm

เลือก Single Row Deep Groove Bearing ขนาด $d = 20$ mm $D = 52$ mm

ค่าแรงประเมิน $C = 2.24$ kN Rotation factor $V = 1$

แรงตามแนวรัศมี $F_r = R_a = 1422$ N Radial load factor $X = 0.56$

แรงตามแนวแกน $F_a = 7.848$ N Thrust load factor $Y = 2.3$

$$P = XVF_r + YF_a = (0.56 \times 1 \times 1422) + (2.3 \times 7.848) = 814.4 \text{ N}$$

$$P = VF_r = 1 \times 1422 = 1422 \text{ N}$$

เลือกค่า P ที่มีค่ามาก

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^k \quad \text{โดย } k = 3 \text{ for ball bearing}$$

$$L_{10} = \left(\frac{2.24 \times 1000}{1422} \right)^3 = 3.9 \text{ mr}$$

$$L_{10} = \frac{3.9 \times 10^6}{13.8 \times 60} = 4720 \text{ hr}$$

Point c

เพลาตามหมุนด้วยความเร็วเท่ากับ $13.8 \times \frac{d_A}{d_B} = 13.8 \times \frac{80}{160} = 6.9$ rpm

เลือก Single Row Deep Groove Bearing ขนาด $d = 30$ mm $D = 72$ mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าแรงประเมิน	$C = 1.09 \text{ kN}$	Rotation factor	$V = 1$
แรงตามแนวรัศมี	$F_r = R_c = 215.4 \text{ N}$	Radial load factor	$X = 0.56$
แรงตามแนวแกน	$F_a = 15.696 \text{ N}$	Thrust load factor	$Y = 1.85$

$$P = XVF_r + YF_a = (0.56 \times 1 \times 215.4) + (1.85 \times 15.696) = 149.66 \text{ N}$$

$$P = VF_r = 1 \times 215.4 = 215.4 \text{ N}$$

เลือกค่า P ที่มีค่ามาก

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^k \quad \text{โดย } k = 3 \text{ for ball bearing}$$

$$L_{10} = \left(\frac{1.09 \times 1000}{215.4}\right)^3 = 129 \text{ mr}$$

$$L_{10} = \frac{129 \times 10^6}{6.9 \times 60} = 313000 \text{ hr}$$

Point B

เลือก Single Row Deep Groove Bearing ขนาด $d = 20 \text{ mm}$ $D = 52 \text{ mm}$

เนื่องจากเพลตาม มีขนาด 30 mm แต่เลือกเบริงที่มีรูสวม 20 mm
ดังนั้นจึงต้องกลึงออกให้มีขนาด 20 mm

ค่าแรงประเมิน	$C = 2.24 \text{ kN}$	Rotation factor	$V = 1$
แรงตามแนวรัศมี	$F_r = R_B = 1657 \text{ N}$	Radial load factor	$X = 0.56$
แรงตามแนวแกน	$F_a = 15.696 \text{ N}$	Thrust load factor	$Y = 2.3$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$P = XVF_r + YF_a = (0.56 \times 1 \times 1675) + (2.3 \times 15.696) = 964 \text{ N}$$

$$P = VF_r = 1 \times 1657 = 1657 \text{ N}$$

เลือกค่า P ที่มีค่ามาก

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^k \quad \text{โดย } k = 3 \text{ for ball bearing}$$

$$L_{10} = \left(\frac{2.24 \times 1000}{1657} \right)^3 = 2.47 \text{ mr}$$

$$L_{10} = \frac{2.47 \times 10^6}{6.9 \times 60} = 5966 \text{ hr}$$

Point d

เลือก Cylindrical Roller Bearing ขนาด $d = 20 \text{ mm}$ $D = 52 \text{ mm}$

ค่าแรงประเมิน $C = 3.14 \text{ kN}$ Rotation factor $V = 1$

แรงตามแนวรัศมี $F_r = R_d = 2286.7 \text{ N}$ Radial load factor $X = 0.4$

แรงตามแนวแกน $F_a = 15.696 \text{ N}$ Thrust load factor $Y = 1.25$

$$P = XVF_r + YF_a = (0.4 \times 1 \times 2286.7) + (1.25 \times 15.696) = 934.3 \text{ N}$$

$$P = VF_r = 1 \times 2286.7 = 2286.7 \text{ N}$$

เลือกค่า P ที่มีค่ามาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^k \quad \text{โดย } k = 3.33 \quad \text{for roller bearing}$$

$$L_{10} = \left(\frac{3.14 \times 1000}{2286.7} \right)^{3.33} = 2.87 \quad \text{mr}$$

$$L_{10} = \frac{2.87 \times 10^6}{6.9 \times 60} = 6944 \quad \text{hr}$$

Point e

เลือก Double Row Ball Bearing ขนาด $d = 20 \text{ mm}$ $D = 52 \text{ mm}$

ค่าแรงประเมิน $C = 3.36 \text{ kN}$ Rotation factor $V = 2$

แรงตามแนวรัศมี $F_r = R_e = 414.3 \text{ N}$ Radial load factor $X = 1.0$

แรงตามแนวแกน $F_a = 15.696 \text{ N}$ Thrust load factor $Y = 2.28$

$$P = XVF_r + YF_a = (1.0 \times 2 \times 414.3) + (2.28 \times 15.696) = 864.4 \text{ N}$$

$$P = VF_r = 2 \times 414.3 = 828.6 \text{ N}$$

เลือกค่า P ที่มีค่ามาก

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^k \quad \text{โดย } k = 3 \quad \text{for ball bearing}$$

$$L_{10} = \left(\frac{3.36 \times 1000}{864.4} \right)^3 = 58.7 \quad \text{mr}$$

$$L_{10} = \frac{58.7 \times 10^6}{6.9 \times 60} = 141864 \quad \text{hr}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เบร้งทั้ง 5 ตัวที่เลือกมาใช้งาน สามารถใช้งานได้ยาวนาน และสามารถรับแรงต่างๆที่มากระทำกับเบร้งได้

10.5 คำนวณสปริง

เลือกใช้เหล็กที่มีค่า $\sigma_u = \frac{2150}{d^{0.154}}$

ค่าความเค้นออกแบบ $\tau_d = 0.8 \times 0.405 \times \sigma_u$

$$\tau_d = 0.8 \times 0.405 \times \frac{2150}{d^{0.154}} = \frac{696.6}{d^{0.154}}$$

เลือกค่า คัดขึ้นสปริง $C = 5$ จะได้ ตัวประกอบความเค้นหนาแน่น $K = 1.3$

แรงที่ใช้ดึงสปริง $F = R_f = 1259.3 \text{ N}$

$$\tau_d = \frac{K8FC}{\pi d^2}$$

$$\frac{696.6}{d^{0.154}} = \frac{1.3 \times 8 \times 1259.3 \times 5}{\pi d^2}$$

$$d = 6.3 \text{ mm}$$

เลือกใช้ขนาดลวดสปริง $d = 7 \text{ mm}$

สปริงถูกยึดเป็นระยะ 2 เท่า ของรัศมีลูกเบี้ยว $\delta = 2 \times 0.035 = 0.07 \text{ m}$

ค่าคงที่ของสปริง $k = \frac{F}{\delta} = \frac{1259.3}{0.07} = 17990 \text{ N/m}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จำนวนขดสปริงมีทั้งหมด $n = 40$ ขด

ความยาวของสปริง $L = d(n+1) = 7(40+1) = 287$ mm

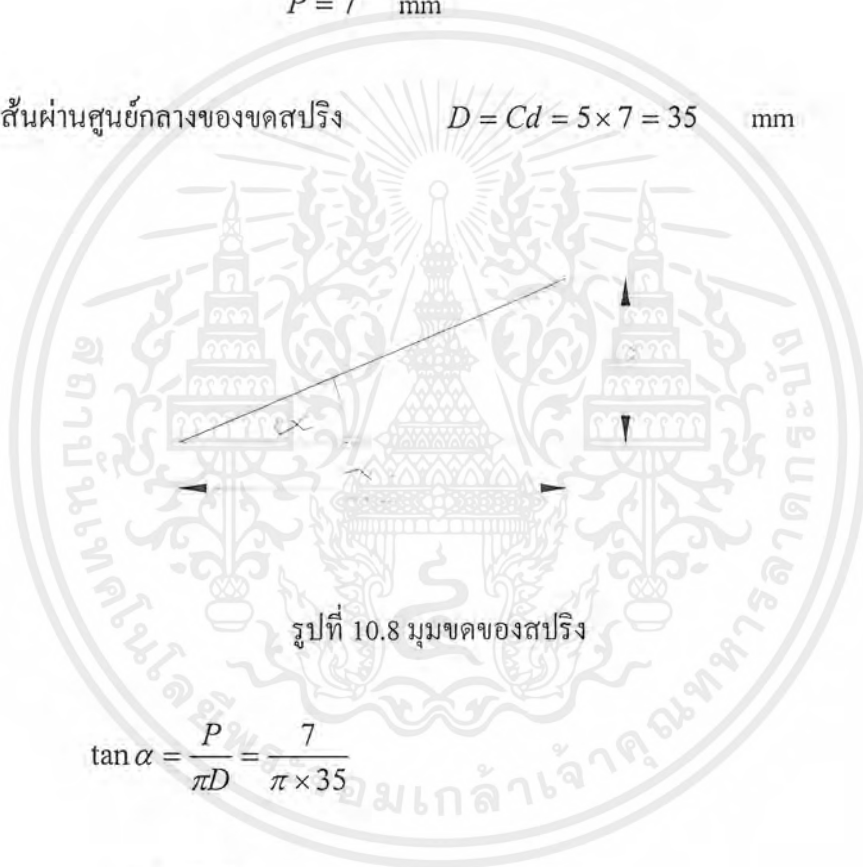
$$L = Pn + d$$

โดย P คือระยะพิชช์ของสปริง

$$287 = 40P + d$$

$$P = 7 \text{ mm}$$

เส้นผ่านศูนย์กลางกลางของขดสปริง $D = Cd = 5 \times 7 = 35$ mm



$$\tan \alpha = \frac{P}{\pi D} = \frac{7}{\pi \times 35}$$

$$\alpha = 3.6^\circ$$

มุมที่ได้มีค่าน้อยกว่า 12° ดังนั้นสปริงนี้จึงใช้งานได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

10.6 คำนวณช่วงยิง

ความยาวก้านยิง $l = 0.4 \text{ m}$

มวลก้านยิง $m = 0.5 \text{ kg}$

ระยะทางที่เป่าเคลื่อนที่ก่อนหลุดออกจากก้าน $L = 0.26 \text{ m}$

รัศมีของเป่า $h = 0.07 \text{ m}$

ระยะยืดของสปริง $x = \delta = 0.07 \text{ m}$

ระยะเชิงศูนย์กลางของลูกเบียร์ $r = 0.035 \text{ m}$

พลังงานที่สะสมในสปริง = พลังงานของก้านตี

$$\frac{1}{2} kx^2 = \frac{1}{2} I_1 \omega_B^2$$

โดย $I_1 = \frac{ml^2}{3}$

$$\frac{1}{2} (17990)(0.07)^2 = \frac{1}{2} \left[\frac{0.5 \times 0.4^2}{3} \right] \omega_B^2$$

$$\omega_B = 57.5 \text{ rad/s}$$

Torque ของลูกเบียร์ = Torque ของก้านตี

$$R_f r = I_1 \alpha$$

$$(1259.3)(0.035) = \left[\frac{0.5 \times 0.4^2}{3} \right] \alpha$$

$$\alpha = 1652.8 \text{ rad/s}^2$$

กำหนดให้เป่าเคลื่อนที่บนก้านตี เป็นแบบ No Slip

ดังนั้น เป่าจะมีความเร่งเชิงมุม α กงที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ระยะทางเชิงมุม ที่เป้าเคลื่อนที่บนก้านตีด $\theta = \frac{L}{h}$ rad

$$\omega_c^2 = \omega_o^2 + 2\alpha\theta \quad \text{โดย} \quad \omega_o = 0 \quad \text{rad/s}$$

$$\omega_c^2 = \frac{2\alpha L}{h} = \frac{2 \times 1652.8 \times 0.26}{0.07}$$

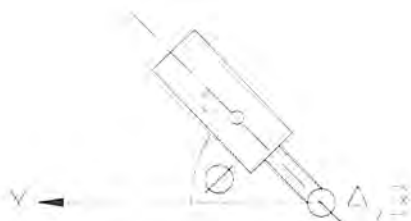
$$\omega_c = 110.8 \quad \text{rad/s}$$

กำหนดให้ จุดที่เป้าหลุดออกจากก้านตีด ทำมุม γ กับแกน X

กำหนดให้ ก้านตีดทำมุม ϕ กับแนวระดับ

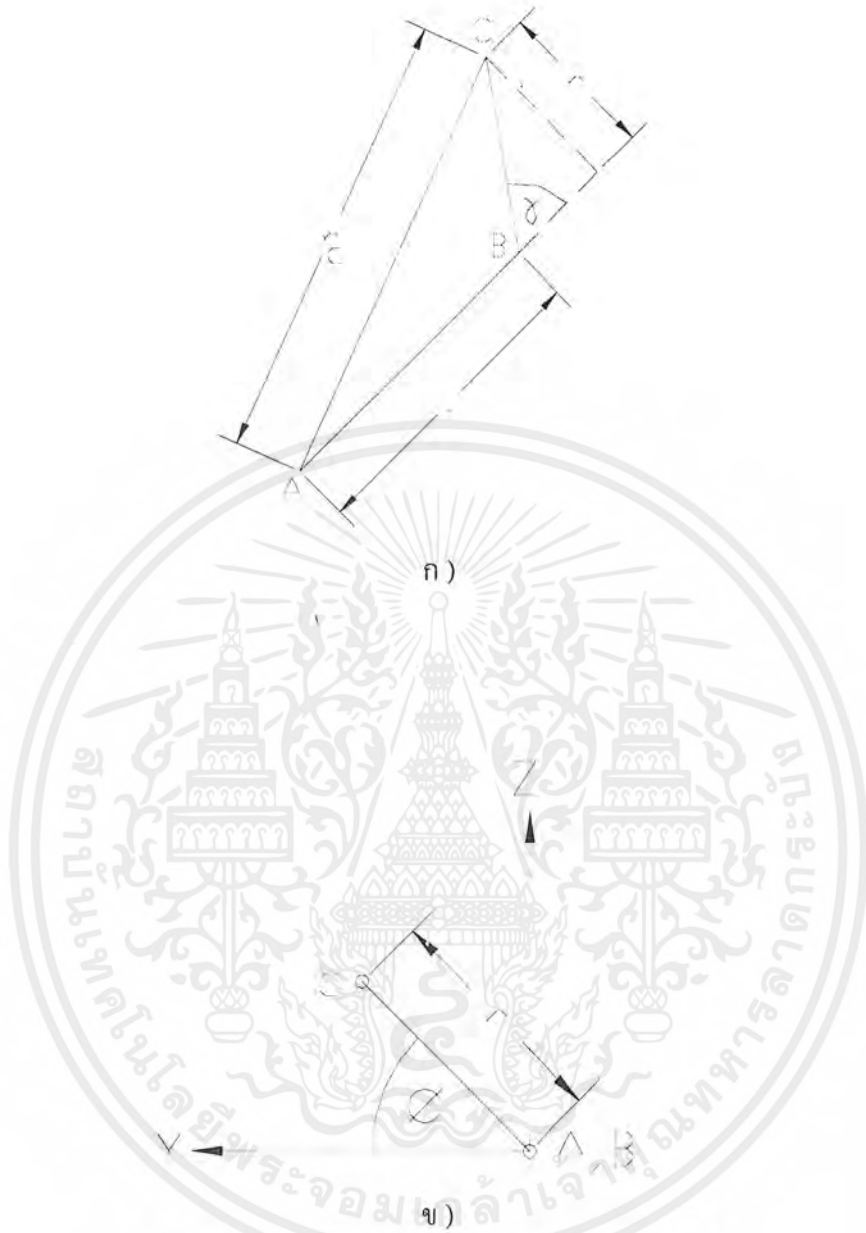


รูปที่ 10.9 ความเร็วเชิงมุมของก้านตีดและเป้า



รูปที่ 10.10 มุมของเป้าจากแนวระดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 10.11 ระยะทางและมุมต่างๆของก้านคิและเป่า
ก) ระนาบ X-Y ข) ระนาบ Y-Z

สมมติว่า ก้านยังมีความหนาแน่นมาก เมื่อเทียบกับขนาดของเป่า

$$\omega_c = (\omega_c \sin \phi)\vec{j} + (-\omega_c \cos \phi)\vec{k}$$

$$r_c = \left(l + \frac{h}{\tan \gamma} \right)\vec{i} + (h \cos \phi)\vec{j} + (h \sin \phi)\vec{k}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$r_B = (l)\bar{i}$$

$$\therefore r_{C/B} = \left(\frac{h}{\tan \gamma}\right)\bar{i} + (h \cos \phi)\bar{j} + (h \sin \phi)\bar{k}$$

$$\omega_C \times r_{C/B} = \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ 0 & \omega_C \sin \phi & -\omega_C \cos \phi \\ \frac{h}{\tan \gamma} & h \cos \phi & h \sin \phi \end{vmatrix}$$

$$\omega_C \times r_{C/B} = (\omega_C h \sin^2 \phi)\bar{i} + \left(\frac{-\omega_C h \cos \phi}{\tan \gamma}\right)\bar{j} - \left(\frac{\omega_C h \sin \phi}{\tan \gamma}\right)\bar{k} - (-\omega_C h \cos^2 \phi)\bar{i}$$

$$\omega_C \times r_{C/B} = (\omega_C h)\bar{i} - \left(\frac{\omega_C h \cos \phi}{\tan \gamma}\right)\bar{j} - \left(\frac{\omega_C h \sin \phi}{\tan \gamma}\right)\bar{k}$$

$$V_B = (\omega_B)\bar{k} \times (l)\bar{i} = (\omega_B l)\bar{j}$$

$$V_C = V_B + \omega_C \times r_{C/B}$$

$$\therefore V_C = (\omega_C h)\bar{i} + \left[\omega_B l - \left(\frac{\omega_C h \cos \phi}{\tan \gamma}\right)\right]\bar{j} - \left[\frac{\omega_C h \sin \phi}{\tan \gamma}\right]\bar{k} \quad \text{m/s}$$

ให้ค่า $\phi = 20^\circ$ และ $\gamma = 70^\circ$

$$V_C = (110.8 \times 0.07)\bar{i} + \left[(57.5 \times 0.4) - \left(\frac{110.8 \times 0.07 \cos 20^\circ}{\tan 70^\circ}\right)\right]\bar{j} - \left[\frac{110.8 \times 0.07 \sin 20^\circ}{\tan 70^\circ}\right]\bar{k}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$V_c = 7.756\vec{i} + 20.35\vec{j} - 0.97\vec{k}$$

$$V_c = 21.8 \quad \text{m/s}$$

$$\tan \psi = \frac{-0.97}{\sqrt{(7.756)^2 + (20.35)^2}}$$

$$\psi = -2.5^\circ$$

สรุป เป่าลูกยิงออกไป ด้วยความเร็ว 21.8 m/s และทำมุม 17.5° กับแนวระดับ

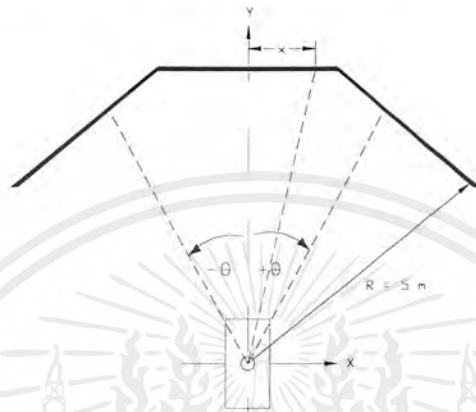


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 11

การทดลอง

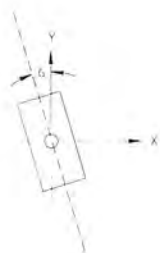
11.1 การทดลองหาทิศทางของเป่าขณะยิงออกจากเครื่อง



มุมของเครื่อง (องศา)	x(cm)					ค่าเฉลี่ย (cm)	θ (องศา)
	1	2	3	4	5		
0	41	60	52.7	51	51.5	52	6
3	27	15.7	22.5	28.5	16	22	2.5
6	10	3	-9	5	-8	1	0
9	-14.5	-27	-36	-17	-20.5	-23	-2.6

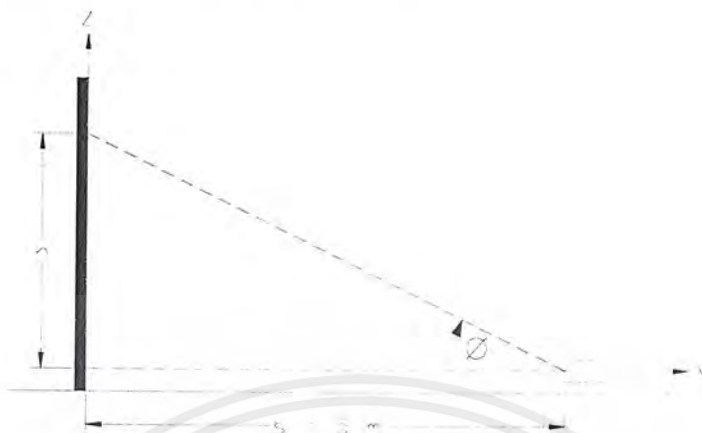
สรุป จากการทดลองนี้พบว่าเครื่องจะขว้างเป่าเบนเป็นมุม 6 องศาจากแนวกลางเครื่อง เนื่องมาจากการสูญเสียพลังงานในช่วงการถ่ายเทจากสปริงสู่ก้านยิง ซึ่งพลังงานส่วนใหญ่สูญเสียจากความฝืดในแบร์ริง

ความแม่นยำของเครื่องจากการทดลองนี้ พบว่า ถ้ายึดทิศที่เบน 6 องศา เครื่องจะยิงเป่าเป็นมุม ± 2 องศา



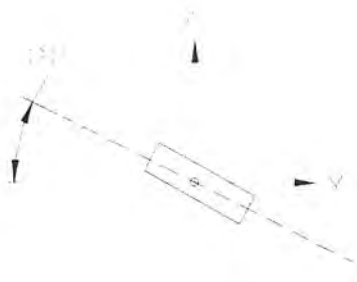
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

11.2 การทดลองหามุมที่เหมาะสมในการการยิงเป้า



มุมเงยของเครื่อง ϕ (องศา)	h(cm)					ค่าเฉลี่ย (cm)
	1	2	3	4	5	
0	10	6	-5	-10	-2	-1
5	26	34	46	17	23	29.2
10	59	48	38	68	72	57
15	89	75	89	84	92	85.8
20	134	184	148	160	175	160.2
25	258	186	220	194	217	215
30	256	280	249	259	241	257

สรุป จากการทดลองนี้พบว่า ถ้าตั้งเครื่องยิงเป็นมุม 25 องศา เป้าจะขว้างออกไปที่ระยะ $s = 5 \text{ m}$ ได้ $h = 2 \text{ m}$ เพราะนั้นการตั้งเครื่องควรตั้งเป็นมุมเงย 25 องศาเพื่อให้เป็นไปตามกฎของการยิงเป้าบิน คือที่ ระยะ 10 m ควรได้ความสูง $h = 4 \text{ m}$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สรุป

ในการออกแบบและสร้างเครื่องยิงขึ้นมานั้น ได้อาศัยความรู้ในด้านต่างๆ โดยเฉพาะ วิชา Machine Design ให้เป็นประโยชน์ ซึ่งตัวเครื่องที่สร้างขึ้นมานั้น ได้นำไปทดลองยิงเพื่อบันทึกผลปรากฏว่า ได้ผลใกล้เคียงกับค่าที่คำนวณได้ทางทฤษฎี กล่าวคือ จากการทดลอง มุมยิงที่เหมาะสมกับการยิงจะมีค่าประมาณ 25 องศา แต่จากทฤษฎี คำนวณได้ประมาณ 20 องศา จึงแสดงให้เห็นว่าสามารถนำเครื่องนี้ไปใช้งานได้ แต่จะต้องปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องให้ดีกว่านี้ เช่น

1. เพิ่มน้ำหนักดวงที่ฐานเครื่อง เพื่อไม่ให้เกิดการสั่นขณะดีดเป้าออกไป แต่ในความเป็นจริง เครื่องจะถูกยึดติดกับพื้น ดังนั้นการสั่นจะไม่เกิดขึ้น ซึ่งการสั่นจะทำให้ตำแหน่งการวางเครื่องผิดไป ส่งผลให้ทิศทางของเป้าที่ออกไปเปลี่ยนแปลงไปด้วย

2. เนื่องจากการทำงานของก้านดีด จะอาศัยแรงจากสปริงในการเหวี่ยงก้านดีด ซึ่งขณะที่ก้านดีดเหวี่ยงนั้น จะมีความเร็วและแรงมาก อาจก่อให้เกิดอันตรายต่อผู้ที่อยู่ใกล้ได้ จึงควรสร้างกรอบล้อมรอบเครื่องไว้

เอกสารอ้างอิง

- 1) Asian Clay Shooting Championship Journal , Skeet & Trap Shooting Association of Thailand.
- 2) Mechanical Engineering Design Fifth Edition , Joseph Edward Shigley & Charles R. Mischke , McGraw-Hill.
- 3) การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม1 , ดร.วริทธิ์ อิงภากรณ์ และ ชาญ อดังงาน , ซีเอ็ด.
- 4) การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม2 , ดร.วริทธิ์ อิงภากรณ์ และ ชาญ อดังงาน , ซีเอ็ด.
- 5) กลศาสตร์วิศวกรรม ภาคพลศาสตร์ , วีระศักดิ์ กรัยวิเชียร ธีรยุทธ สุวรรณประทีป และ สมาน เจริญกิจพูนผล , ซีเอ็ด.
- 6) กลศาสตร์เครื่องจักรกล , สมชัย นรเศรษฐ์ โสภณ , สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- 7) เครื่องกลไฟฟ้าและทฤษฎีมอเตอร์เหนี่ยวนำสามเฟส และเฟสเดียว , ธวัชชัย อัครวิบูลย์กุล , ศูนย์ส่งเสริมอาชีพ.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก

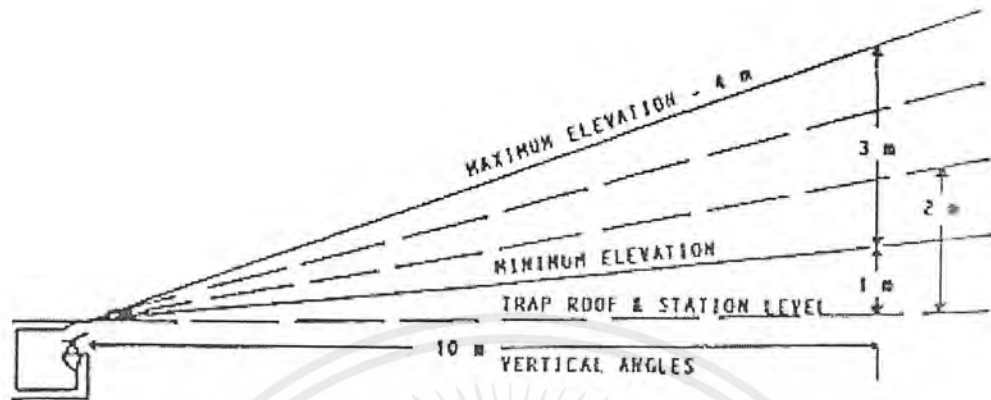


Figure 3:
Trap Target Elevations

รูปที่ 1 ช่วงระยะยกของเป้าตามกฎ กติกาของสมาคมกีฬาเป่าบินแห่งประเทศไทย



รูปที่ 2 โมเมนต์ความเฉื่อยของแท่งเรียว (Rigid body)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 1 ค่าตัวประกอบรูปแบบของลูอิส

Number of teeth	$\phi = 20^\circ$	$\phi = 20^\circ$	$\phi = 25^\circ$	$\phi = 25^\circ$
	$a = 0.8m^*$ $b = m$	$a = m$ $b = 1.25m$	$a = m$ $b = 1.25m$	$a = m$ $b = 1.35m^\dagger$
12	0.335 12	0.229 60	0.276 77	0.254 73
13	0.348 27	0.243 17	0.292 81	0.271 77
14	0.359 85	0.255 30	0.307 17	0.287 11
15	0.370 13	0.266 22	0.320 09	0.301 00
16	0.379 31	0.276 10	0.331 78	0.313 63
17	0.387 57	0.285 08	0.342 40	0.325 17
18	0.395 02	0.293 27	0.352 10	0.335 74
19	0.401 79	0.300 78	0.360 99	0.345 46
20	0.407 97	0.307 69	0.369 16	0.354 44
21	0.413 63	0.314 06	0.376 71	0.362 76
22	0.418 83	0.319 97	0.383 70	0.370 48
24	0.428 06	0.330 56	0.396 24	0.384 39
26	0.436 01	0.339 79	0.407 17	0.396 57
28	0.442 94	0.347 90	0.416 78	0.407 33
30	0.449 02	0.355 10	0.425 30	0.416 91
34	0.459 20	0.367 31	0.439 76	0.433 23
38	0.467 40	0.377 27	0.451 56	0.446 63
45	0.478 46	0.390 93	0.467 74	0.465 11
50	0.484 58	0.398 60	0.476 81	0.475 55
60	0.493 91	0.410 47	0.490 86	0.491 77
75	0.503 45	0.422 83	0.505 46	0.508 77
100	0.513 21	0.435 74	0.520 71	0.526 65
150	0.523 21	0.449 30	0.536 68	0.545 56
300	0.533 48	0.463 64	0.553 51	0.565 70
Rack	0.544 06	0.478 97	0.571 39	0.587 39

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2 ค่าความเค้นสถิตย์ใช้งานสำหรับใช้กับสมการของลูอิส

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 ไม่ผ่านกรรมวิธีทางความร้อน	20	138	180
0.2% C WQT	25	172	250
เหล็กกล้าคาร์บอนดีดัก (forged)			
SAE 1020 case hardened และ WQT	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 2345 ชุบแข็งโดย OQT	50	345	475
SAE 3115 case hardened และ OQT	37	255	212
SAE 3145 ชุบแข็งโดย OQT	53	365	475
SAE 3245 ชุบแข็งโดย OQT	65	448	475
SAE 4340 ชุบแข็งโดย OQT	65	448	475
SAE 4640 ชุบแข็งโดย OQT	55	379	475

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3 ตัวประกอบแรงตีก้อน K และซีดักัดความทนทานผิวหน้าฟันเฟือง

วัสดุของคิเปียนและเฟือง	σ_e		K, psi			K, N/mm ²		
	ksi	N/mm ²	$\phi=14\frac{1}{2}^\circ$	$\phi=20^\circ$	$\phi=25^\circ$	$\phi=14\frac{1}{2}^\circ$	$\phi=20^\circ$	$\phi=25^\circ$
เฟืองทั้งสองเป็นเหล็กกล้า ซึ่งมีค่าความแข็งบริเนล (HB)								
เจสียของคิเปียนและเฟืองดังนี้								
150	50	345	30	41	51	0.206	0.281	0.347
175	60	414	43	58	72	0.296	0.405	0.500
200	70	483	58	79	98	0.403	0.551	0.680
225	80	552	76	103	127	0.526	0.719	0.889
250	90	621	96	131	162	0.666	0.910	1.125
275	100	690	119	162	200	0.823	1.124	1.389
300	110	759	144	196	242	0.995	1.360	1.680
325	120	828	171	233	288	1.185	1.618	2.000
350	130	897	196	270	333	1.390	1.899	2.347
375	140	966	233	318	384	1.612	2.203	2.722
400	150	1035	268	366	453	1.851	2.528	3.124
เหล็กกล้า (HB 150) กับเหล็กหล่อ	50	345	44	60	74	0.340	0.465	0.574
เหล็กกล้า (HB 200) กับเหล็กหล่อ	70	483	87	119	147	0.677	0.911	1.125
เหล็กกล้า (HB 250) กับเหล็กหล่อ	90	621	144	196	242	1.102	1.505	1.860
เหล็กกล้า (HB 150) กับฟอสเฟอโรบรอนซ์	59	407	46	62	77	0.411	0.562	0.695
เหล็กกล้า (HB 200) กับฟอสเฟอโรบรอนซ์	65	448	73	100	123	0.498	0.681	0.841
เหล็กกล้า (HB 250) กับฟอสเฟอโรบรอนซ์	85	586	135	184	228	0.853	1.165	1.440
เหล็กหล่อกับเหล็กหล่อ	90	621	193	264	327	1.538	2.100	2.596
เหล็กหล่อกับฟอสเฟอโรบรอนซ์	83	572	170	234	288	1.182	1.615	1.996

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4 มิติมาตรฐานและแรงประเมินของโรตติงเบริง

ขนาด mm	O.D. mm	ขนาด mm	อุปกรณ์ 03										อุปกรณ์ 23						อุปกรณ์ 33							
			Self-aligning Ball Bearing		Single-Row Deep-Groove Ball-Bearing		Angular Contact Steep Angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing		mm		Self-aligning Ball Bearing		Spherical Roller Bearing		mm		Single-Row Deep-Groove Ball Bearing		Double-Row Nonfilling - Notch Ball Bearing			
			C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C		
4	0.30	5																								
5	0.30	6																								
6																										
7																										
8																										
9																										
10	0.61	11			3.78	6.13																				
12			2.36	7.25	4.63	7.48																				
15			2.53	7.36	5.43	8.72																				
17			3.65	9.66	6.34	10.41																				
20			4.00	9.57	7.79	12.74																				
25			6.01	13.84	10.64	16.29																				
30			7.74	16.46	14.86	21.58																				
35	1.50	21	9.83	19.36	17.89	25.59	20.56	28.21	23.90	39.29	43.61	48.06	31	12.77	30.35											
40	1.50	22	12.19	22.74	22.34	31.33	25.68	34.44	28.21	45.83	57.40	60.96	33	15.71	36.49	71.64	90.78									
45	1.50	25	15.93	29.37	29.95	40.58	34.40	44.94	40.18	63.19	76.98	75.65	36	19.39	41.96	91.67	111.25									
50		27	17.49	33.42	35.64	47.61	40.94	52.51	49.39	75.65	81.43	85.88	40	23.50	49.39	117.92	140.62									
55		29	22.52	39.16	41.83	55.18	48.06	60.52	60.52	92.11	96.12	101.46	43	28.03	57.85	143.07	168.21									
60		31	26.61	43.88	48.50	62.74	55.62	69.42	68.97	103.68	111.25	115.70	46	32.93	67.19	171.77	197.13									
65		33	29.37	47.61	55.62	71.20	64.08	78.32	76.09	113.92	135.72	137.95	48	38.63	73.87	187.34	214.04									
70		35	35.51	57.40	63.19	80.10	72.98	88.11	92.56	133.94	151.30	153.52	51	44.50	84.10	220.27	248.31									
75		37	38.36	60.96	71.64	87.22	82.22	95.67	113.92	162.42	169.10	173.55	55	46.72	87.22	250.09	277.68									
80		39	42.23	68.08	80.10	94.78	92.11	103.68	113.92	162.42	191.35	191.35	58	57.85	106.35	286.58	317.73									
85	2.50	41	48.50	73.20	89.64	101.90	102.79	112.14	135.72	190.90	-	-	60	61.41	108.13	306.16	339.96									
90	2.50	43	56.07	89.89	99.43	109.91	113.92	120.15	148.18	206.92	-	-	64	68.53	117.68	379.14	403.17									

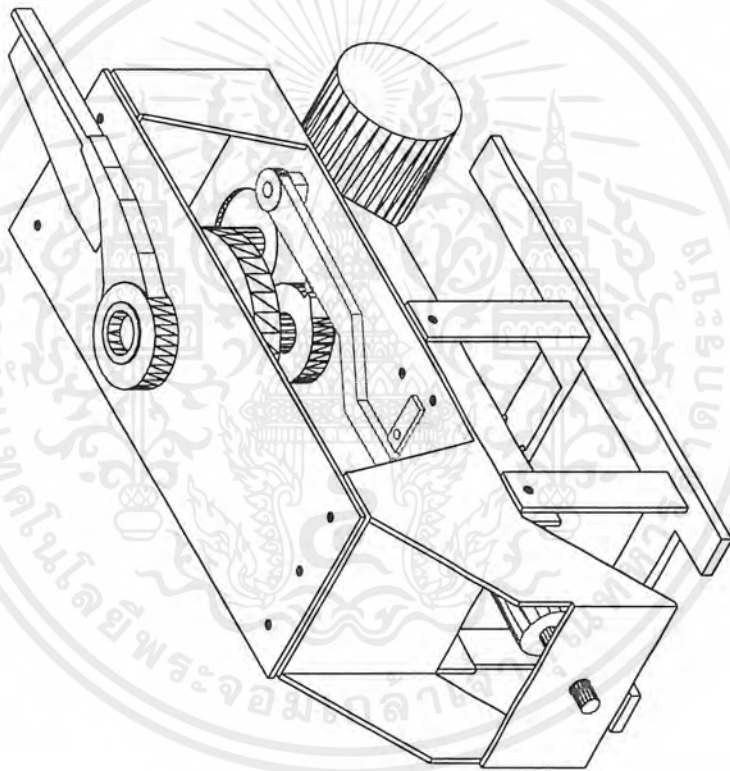
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 5 คุณสมบัติทางกลของลวดสปริง

ชนิดของวัสดุ	ขนาดลวด (mm)	x	y	A	B
Hard drawn wire (ASTM A227)	0.50-16.00	0.190	0.340	1780	560
Music wire (ASTM A228)	0.10-6.35	0.154	0.154	2150	565
Oil tempered wire (ASTM A229)	0.50-16.00	0.190	0.340	1855	560
Valve spring steel (ASTM 230)	1.50-6.25	0.100	0.150	1730	515
Cr-V steel (ASTM 231)	0.50-12.50	0.166	0.150	1976	515
Cr-Si steel (ASTM A401)	0.80-12.00	0.107	0.150	1965	515
Stainless steel (ASTM A313)	0.20-12.50	0.140	0.170	1840	360

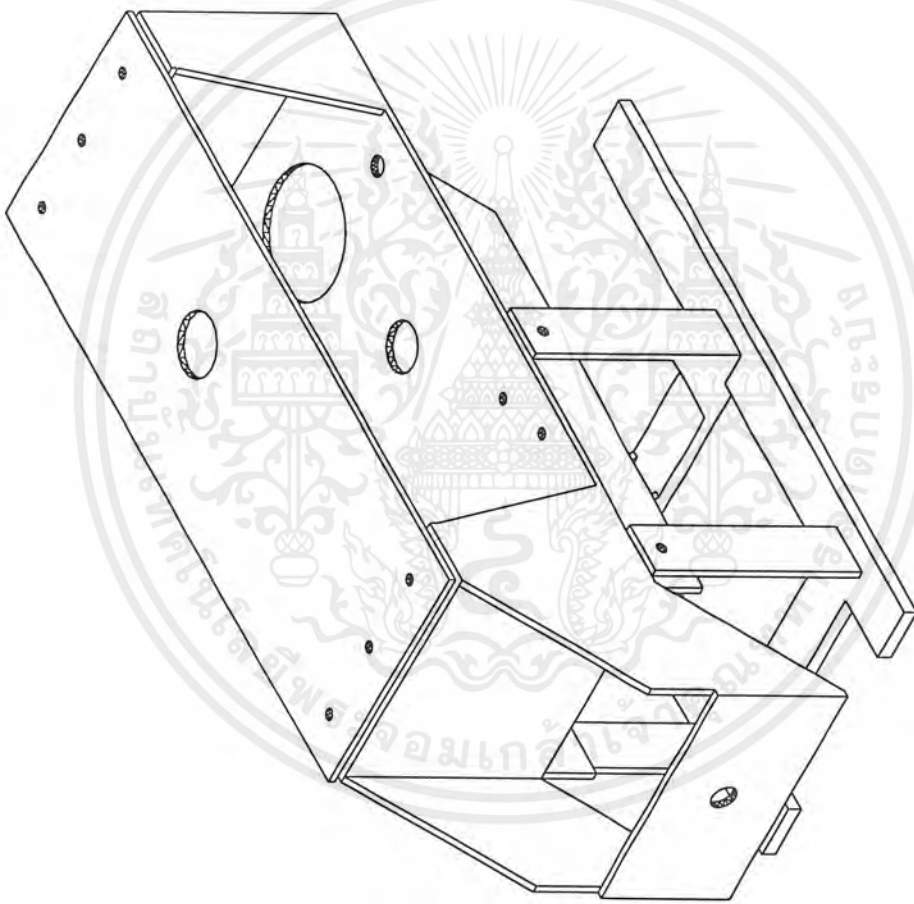
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปภาพ โครงสร้างเครื่องทั้งหมด

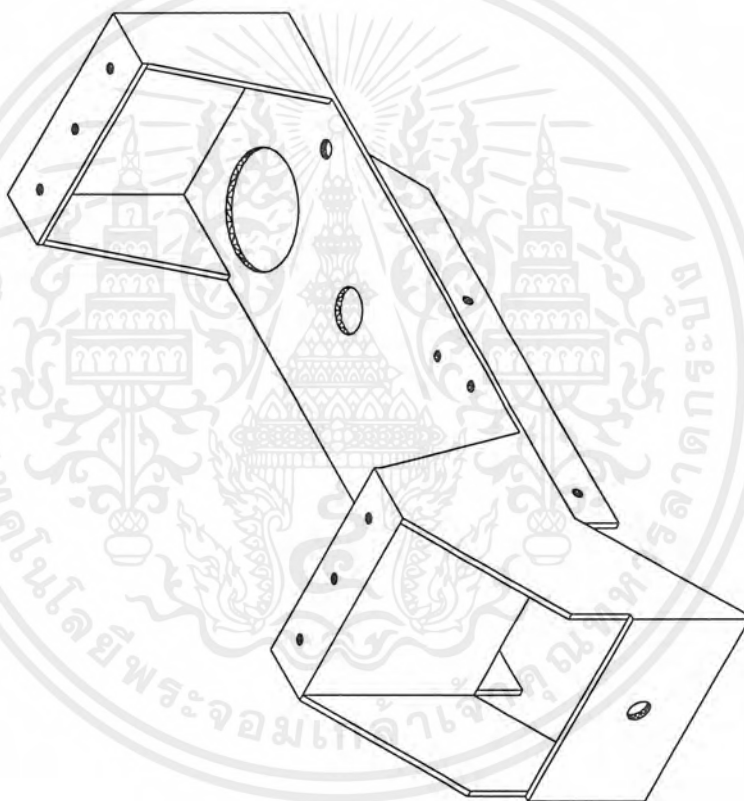


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชื่อภาพ โครงสร้างภายนอก



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



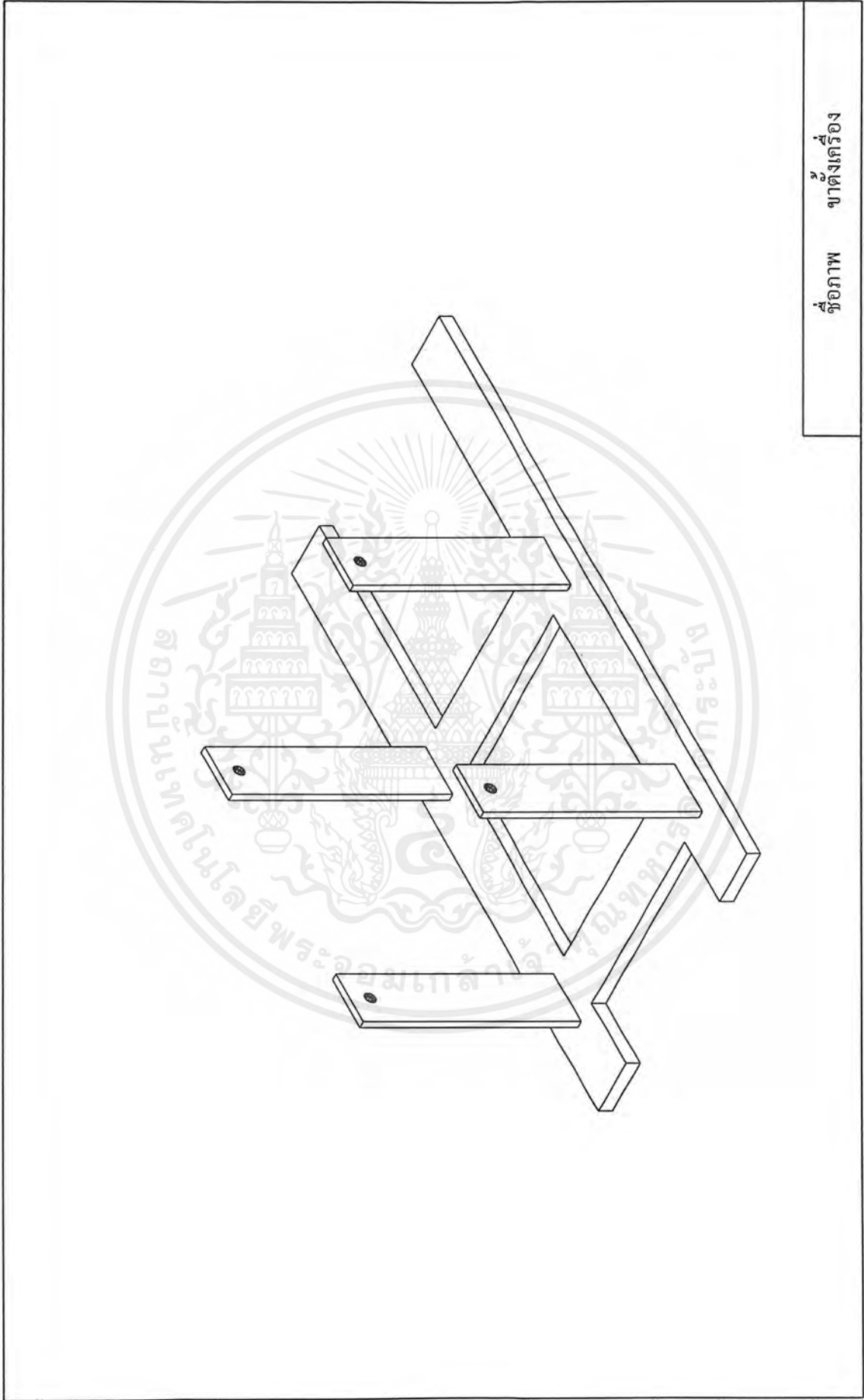
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชื่อภาพ ผาปิด



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

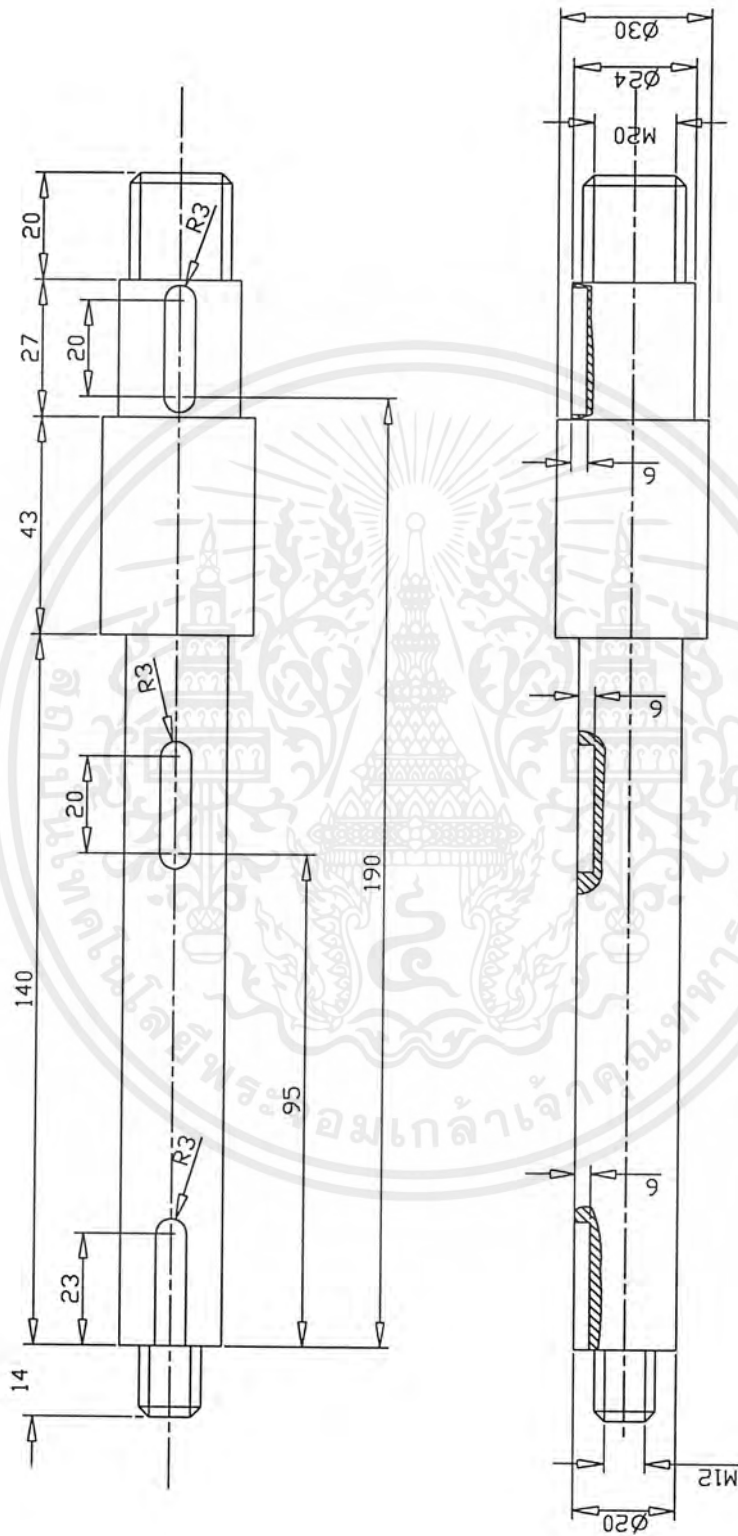
ชื่อภาพ ขาดเครื่อง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



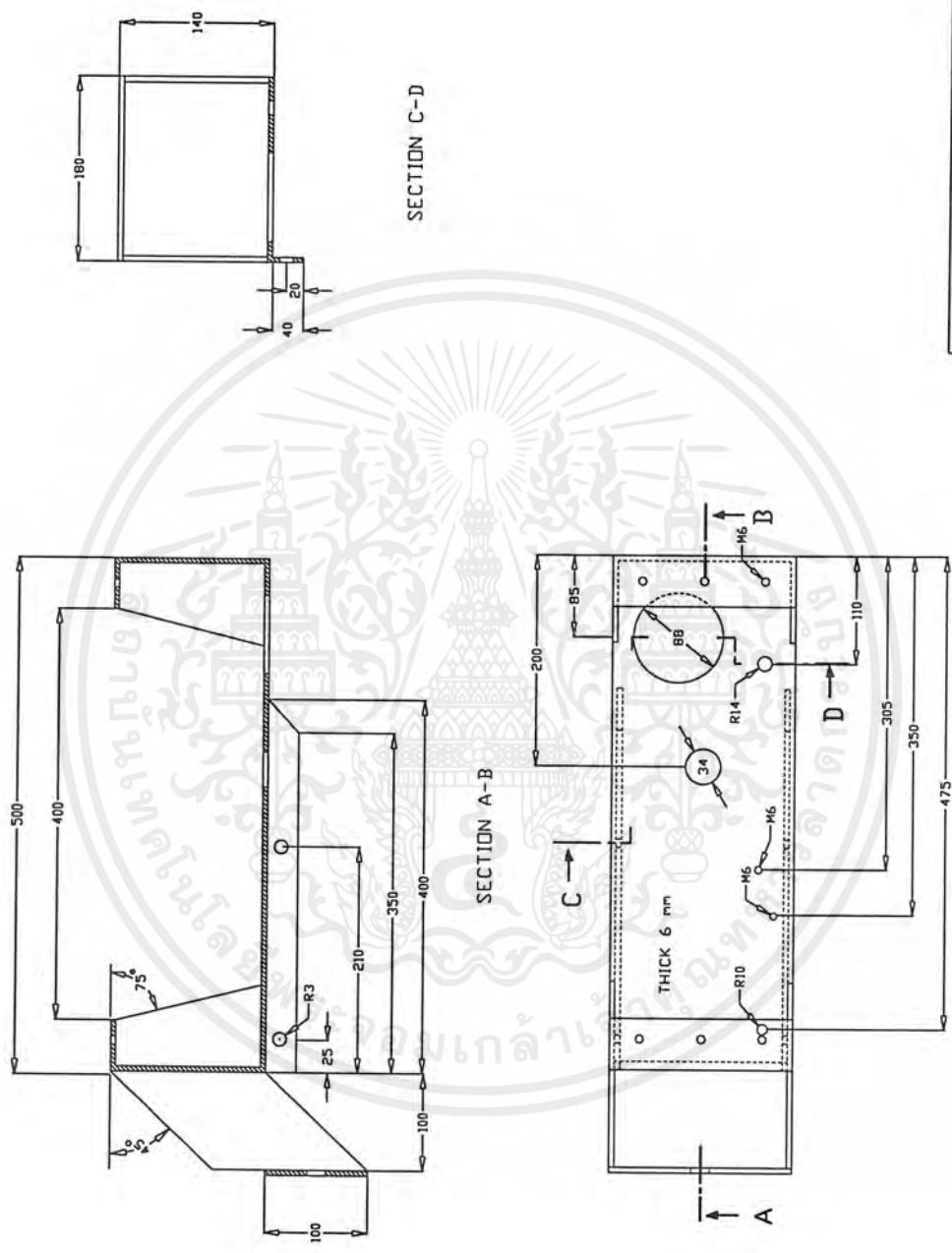
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ชื่อชิ้นงาน เพลาตาม

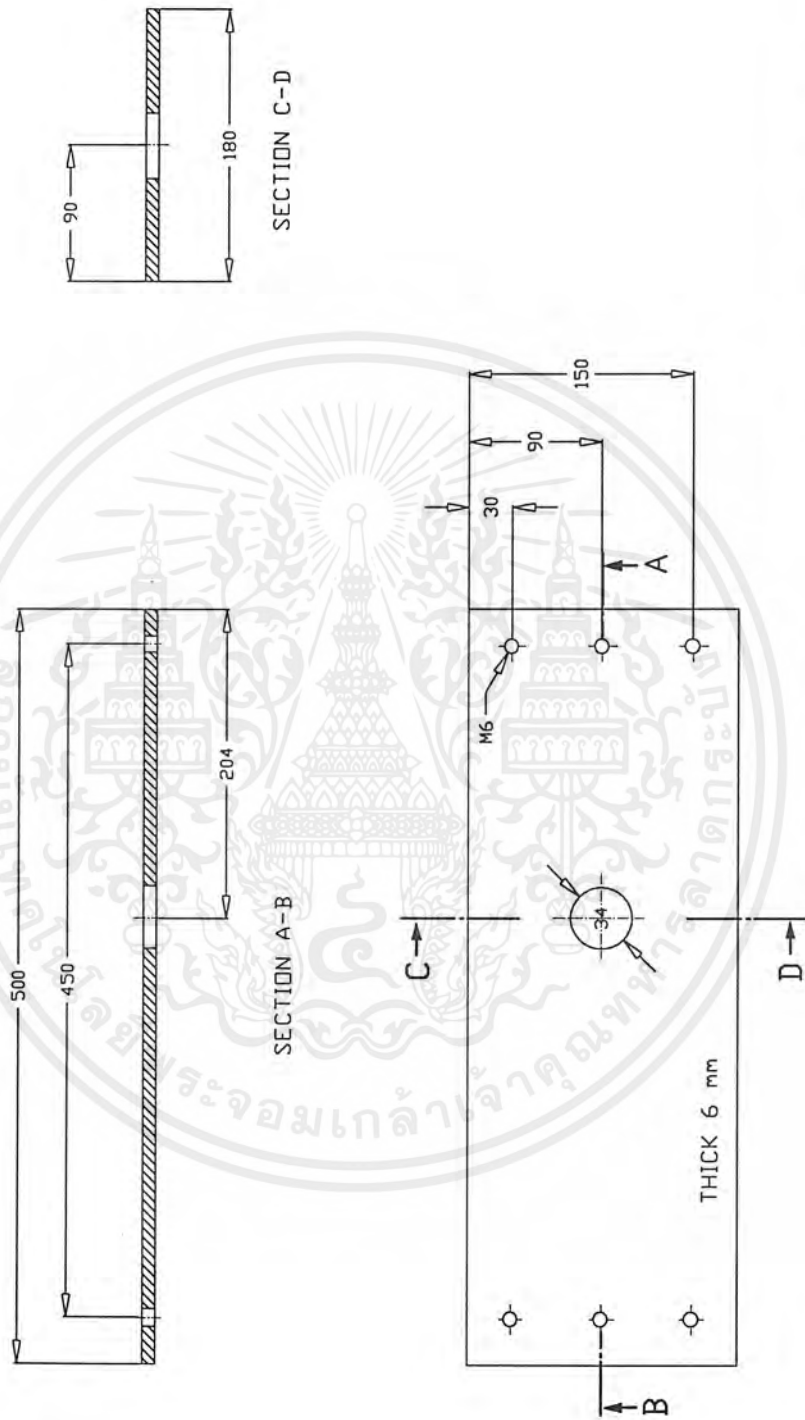
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คู่มือปฏิบัติงาน ลำตัวเครื่อง



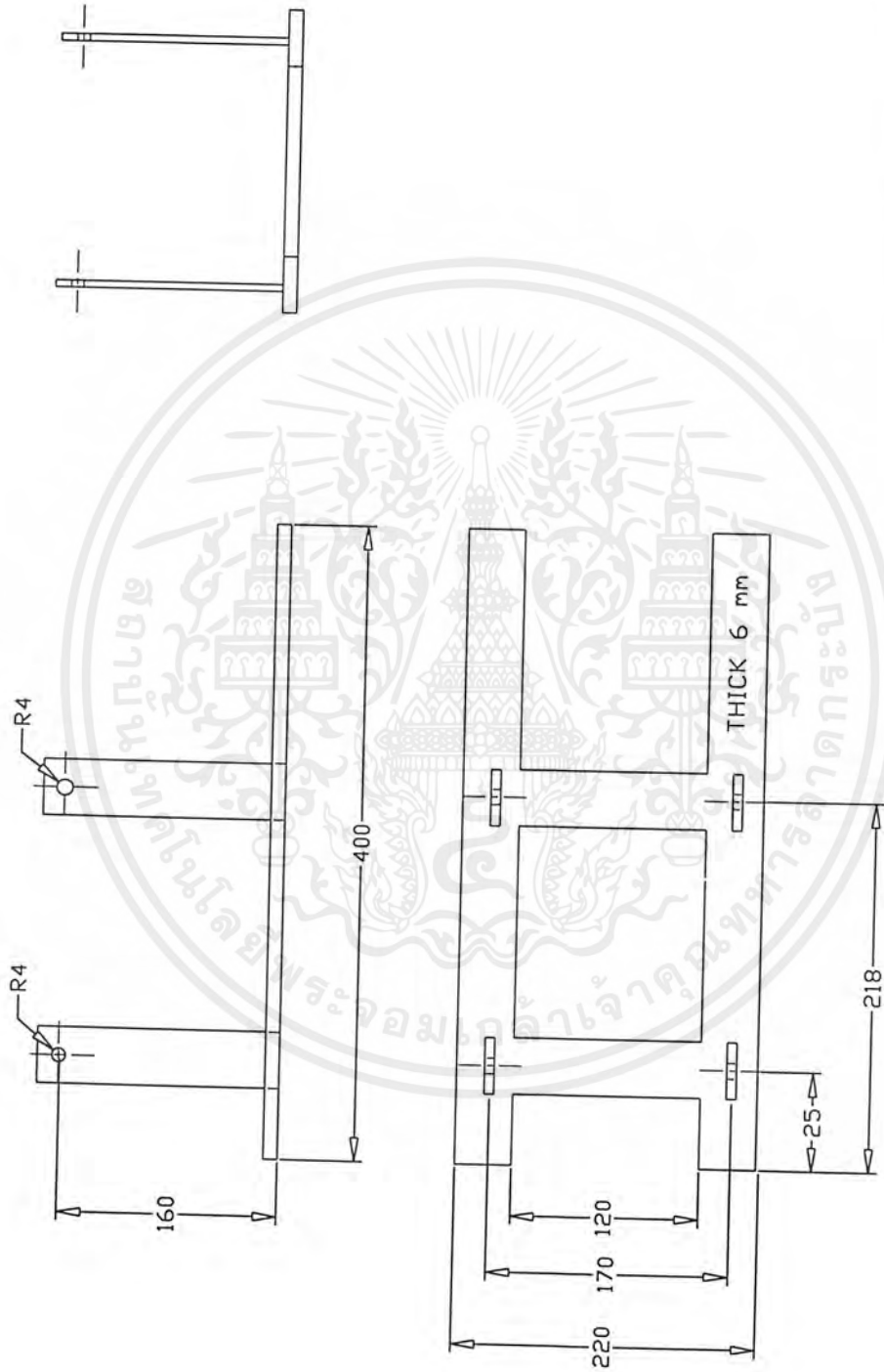
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชื่อชิ้นงาน ผาบิด



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชื่อชิ้นงาน ขาดตั้งเครื่อง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้