



วาล์วควบคุมอัตราการไหลโดย STEPPING MOTOR  
STEPPING MOTOR CONTROL HYDRAULIC DIRECTIONAL CONTROL VALVE



ปริญญาานิพนธ์สำหรับปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
ปีการศึกษา ๒๕๓๕

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

032603

ปีการศึกษา ๒๕๓๕

วาล์วควบคุมอัตราการไหลโดย STEPPING MOTOR



โดย

นาย ชัชวาลย์ จิรเมธางกูร ๓๒๑๐๖๗  
นาย สุรัตน์ มหณรงค์ชัย ๓๒๑๓๙๓

อาจารย์ที่ปรึกษา

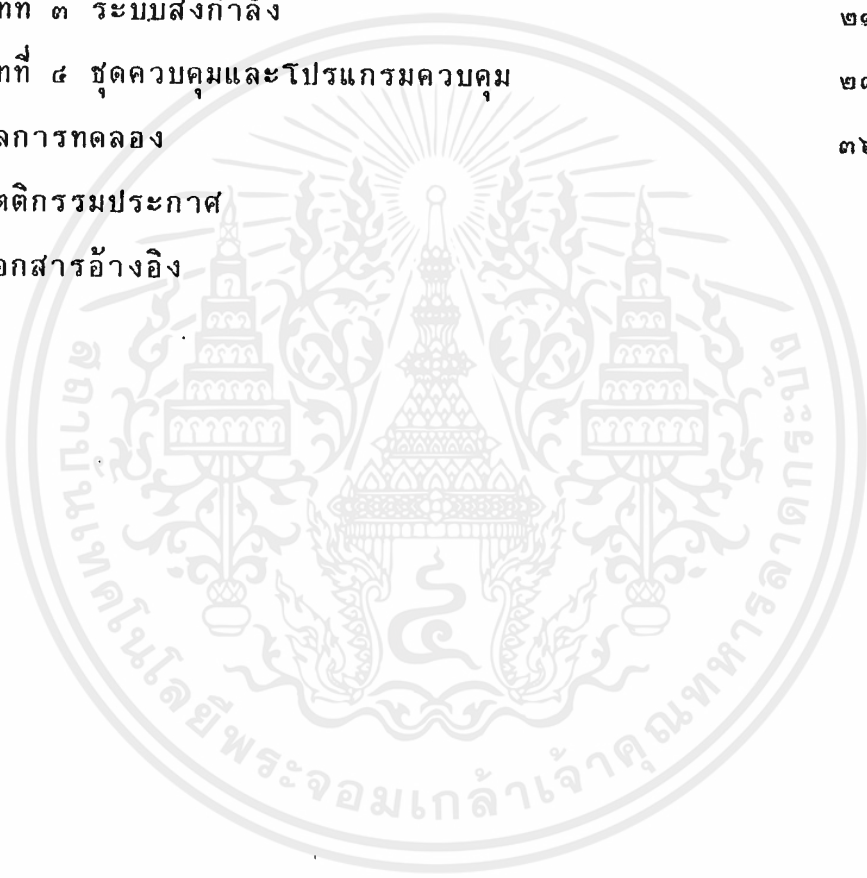
( ผศ.ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์ )

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

032603

## สารบัญ

เรื่อง	หน้า
บทคัดย่อ	
บทที่ ๑ ไฮดรอลิกวาล์ว	๑
บทที่ ๒ Stepping Motor และวงจรขับมอเตอร์	๕
บทที่ ๓ ระบบส่งกำลัง	๒๑
บทที่ ๔ ชุดควบคุมและโปรแกรมควบคุม	๒๘
ผลการทดลอง	๓๖
กิตติกรรมประกาศ	
เอกสารอ้างอิง	



## วาล์วควบคุมอัตราการไหลโดย STEPPING MOTOR

รัชวาลย์ จิรเมฆางกูร

สุรัตน์ มหณรงค์ชัย

อาจารย์ที่ปรึกษา ผศ.ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์

ปีการศึกษา ๒๕๓๕

### บทคัดย่อ

ไฮดรอลิกที่วาล์วเป็นวาล์วที่ใช้ควบคุมทิศทางการเคลื่อนที่ของอุปกรณ์ไฮดรอลิกซึ่งในโครงการนี้ใช้วาล์วแบบสปูลวาล์ว 4/3 โดยโครงการนี้จะศึกษาถึงการนำเอาสแต็ปเปอร์มาควบคุมการเลื่อนของสปูลวาล์ว ซึ่งการควบคุมวาล์วโดยวิธีนี้จะง่ายกว่าใช้การควบคุมมอเตอร์ไฟกระแสดตรง เนื่องจากเป็นการควบคุม open loop ดังนั้นเมื่อนำเอาสแต็ปเปอร์มาควบคุมการเลื่อนของสปูลวาล์วก็จะส่งผลให้วาล์วหน้าที่เป็นทั้งวาล์วควบคุมทิศทางและควบคุมอัตราการไหลด้วย

ปริญญานิพนธ์นี้จะกล่าวถึงทฤษฎีและส่วนต่างๆที่เกี่ยวข้องกับโครงการรวมทั้งผลการทดลอง ซึ่งคงจะเป็นประโยชน์ในการวิจัยต่อไป

# STEPPING MOTOR CONTROL HYDRAULIC D.C. VALVE

Chatchawarn Jirameatangool

Surat Mahanarongchai

Advisor Asst. Prof. Dr.Mongkol Mongkolwongroj

## Abstract

Hydraulic directional control valve is used to control direction of hydraulic actuators. In this project we modified 4/3 manual spool valve. The purpose of this project is the application of stepping motor to control the displacement of the spool in spool valve. The stepping motor is used precisely in open loop control. So, when we let stepping motor to control the movement of spool in the spool valve, in both direction and flow rate .

This report is consist of both the theory and experiment which show good agreement and also the suggestion for future work.

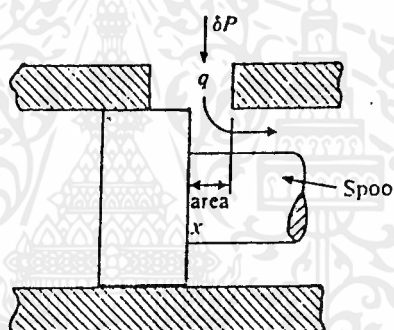
บทที่ 1 ไฮดรอลิกวาล์ว

วาล์วไฮดรอลิกมีหลายประเภทด้วยกันโดยแบ่งตามหน้าที่และลักษณะการใช้งานได้ดังนี้

1. วาล์วควบคุมความดัน มีไว้เพื่อป้องกันมิให้ความดันในระบบสูงเกินกว่ากำหนด โดยมีจะระบายความดันทิ้งเมื่อความดันเกินขีดกำหนด

2. วาล์วควบคุมอัตราการไหล เป็นวาล์วควบคุมอัตราการไหลซึ่งอาจใช้หลักการของออริฟิซหรือทอตเทิลก็ได้ แต่ที่เราสนใจก็คือแบบที่ใช้ออริฟิซซึ่งมีสมการของอัตราการไหลดังนี้ (ดูรูปประกอบ)

$$Q = kX / \Delta p$$



รูปแสดงวาล์วควบคุมอัตราการไหล

โดย  $Q$  = อัตราการไหล

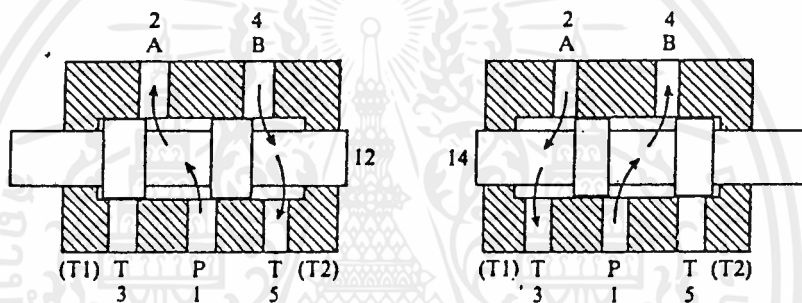
$k$  = ค่าคงที่ของวาล์ว

$X$  = ระยะที่สปูลเลื่อนไป

$\Delta p$  = ความดันลดที่ออริฟิซ

3. วาล์วควบคุมทิศทางการไหล เป็นวาล์วที่ใช้ควบคุมทิศทางของอุปกรณ์ไฮดรอลิกเช่นกระบอกสูบ, มอเตอร์ไฮดรอลิก โดยจะควบคุมให้น้ำมันไหลเข้าทางใดทางหนึ่งของอุปกรณ์ดังกล่าว ซึ่งจะส่งผลให้อุปกรณ์เคลื่อนที่ไปตามทิศทางที่เราต้องการโดยวาล์วชนิดนี้เป็นวาล์วที่เรานำมาใช้ในการทดลองโดยเป็นวาล์วชนิดสปูลวาล์ว

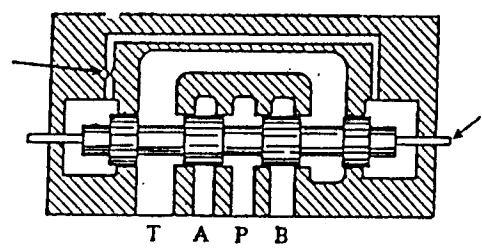
ชนิด 4/3 แบบมือโยกโดยมีตำแหน่งปกติปิด และดันกลับโดยสปริง ซึ่งจากหลักการของมือโยกจะเห็นได้ที่เราไม่สามารถทำให้ตัวสปูลหยุดอยู่ ณ ตำแหน่งใดๆได้ (ได้เฉพาะตำแหน่งปกติ) โดยถ้าเราต้องการจะอยู่ที่ตำแหน่งใดๆเราจะต้องถိ้อคั้นโยกไว้ตลอด จากเหตุผลดังกล่าวโครงการนี้จึงถิ้อคั้นโยกออก แล้วนำมาต่อโดยตรงกับบอลสกรูในระบบส่งกำลังจึงส่งผลให้เราสามารถควบคุมตำแหน่งมันให้อยู่ ณ ที่ตำแหน่งใดๆก็ได้ ดังนั้นจากทฤษฎีของออริฟิซ เราจึงสามารถควบคุมอัตราการไหลได้ด้วยซึ่งจะเป็นจุดประสงค์หลักของโครงการงานนี้



รูปแสดงวาล์วควบคุมทิศทางชนิด 5/2

จากรูปเมื่อโยกแกนสปูลจากขวาไปซ้ายจะเห็นว่าน้ำมันจะไหลจาก A ไป B แต่ถ้าโยกกลับข้างกันก็จะได้ผลตรงข้ามทำให้เราสามารถควบคุมทิศทางได้ นอกจากนี้การควบคุมสปูลยังสามารถใช้ความดันมาควบคุมโดยอาศัยวาล์วอีกหนึ่งตัวมาเป็นตัวส่งน้ำมันไปควบคุมที่วาล์วหลักซึ่งวิธีนี้จะมีความแม่นยำสูงในการควบคุม แต่เนื่องจากงบประมาณจำกัด เราจึงใช้บอลสกรูต่อโดยตรง

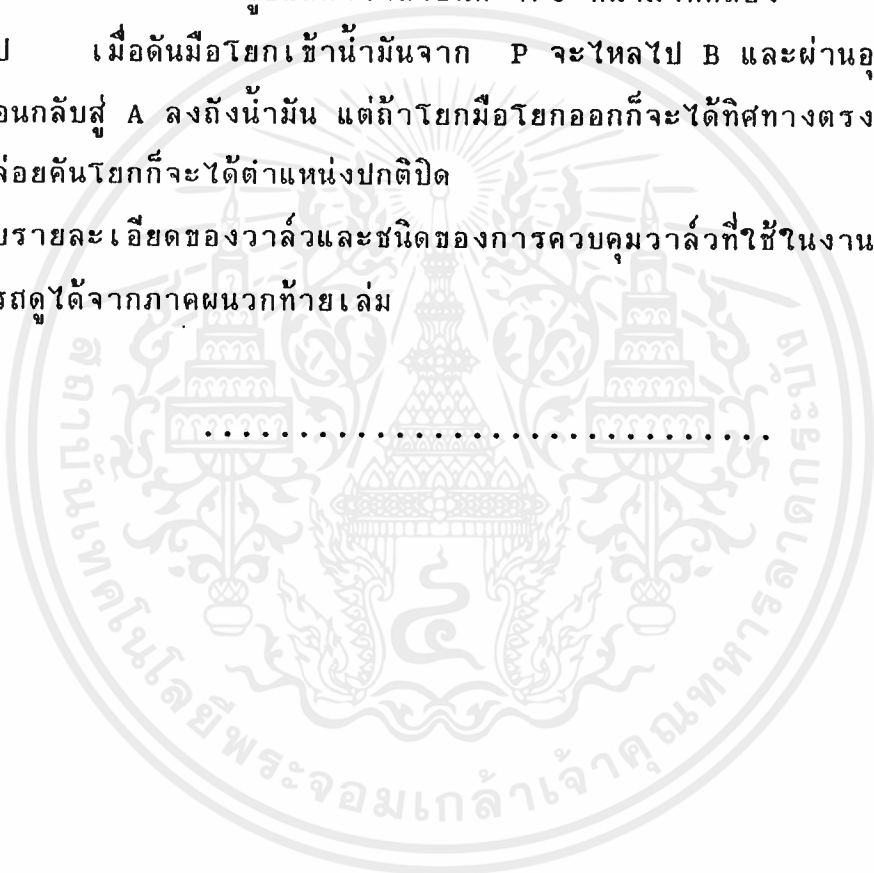
สำหรับวาล์วที่เรานำมาใช้จะมีลักษณะภายในเป็นดังนี้



รูปแสดงวาล์วชนิด 4/3 ที่นำมาทดลอง

จากรูป เมื่อดันมือโยกเข้าน้ำมันจาก P จะไหลไป B และผ่านอุปกรณ์ไฮดรอลิก แล้วย้อนกลับสู่ A ลงถึงน้ำมัน แต่ถ้าโยกมือโยกออกก็จะได้ทิศทางตรงกันข้ามกัน และเมื่อปล่อยดันโยกก็ได้ตำแหน่งปกติปิด

สำหรับรายละเอียดของวาล์วและชนิดของการควบคุมวาล์วที่ใช้ในงานอุตสาหกรรม สามารถดูได้จากภาคผนวกท้ายเล่ม



## บทที่ 2 Stepping Motor และวงจรขับมอเตอร์ (Driver)

STEPPING MOTOR เป็นมอเตอร์ไฟฟ้าแบบพิเศษ ซึ่งเมื่อป้อนไฟ DC ให้กับขดลวดสเตเตอร์จะเกิดแรงแม่เหล็กไฟฟ้าผลักตัวโรเตอร์ทำให้มอเตอร์หมุนตามค่า STEP ANGLE บางครั้งจึงเรียกมอเตอร์แบบนี้ว่า PLUSE MOTOR เพราะเมื่อถูกควบคุมอย่างเหมาะสมแล้ว จำนวน STEP ที่หมุนไปของ STEPPING MOTOR ต้องเท่ากับจำนวน PULSE ที่เข้ามา แต่ละ PULSE จะหมุนแกนโรเตอร์ไป 1 STEP

ในสมัยก่อน STEPPING MOTOR เป็นอุปกรณ์ที่มีประสิทธิภาพในการเปลี่ยนพลังงานแม่เหล็กไฟฟ้าไปเป็นพลังงานกลที่ต่ำกว่า AC และ DC MOTOR แต่เมื่อไม่นานมานี้ STEPPING MOTOR ได้รับการพัฒนาให้มีประสิทธิภาพสูงและถูกนำมาใช้อย่างกว้างขวางในวงการอุตสาหกรรม ส่วนมากใช้เป็นอุปกรณ์ PERIPHERAL ของคอมพิวเตอร์ เช่น PRINTER เครื่องเล่นเทป เครื่องอ่านการ์ด เป็นต้น นอกจากนี้ STEPPING MOTOR ยังถูกนำมาใช้ในระบบควบคุมเชิงตัวเลข ระบบควบคุมเครื่องมือและเครื่องจักร ระบบควบคุมกระบวนการ และอีกหลายๆระบบในอุตสาหกรรม

1. ข้อดีและข้อเสียของ STEPPING MOTORข้อดี

1. สามารถที่จะถูกขับเคลื่อนแบบเปิด คือไม่มีสัญญาณป้อนกลับ ไม่มีปัญหาเรื่องเสถียรภาพ
2. ไม่มีความผิดพลาดของตำแหน่งแบบสะสม
3. มีการตอบสนองต่อสัญญาณป้อนเข้าแบบสะสม
4. มีกลไกอย่างง่าย ต้องการการบำรุงรักษาเล็กน้อยหรือไม่ต้องการเลย
5. ปราศจากความสั่นปรก
6. ใช้กับแผ่นระบายความร้อนได้ง่าย
7. สามารถที่จะถูกหยุดทันทีโดยไม่เสียหาย
8. ทนทานและแข็งแรง

ข้อเสีย

1. มี STEP ANGLE คงที่
2. มีประสิทธิภาพต่ำเมื่อเทียบกับวงจรถับเคลื่อนแบบธรรมดา
3. มี OVERSHOOT สูง และการสั่นของการตอบสนองที่ให้กับ STEP
4. ความสามารถที่จำกัดในการรับภาระที่มีความเฉื่อยสูง
5. ภาระเนื่องจากความเสียดทานจะไปเพิ่มความผิดพลาดของตำแหน่ง การควบคุมแบบเปิด แม้ว่าความผิดพลาดจะไม่สะสม
6. กำลังที่ได้และขนาดมีจำกัด

2. ชนิดของ STEPPING MOTOR

โดยทั่วไปแล้วสามารถจัดได้เป็น 6 ประเภท คือ

1. โซลินอยด์ - แรชเชท (SOLENOID - RATCHET TYPE)
2. ความเหนี่ยวนำที่เปลี่ยนแปลงได้ (VARIABLE - RELUCTANCE, VR)
3. แม่เหล็กถาวร (PERMANENT MAGNET, PM)
4. ไฮบริด (HYBRID OR SYNCHRONOUS INDUCTOR)
5. เครื่องกลไฟฟ้า (ELECTROMECHANICAL)
6. ไฮดรอลิกไฟฟ้า (ELECTROHYDRAULIC)

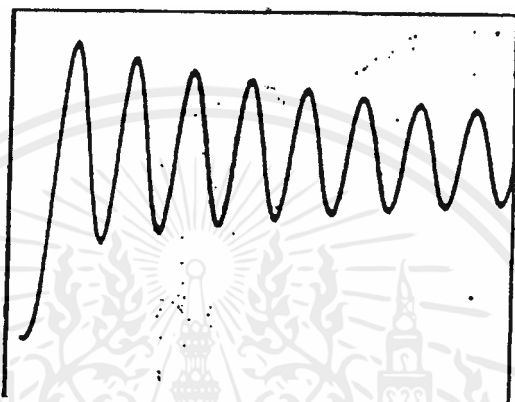
3. คุณสมบัติในการทำงานของ STEPPING MOTORรีโซลูชัน (RESOLUTION)

ค่ารีโซลูชันของ STEPPING MOTOR ถูกแสดงในเทอมของ STEP ต่อ รอบ หรือ STEP ANGLE หรือ STEP INCREMENT มีหน่วยเป็นองศา สำหรับลิเนียร์มอเตอร์ มีหน่วยเป็นนิ้วหรือ มิลลิเมตร สำหรับมอเตอร์ส่วนใหญ่ค่ารีโซลูชันไม่สามารถเปลี่ยนแปลงได้

การตอบสนองแบบ SINGLE STEP

เมื่อเฟสหนึ่งของมอเตอร์ถูกกระตุ้นในช่วงระยะเวลาใดเวลาหนึ่งมอเตอร์จะไปอยู่ตำแหน่งหน่วง (DETENT POSITION) เมื่อเฟสนั้นไม่ถูกกระตุ้น เฟสต่อไปจะถูกกระตุ้นมอเตอร์จะหมุนไปข้างหน้า 1 STEP การตอบสนองของมอเตอร์เมื่อเทียบกับเวลา ถูกกำหนดให้เป็นการตอบสนองแบบ SINGLE STEP ซึ่งเป็นคุณสมบัติที่มี

ความสำคัญต่อการบอกความเร็วของการเคลื่อนที่ของ STEPPING MOTOR ว่ามีความเร็วเท่าไร, การสั่นของการตอบสนอง (คุณสมบัติในการลดการสั่น) และความแม่นยำของ STEP ANGLE STEPPING MOTOR มีการตอบสนองที่ค่อนข้างสั่น เมื่อกระตุ้นขดลวดเฟส ดังนั้นจึงจำเป็นต้องลดหรือทำให้การสั่นหมดไป การตอบสนองแบบ SINGLE STEP โดยทั่วไปของ STEPPING MOTOR แสดงไว้ในรูปที่ 1



รูป 1 การตอบสนองแบบ single step  
ความแม่นยำ (ACCURACY)

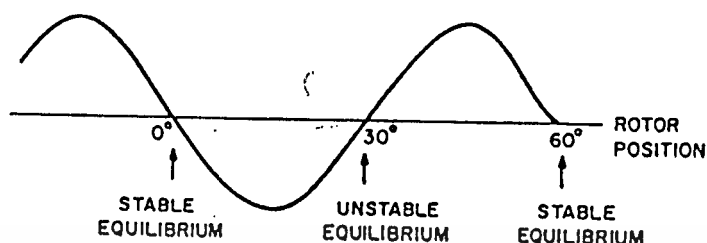
ตำแหน่ง STEP ของ STEPPING MOTOR ตัวหนึ่ง ถูกกำหนดด้วยขนาดของส่วนประกอบหลายส่วน และการประกอบชิ้นมาระหว่างการออกแบบ และการสร้างความแม่นยำในขนาดของส่วนประกอบเหล่านี้ ทำให้เกิดความแม่นยำในตำแหน่ง STEP จากตำแหน่งที่ถูกต้องในแง่ของตัวเลข สิ่งนี้เราเรียกว่า ความแม่นยำของ STEPPING MOTOR ถูกแสดงเป็นค่าความผิดพลาดเชิงมุมสูงสุดในตำแหน่งใดๆ เช่นเดียวกับเปอร์เซ็นต์ของมุมในหนึ่ง STEP หรือขนาดเชิงมุม

ความผิดพลาดของตำแหน่งที่เกิดขึ้นตั้งแต่เริ่มประกอบชิ้นส่วน เป็นความผิดพลาดที่ไม่สะสม มันเกิดขึ้นภายใต้ทุกๆสภาวะของภาระ

#### HOLDING OR STATIC TORQUE

กราฟเส้นโค้งของ HOLDING TORQUE ได้แสดงไว้ในกราฟรูปที่ 3.2 ซึ่งเป็นเส้นโค้งของเฟสหนึ่งใน STEPPING MOTOR แทนค่า HOLDING TORQUE แทนนอนแทนระยะขจัดของโรเตอร์ ค่า HOLDING TORQUE จะทำในทิศทางที่ทำให้โรเตอร์กลับมาตำแหน่งเริ่มต้น หรือยึดให้อยู่ในตำแหน่งที่มีการขจัดศูนย์ หรือตำแหน่ง

หน่วง  
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูป 2 กราฟเส้นโค้งของ HOLDING TORQUE

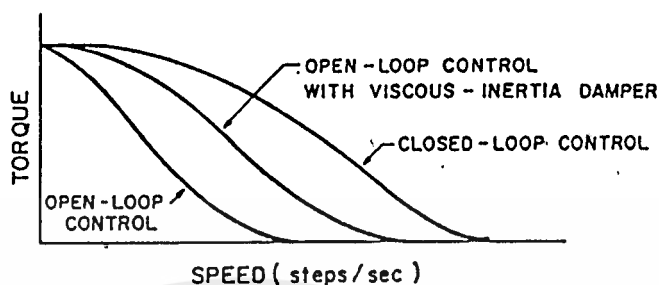
เส้นโค้งของ HOLDING TORQUE มีความสำคัญในการที่จะกำหนดแรงบิดชั่วขณะของมอเตอร์ได้

DYNAMIC TORQUE OR PULL-OUT TORQUE

PULL OUT TORQUE บอกให้ทราบถึง ค่าแรงบิดเนื่องจากความเสียดทานสูงสุด เมื่อเคลื่อนที่ในสภาวะคงที่ สามารถใส่ภาระให้แก่ STEPPING MOTOR ที่ความเร็วที่สอดคล้องกันหรือ อัตรา STEPPING โดยไม่ทำให้โรเตอร์เกิดสภาวะที่ชุด PULSE ที่ป้อนเข้ามา ไม่พร้อมกับการหยุดซึ่งเกิดขึ้นที่มอเตอร์

กราฟเส้นโค้ง PULL-OUT TORQUE ของ STEPPING MOTOR ไม่ได้กำหนดจุดทำงานและไม่ได้แสดงความสัมพันธ์ของ TRANSFER FUNCTION ซึ่งต่างไปจากกรณีของ DC MOTOR เส้นโค้งนี้ทำให้กำหนดง่ายขึ้น กล่าวคือ บริเวณที่อยู่ภายในกราฟเส้นโค้งของแรงบิด-ความเร็ว จะเป็นบริเวณที่มอเตอร์จะทำงานได้อย่างพอใจ ส่วนบริเวณที่อยู่ภายนอกจะเป็นบริเวณที่มอเตอร์ไม่สามารถทำงานได้เลย สำหรับสภาพการกระตุ้นและสภาพการควบคุมแบบหนึ่ง

รูปที่ 3 แสดงให้เห็น ชุดตัวอย่างของกราฟเส้นโค้งแรงบิด-ความเร็ว ของ STEPPING MOTOR ภายใต้สภาพการควบคุมชนิดต่างๆ ดังนั้นเราจะเห็นได้ว่า STEPPING MOTOR สามารถที่จะให้ลักษณะการทำงานที่อยู่ในระดับดีบ้างไม่ดีบ้าง ขึ้นอยู่กับวิธีการขับเคลื่อนเป็นอย่างไร



รูป 3 ชุดตัวอย่างของเส้นโค้ง แรงบิด-ความเร็ว

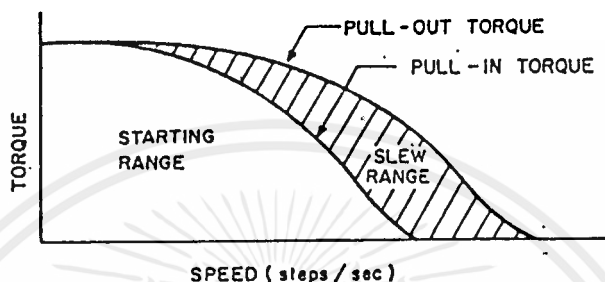
ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 3 STEPPING MOTOR โดยทั่วไปแล้วให้แรงบิดสูงสุดที่ตำแหน่งหยุด เมื่ออัตราของ PULSE ที่ป้อนเข้าเพิ่มขึ้น ความเหนียวน่าของขดลวดจะป้องกันกระแสเฟส ที่สภาวะสม่ำเสมอของมัน เมื่อเฟสอยู่ในสภาวะปิดหรือเปิด และแรงบิดของมอเตอร์ลดลง PULL OUT TORQUE ลดลงอย่างรวดเร็ว ในขณะที่ความเร็วมอเตอร์เพิ่มขึ้นเมื่อมอเตอร์ถูกขับเคลื่อนด้วยลำดับของ PULSE โดยไม่มีสัญญาณป้อนกลับ (การควบคุมแบบเปิด) การต่อ VISCOUS-INERTIA DAMPER กับแกนมอเตอร์โดยปกติแล้วจะช่วยปรับปรุงคุณสมบัติของแรงบิด-ความเร็ว การควบคุมแบบปิดยิ่งทำให้คุณสมบัติของแรงบิด-ความเร็ว ดียิ่งขึ้น

ข้อจำกัดของกราฟเส้นโค้ง แรงบิด-ความเร็ว คือสมมติให้ความเร็วคงที่ สิ่งนี้ใกล้เคียงความเป็นจริง ที่ความเร็วของการ STEPPING หลายๆร้อย STEP ต่อวินาที หรือมากกว่านั้น อัตราการ STEPPING ต่ำๆ เกิดที่ตอนเริ่มต้นและตอนหยุด ในช่วงนี้มอเตอร์ถูกเรียกว่า อยู่ใน STEPPING MODE แม้แต่ที่ความเร็วสูง ความเร็วชั่วขณะที่แท้จริงจะไม่คงที่ แต่จะขึ้นๆลงๆ ไปที่ละ STEP

ในวิธีการควบคุมแบบเปิด STEPPING MOTOR ต้องทำงานที่แรงบิดต่ำกว่าแรงบิดสูงสุดซึ่งต้องมั่นใจว่ามอเตอร์ไม่มีการหยุดกะทันหัน หรือพลาด STEP ไป ในวิธีการควบคุมแบบปิด มอเตอร์สามารถทำงานใกล้เคียงหรือเท่ากับ DYNAMIC TORQUE สูงสุด

PULL-IN TORQUE

ค่า PULL-IN TORQUE ของ STEPPING MOTOR คือ ค่าแรงบิดภาระ เนื่องจากความเสียดทานที่มอเตอร์สามารถเริ่มทำงาน และขับเคลื่อนได้ โดยไม่ผิด STEP ที่อัตราของ PULSE ที่ต้องการ



รูป 4 ความสัมพันธ์ระหว่าง PULL-IN TORQUE กับ PULL-OUT TORQUE

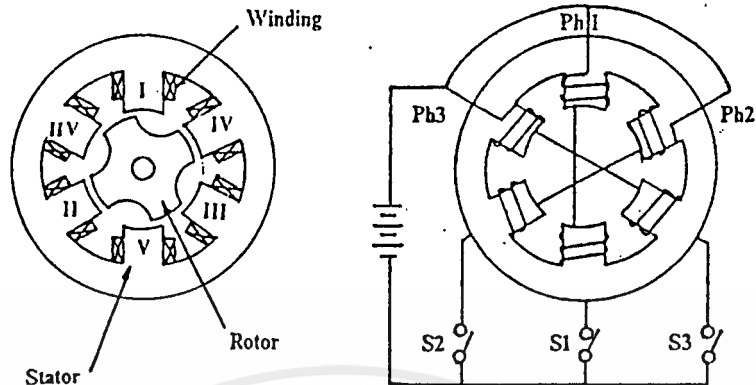
จากรูปที่ 4 ขอบเขตความเร็วอยู่ระหว่างกราฟเส้นโค้ง PULL-IN TORQUE และ PULL-OUT TORQUE ซึ่งเรียกว่า "SLEW RANGE" SLEW RANGE แสดงถึงบริเวณของการทำงานที่ไม่เสถียรของมอเตอร์ ที่ได้ออกแบบเป็นอย่างดีแล้ว มอเตอร์จะออกจากการทำงาน และหยุดการทำงานใน SLEW RANGE จะต้องอยู่ใกล้กับกราฟเส้นโค้ง PULL-IN TORQUE หรือ PULL-OUT TORQUE

4. STEPPING MOTOR ชนิดความเหนียวนำแปรผันได้  
(VARIABLE RELUCTANCE OF STEP MOTOR)

STEPPING MOTOR ชนิดความเหนียวนำแปรผันได้ เป็นชนิดที่นำมาใช้ในการทดลองนี้ จึงขอกล่าวถึงชนิดนี้เท่านั้น

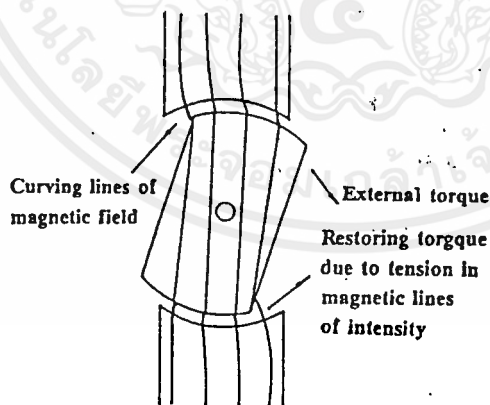
โครงสร้างการทำงาน

ภายในสเตปป์มอเตอรืประกอบด้วย STATOR, ROTOR, และ WINDING ประกอบดังรูป (เป็นมอเตอรืแบบ 3 เฟส)



รูป 5 แสดง STEPPING MOTOR 3 เฟส

เนื่องจาก STEPPING MOTOR แบบ VR นี้ โรเตอร์เป็นเหล็กอ่อน (SOFT IRON) ซึ่งมีคุณสมบัติคือ จะพยายามปรับตัวเอง ให้อยู่ในแนวที่เส้นแรงแม่เหล็กผ่านมากที่สุด ดังเช่นในรูปที่ 8 เมื่อเกิดเส้นแรงแม่เหล็กขึ้นที่สเตเตอร์ตัดผ่านโรเตอร์ ตัวโรเตอร์ก็พยายามปรับตัวเองให้เส้นแรงแม่เหล็กตัดผ่านตัวโรเตอร์มากที่สุด โดยโรเตอร์จะหมุนตัวเองและจะทำให้ เกิดมุมของการหมุนขึ้น ทั้งนี้เมื่อโรเตอร์จะหยุดหมุนเมื่อเส้นแรงแม่เหล็กตัดผ่านตัวมันมากที่สุดดังเช่นในรูป 6

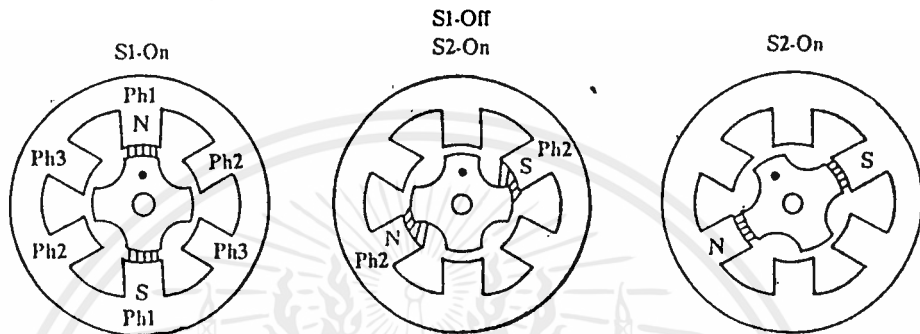


รูป 6 เส้นแรงแม่เหล็ก ที่ทำให้เกิด TORQUE

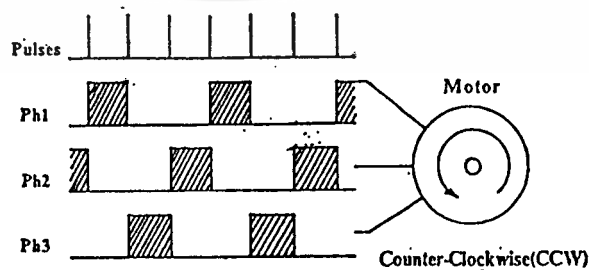
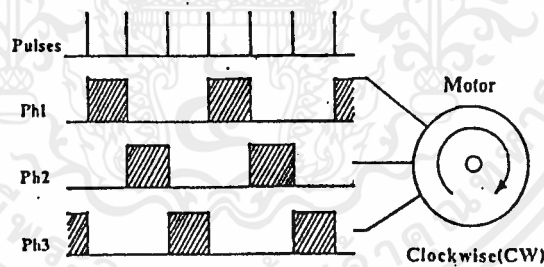
การทำให้สเตปปิงมอเตอร์หมุนได้โดยอาศัยหลักการนี้ แต่ต้องให้เกิดเส้นแรงแม่เหล็กเกิดขึ้นถัดกันไปเรื่อยๆ ดังในรูปที่ 7, 8 และ 9 ซึ่งแสดงการหมุนของมอเตอร์โดยทิศทางขึ้นอยู่กับการ DRIVE ขดลวดว่าจะให้ไปทางไหน และเมื่อต้อง

การให้มอเตอร์หยุดก็หยุดการ DRIVE โรเตอร์ มอเตอร์ก็จะหยุด ณ ตำแหน่งสุดท้ายที่มีการ DRIVE ที่สแตเตอร์ ดังนั้นเราจะสามารถรู้ตำแหน่งของมอเตอร์ได้ โดยการนับ PULSE ที่ป้อนให้มอเตอร์และใช้สูตร

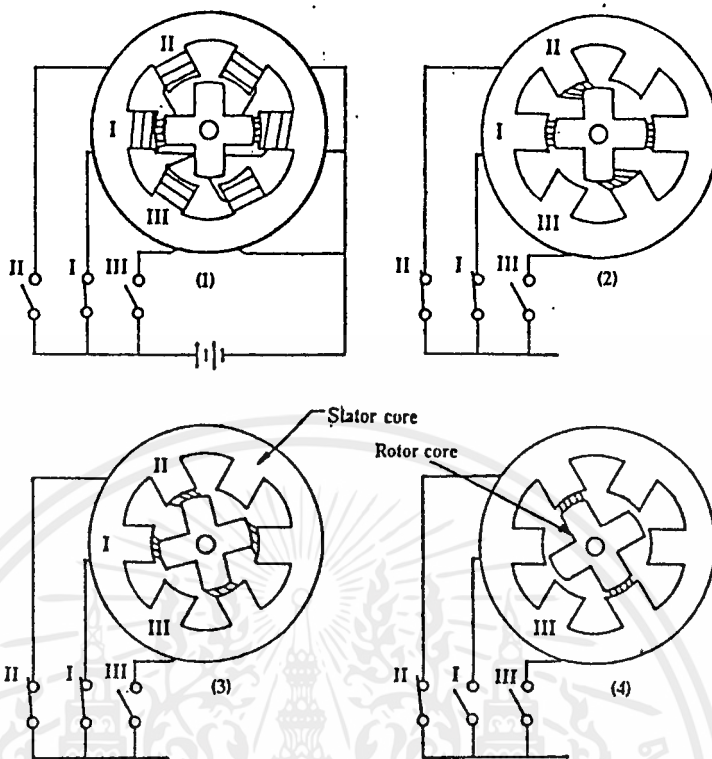
$$\text{มุมที่เปลี่ยนไป} = \text{STEP ANGLE} - \text{จำนวน PULSE}$$



รูป 7 แสดงการเคลื่อนที่ทีละ step เมื่อ excite เฟส 1 เฟส 2



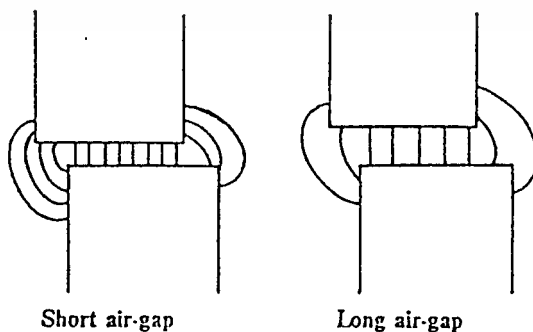
รูป 8 แสดงการ excite แบบเดินหน้าและถอยหลัง



รูป 9 แสดงการทำงานของ stepping motor  
โครงสร้างพื้นฐานของ STEPPING MOTOR แบบ VR

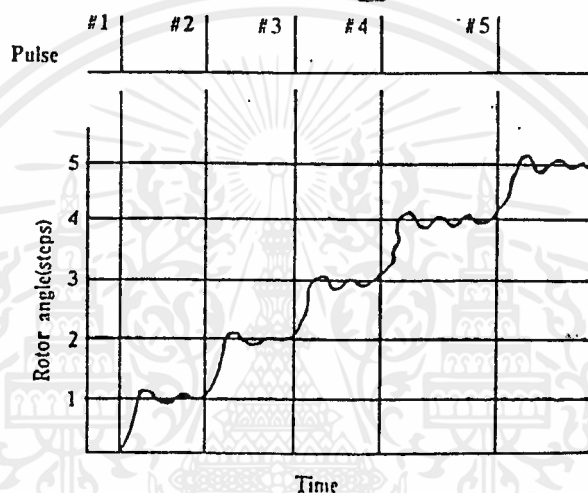
ช่องอากาศ (AIR GAP) ระหว่างที่ STATOR ซึ่งจะผูกพันกับ TORQUE และความแน่นของตำแหน่ง ดังนั้นถ้าต้องการให้ สเตปป์มอเตอร์มีแรงบิดสูง และตำแหน่งแน่นก็ต้องมี AIR GAP ชั่วแฉะๆ

จากรูปที่ 10 เป็นการเปรียบเทียบระหว่างสเตปป์มอเตอร์ที่มี AIR GAP กว้างกับ AIR GAP แคบ จะเห็นว่ามอเตอร์ที่มีช่อง AIR GAP แคบ จะมีความหนาแน่นของเส้นแรงแม่เหล็กสูงกว่ามอเตอร์ที่มี AIR GAP แคบ



รูป 10

ในการทำงานของสเต็ปมอเตอรืนั้น ตำแหน่งของโรเตอร์จะไม่หยุดทันทีที่มอเตอร์หมุนจนเส้นแรงแม่เหล็กตัดผ่านมากที่สุด เนื่องจากโรเตอร์ขณะหมุนจะมีแรงเฉื่อย จึงทำให้เกิด SHOOT ของระยะขจัด จากนั้นโรเตอร์จึงหมุนกลับตัวให้อยู่ในตำแหน่งที่เส้นแรงแม่เหล็กตัดผ่านมากที่สุด ดังรูปที่ 13 ที่แสดงการเปลี่ยนแปลงในแต่ละสเต็ป ทั้งนี้SHOOTที่เกิดขึ้นอยู่กับ AIR GAP และการ DRIVE แบบ EXCITATION ว่าเป็นแบบใดด้วย



รูป 11 กราฟแสดงตำแหน่งในแต่ละ step

สำหรับค่า T (step response) ขึ้นอยู่กับอัตราการสวิทช์ของกระแสในขดลวด สเตเตอร์จำนวนขึ้นต่อการหมุนรอบโรเตอร์ (SPR) หาได้ดังนี้

$$\text{STEP PER REVOLUTION (SPR)} = 360/\text{SA} = m \times \text{Nr}$$

SA = ค่ามุมในแต่ละขั้น (STEP ANGLE) หน่วยเป็นองศา

m = จำนวนเฟส

Nr = จำนวนขั้วโรเตอร์

#### การกระตุ้นเฟสขดลวด STATOR

ดังที่รู้กันแล้วว่าการทำให้ STEPPING MOTOR หมุนได้นั้นจะต้อง การกระตุ้นเฟสของขดลวด STATOR ให้เรียงกันไปเรื่อยๆ ทางใดทางหนึ่ง ถ้าต้องการให้หมุนกลับก็กระตุ้นเฟสในทิศทางกลับกัน ซึ่งการกระตุ้นเฟสของ STATOR เราไม่จำเป็นต้องกระตุ้นเฟสเพียงแค่เฟสเดียวอาจกระตุ้นทีละ 2 เฟสก็ได้ ในที่นี้จะอธิบายถึง

การกระตุ้นเฟส STATOR 3 แบบ คือ

1. กระตุ้นเฟสเดียวเรียกว่า SINGLE PHASE EXCITATION
2. กระตุ้นสองเฟสเรียกว่า TWO PHASE EXCITATION
3. กระตุ้นโดยใช้แบบ 1 และ 2 สลับกันเรียกว่าแบบ ONE-TWO PHASE EXCITATION หรือแบบ HALF STEP OPERATION

	R	1	2	3	4	5	6	7	8
Phase 1									
Phase 2									
Phase 3									
Phase 4									

รูป 12 แสดงการ excitation sequence แบบเฟสเดียว

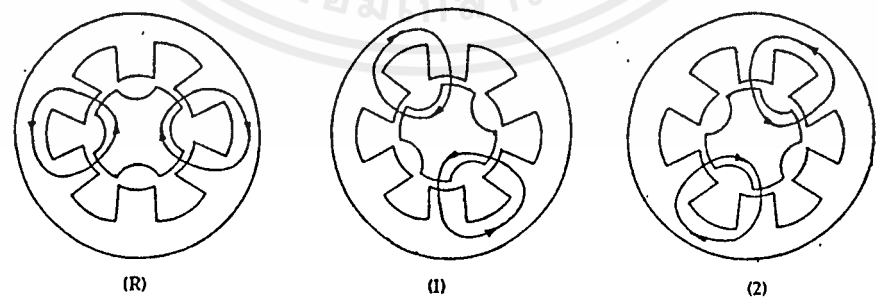
Clock state	R	1	2	3	4	5	6	7	8
Phase 1									
Phase 2									
Phase 3									
Phase 4									

รูป 13 แสดงการ excitation sequence แบบ 2 เฟส

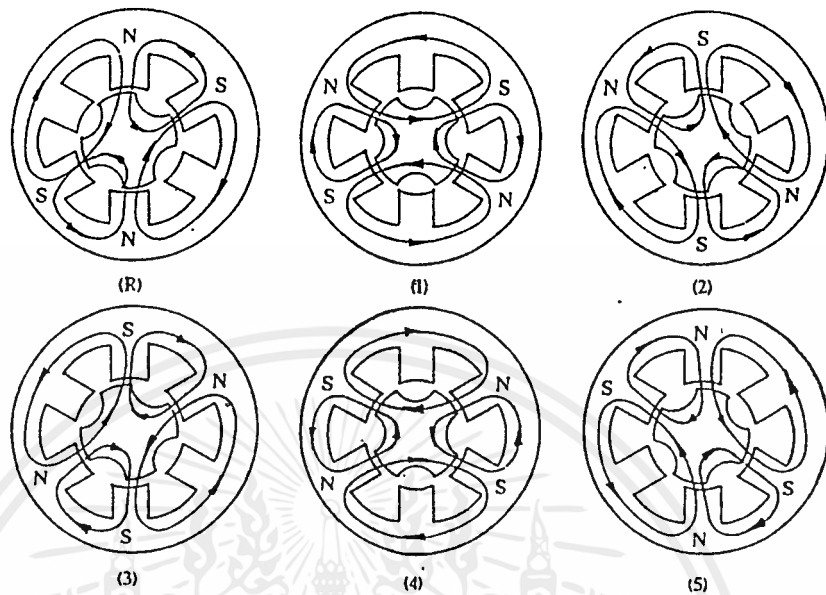
Clock state (A)	R	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Clock state (B)	R	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Phase 1	▨	▨				▨	▨	▨		
Phase 2		▨	▨	▨				▨	▨	▨
Phase 3				▨	▨	▨				▨

รูป 14 แสดงการ excitation sequence แบบ HALF STEP

ซึ่งในโครงการนี้ เราใช้การกระตุ้นแบบ TWO PHASE EXCITATION ในการ DRIVE TWO-PHASE EXCITATION เส้นแรงแม่เหล็กจะไม่ผ่านแกนเหล็กเป็นเส้นตรงเลยที่เดียวเหมือนแบบ SINGLE PHASE EXCITATION แต่จะวกกลับมาเข้าสู่แกนทางข้างๆ ดังรูปที่ 15 และเส้นแรงแม่เหล็กส่วนหนึ่งจะมาจากแกนตรงเข้าดังรูปที่ 16

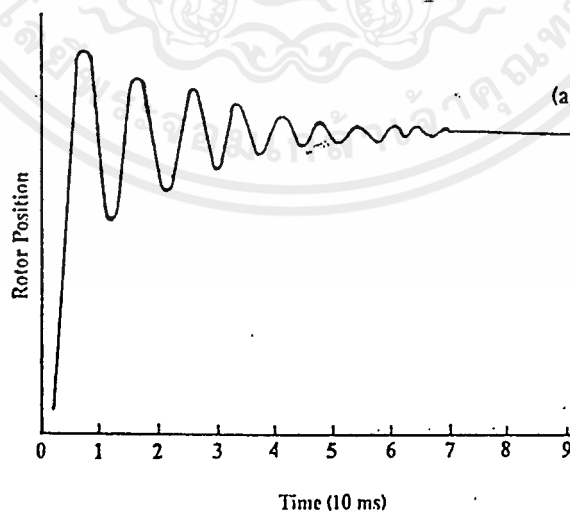


รูป 15 เส้นแรงแม่เหล็กเมื่อ DRIVE แบบ TWO PHASE

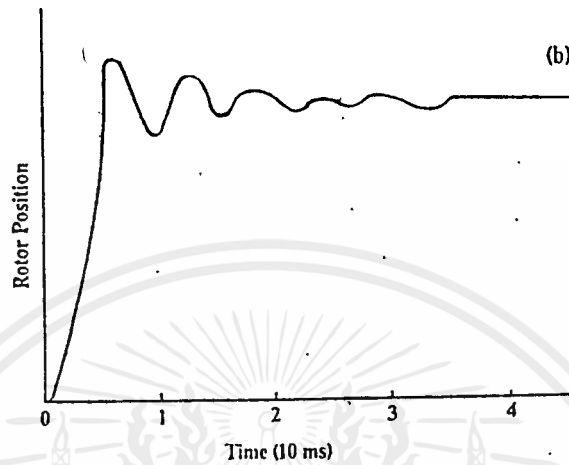


รูป 16 ลักษณะเส้นแรงแม่เหล็กเมื่อ DRIVE แบบ TWO PHASE

การ DRIVE STEPPING MOTORแบบ TWO PHASE EXCITATION นี้จะมีลักษณะเดียวกับการ DRIVE แบบ SINGLE PHASE EXCITATION แต่ในการกระตุ้นแต่ละครั้งนั้นจะกระตุ้นที่เดียวพร้อมกันทั้ง 2 เฟส จะต่างกันก็ในช่วง TRANSIENT RESPONSE ในการเปลี่ยนตำแหน่งแต่ละขั้น โดยสังเกตจากรูปที่ 17



รูป 17 (a)



รูป 17 (b)

ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการ DRIVE แบบ SINGLE PHASE EXCITATION นั้นเกิด OSCILLATION DAMPS ในช่วง TRANSIENT RESPONSE มากกว่าการ DRIVE แบบ TWO STEP ความเร็วจะลดลงครึ่งหนึ่ง เมื่อป้อนความถี่ของพัลส์เร็วเท่ากัน ข้อดีและข้อเสียของ STEPPING MOTOR ความเหนียวน่าแปรผันได้

มอเตอร์ 3 เฟส

ข้อดี

1. ประสิทธิภาพสูงกว่ามอเตอร์ 4 เฟส
2. ใช้สายไฟน้อยกว่า
3. ข้อเสียนิกส์ควบคุมได้ง่ายกว่า เพราะมีจำนวนเฟสที่จะเปลี่ยนน้อยกว่า
4. แรงบิดสูงกว่ามอเตอร์ 4 เฟสที่ขนาดเท่าๆกัน

ข้อเสีย

1. การที่จะหน่วงความเร็วทำได้ยากกว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับบริการเชิงงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. การตอบสนองมีการแกว่งมากกว่า

3. ให้แรงบิดที่เกือบเท่ากัน ไม่ว่าจะใช้การกระตุ้นแบบเฟสเดียวหรือสองเฟสติดกัน

#### วงจรขับมอเตอร์ (DRIVER)

เมื่อได้สัญญาณควบคุมจากไมโครโปรเซสเซอร์ แล้วเราจะนำสัญญาณมาเข้า buffer เพื่อป้องกันกรณีสัญญาณมีกระแสไม่เพียงพอ จากนั้นจะผ่านเข้าสู่ทรานซิสเตอร์ เพื่อเพิ่มค่าของกระแสเพื่อนำไป bias ให้กับทรานซิสเตอร์กำลัง ซึ่งหลังจากที่ได้ output จากทรานซิสเตอร์กำลังแล้วค่าของโวลต์เตจจะมีประมาณ 9 โวลต์ และค่าของกระแสประมาณ 0.85 แอมแปร์ซึ่งตรงตามความต้องการของมอเตอร์สำหรับรายละเอียดในเรื่องการคำนวณค่าทางอิเล็กทรอนิกส์นั้นจะไม่แสดง ณ ที่นี้

ขดลวดของ stepper เป็น inductive และมีค่าเปรียบเสมือนผลรวมของอินดักแตนซ์อนุกรมกับความต้านทาน

ซีพเพรสเซอร์ที่ใช้เป็นชนิด ไคโอดซีพเพรสเซอร์ ซึ่งอธิบายได้ดังนี้ กระแสหมุนเวียน circulating current จะเริ่มไหลหลังจาก transistor หยุดการนำกระแส และศักดา collector จะเท่ากับศักดาของแหล่งจ่าย ข้อเสียคือ กระแสหมุนเวียน และจะทำให้เกิด breaking torque ขึ้น พลังงานส่วนใหญ่สูญเสียในความต้านทานของขดลวด มีปัญหาเรื่องทำความเย็น กรณีของ breaking torque นั้นจะเป็นผลดีต่อการหมุนของมอเตอร์ซึ่งจะทำให้การเคลื่อนที่ในแนวเชิงเส้นได้ผลตามการหมุน

เมื่อทรานซิสเตอร์นำกระแสเพื่อกระตุ้นเฟส แหล่งจ่ายไฟจะต้องชนะผลของอินดักแตนซ์ของขดลวดก่อนที่กระแสจะเพิ่มขึ้นได้ถึงค่าที่กำหนด คือ อินดักแตนซ์มีคุณสมบัติที่จะต้านการเพิ่มขึ้นของกระแสต่อไซ ก็ลก็จะมีค่ามากขึ้น และเป็นผลให้แรงบิดลดลงและผลตอบสนองลดลง วิธีการลดเวลาการเพิ่มขึ้นของกระแสและปรับปรุงคุณลักษณะของแรงบิดที่ความเร็วสูงให้ดีขึ้น โดยต่อความต้านทานอนุกรมกับขดลวดของมอเตอร์ แหล่งจ่ายไฟจะต้องเลือกค่าที่เหมาะสม เพื่อให้ได้กระแสที่ต้องการไหลผ่านขดลวดมีสภาวะคงที่ และ time constant ของวงจรจะลดลงเนื่องจากผลรวมของความต้านทานในขดลวดเพิ่มขึ้น สำหรับมอเตอร์ที่ใช้ในโครงการนี้เป็นมอเตอร์ขนาด

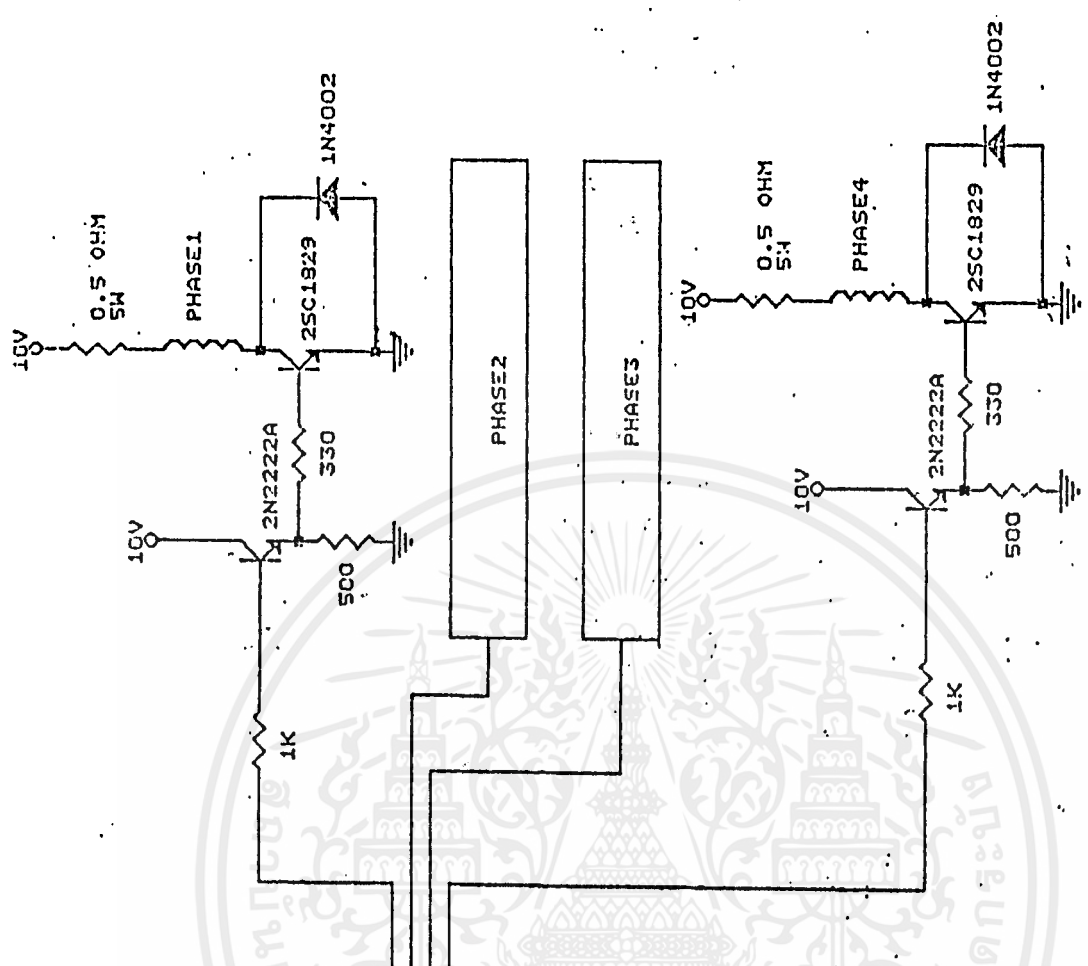
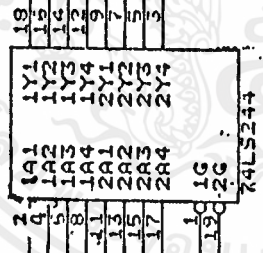
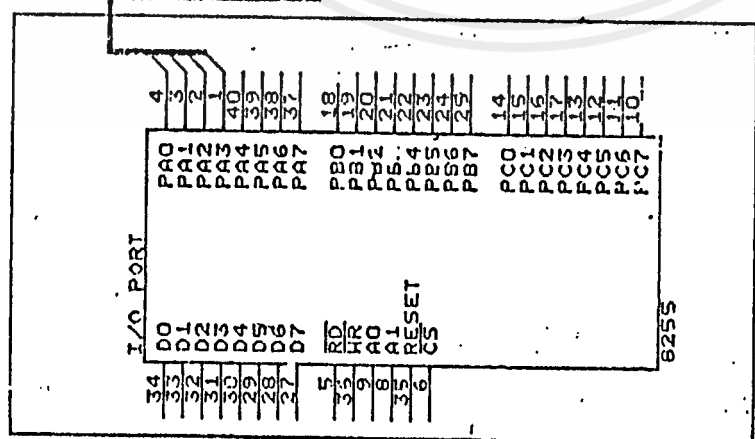
เอกสาร 9 โวลต์ 0.85 แอมแปร์ 1.8 องศาต่อ step 4 เฟส ค่าอินดักแตนซ์ 15 โอห์มต่อไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เฟส แรงบิด 55 นิวตัน-เซนติเมตร ของบริษัทมินิแบร์ประเทศไทย



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

FROM SINGLE BOARD



Title

DRIVER CIRCUIT

Size Document Number

A

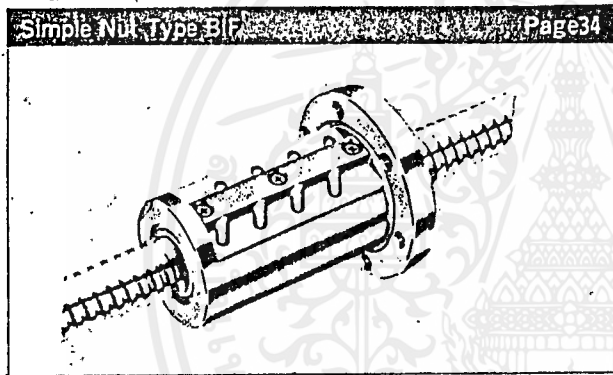
Date: October 23, 1992 Sheet of

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

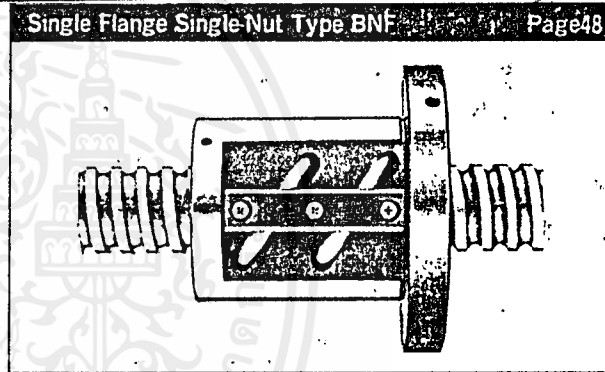
บทที่ 3 ระบบส่งกำลัง

เนื่องจากแกนวาล์วที่ใช้ต้องเป็นการเคลื่อนที่ในแนวเชิงเส้นแต่มอเตอร์นั้นมีการเคลื่อนที่ในแนวหมุน ดังนั้นเราต้องใช้อุปกรณ์บางชนิดมาเปลี่ยนการเคลื่อนที่แบบการหมุนเป็นการเคลื่อนที่เชิงเส้นตรง ซึ่งในที่นี้เราใช้บอลสกรูเป็นตัวส่งกำลัง

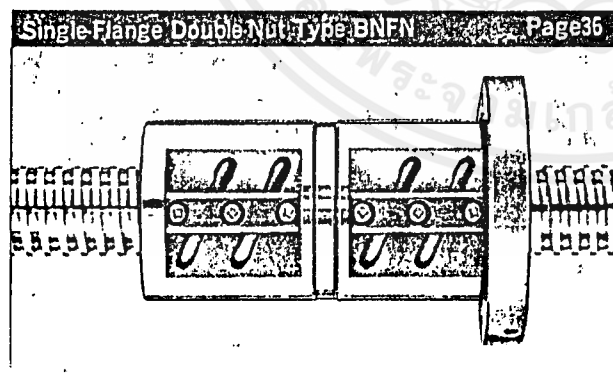
บอลสกรู เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการเปลี่ยนการเคลื่อนที่แบบการหมุนไปเป็นการเคลื่อนที่เชิงเส้นโดยอาศัยหลักการเดียวกับของเพาเวอร์สกรู เพียงแต่ว่าบอลสกรูใช้ลูกปืนมาวิ่งบนเกลียวแทนที่จะเป็นเกลียวกับเกลียวดังในเพาเวอร์สกรู ซึ่งผลจากการใช้ลูกปืนนี้ส่งผลให้ประสิทธิภาพในการส่งกำลังสูงขึ้นเนื่องจากการสูญเสียจากความเสียดทานที่มีในเพาเวอร์สกรูจะลดลงอย่างมากจนตัดทิ้งได้ในบอลสกรู



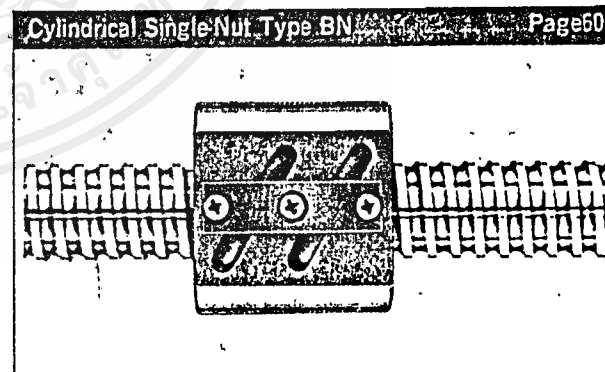
Simple Nut Type BIF Page34  
Type BIF gives an offset to both threads at the center of a nut to keep the axial play below zero (preloaded condition). This permits compact design and smooth movement.



Single Flange Single-Nut Type BNF Page48  
Type BNF is the simplest form having a single nut. It is installed by passing a bolt through the bolt hole in the flange.



Single Flange Double-Nut Type BNFN Page36  
Type BNFN is the most common form using two combined nuts and a spacer placed between them and preloaded to eliminate the backlash. It is installed by passing a bolt through the bolt hole in the flange.



Cylindrical Single-Nut Type BN Page60  
Type BN consists of a single straight nut baffled by the keyway in the outside diameter surface. It is installed by pressing both ends of the nut.

รูป ball screw ชนิดต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

PROGRAM TO DRIVE MOTOR

```

CPU "Z80.TPL"
HOF "INT8"
ORG 2000H
LD A, 33H
PUSH AF
START: LD A, 00H
LD (3FE7H), A
LD (3FE8H), A
LD (3FE9H), A
LD (3FEAH), A
LD B, 01H
LD A, 04H
RST 10H
LD A, 73H
LD (3FE7H), A
LD A, 3EH
LD (3FE8H), A
LD A, 78H
LD (3FE9H), A
LD A, 00H
LD (3FEAH), A
LD A, 04H
LD B, 44H
RST 10H
LD A, 6DH
LD (3FE7H), A

```

บอลสกรูที่นำมาใช้นี้เป็นขนาด 10 มิลลิเมตร (ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางพิตซ์) และมีลีดเท่ากับ 2 มิลลิเมตร ของ THK  
 ค่าคุณสมบัติต่างๆของบอลสกรูรวมทั้งค่าทอร์คที่ต้องการในการขับโหลดจะหาได้ดังนี้

1.อายุการใช้งาน

จะหาในรูปจำนวนรอบของการหมุนเมื่อกลุ่มของลูกปืนหมุนภายใต้เงื่อนไขเดียวกันโดยไม่คิดการยุบตัวของลูกปืน (หมายถึงการทำงานภายใต้สภาวะที่ลูกปืนไม่ยุบตัว) ซึ่งการยุบตัวนี้มีสาเหตุมาจากความเค้นที่กระทำบนผิวของลูกปืนซึ่งค่าอายุการใช้งานนี้จะหาได้จากค่า basic dynamic load rating

$$L_n = \frac{(10^6)}{60N_m} \left( \frac{C}{P_m F_w} \right)^3 \text{ hours} \dots (1)$$

โดย

$L_n$  = Life Time

$C$  = Basic Dynamic Load Rating

$P_m$  = Average Axial Load

$N_m$  = Average Number Of Revolution

$F_w$  = Corrected Factor

โดยค่า  $F_w$  จะแตกต่างกันในสภาพการทำงานต่างๆดังนี้

$F_w = 1-1.2$  เมื่อสภาพการทำงานเป็นงานเบา  
 โดยปราศจากแรงกระแทก

$F_w = 1.2-1.5$  เมื่อสภาพการทำงานเป็นงานปกติ

$F_w = 1.5-2$  เมื่อสภาพการทำงานเป็นงานหนัก  
 ภายใต้การสั่นสะเทือน

ซึ่งจากสมการ (1) เราจะหาค่า  $C$  ได้จากสมการ

$$C = \left( \frac{60L_n N_m}{10^6} \right)^{1/3} P_m F$$

โดยปกติค่า C มักคิดที่ 10<sup>6</sup> รอบ โดยที่ 90% ของลูกปืนไม่ยุบตัวเมื่อรับโหลด (ค่า C นี้เป็นค่าเดียวกันกับค่า C ในบอลเบร้งซึ่งมีอยู่ในหนังสือการออกแบบเครื่องจักรกลเล่ม 2 ของ ศ.ดร.วริทธิ์ อังภากรณ์ จึงไม่ของนำมากล่าวในที่นี้)

การคิดอายุการใช้งานในกรณีความเร็วรอบต่างๆ ค่า C ที่ใช้จะต่ำกว่าค่า C ในกรณีความเร็วรอบสูงๆ โดยพิจารณาความเร็วรอบที่ต่ำกว่า 10 rpm. โดยเราจะใช้ค่า C<sub>0</sub> (Basic Static Load Rating) ซึ่งได้จากสูตร

$$C_0 = F_u P_{max}$$

โดย P<sub>max</sub> = Maximum Axial Load

F<sub>u</sub> = Corrected Factor

โดยที่

F<sub>u</sub> = 1-2 เมื่อเป็นการทำงานที่สภาวะปกติ

F<sub>u</sub> = 2-3 เมื่อเป็นการทำงานภายใต้แรงกระแทก

F<sub>u</sub> = 3 หรือมากกว่า เมื่อเป็นการทำงานแบบ smooth operation

(เช่นเดียวกับค่า C<sub>0</sub> ค่า C<sub>0</sub> ก็สามารถหาอ่านได้จากหนังสือเล่มเดียวกัน

## 2. Driving Torque Require

ค่าทอร์คนี้จะเป็นตัวหาขนาดของมอเตอร์ที่จะมาใช้ขับบอลสกรู ซึ่งแน่นอนมอเตอร์ที่จะนำมาใช้จะต้องมีความสามารถในการสร้างทอร์คได้ตามที่ต้องการโดยค่าของทอร์คเพื่อจะไปขับบอลสกรู จะมีค่าเท่ากับผลบวกของทอร์คที่ความเร็วคงที่กับทอร์คที่คิดเมื่อมีความเร่ง

$$T_m = T_1 + T_2 \quad (\text{kgf.cm})$$

T<sub>m</sub> = Driving Torque Require

T<sub>1</sub> = Torque At Constant Speed

T<sub>2</sub> = Torque At Acceleration Speed

โดยค่า T<sub>1</sub> หาได้จาก

$$T_1 = \frac{Pl}{2\pi n i}$$

P = Axial Load (kgf)

l = Lead Of Ball Screw (centimetre)

n = Mechanical Efficiency Of Ball Screw  
(ของบอลสกรูมีค่า 0.9)

i = Reduction Ratio

โดย P จะเป็นแรงในแนวแกนทั้งหมดทั้งแรงเสียดทานและแรงผลักรที่กระทำกับโหลด

T<sub>2</sub> หาได้จาก

$$T_2 = \frac{J_m * 2\pi N}{60T}$$

J<sub>m</sub> = Inertia Moment Of Total Load To Motor Shaft

N = Number Of Revolution

T = Acceleration Time

สำหรับทอร์คที่ต้องการใช้เพื่อขับเคลื่อนสปูลวาล์วในโครงการนี้สามารถหาได้จากสูตรดังกล่าวข้างต้นโดยแรงที่ต้องการเพื่อขับเคลื่อนสปูลวาล์วมีค่าเท่ากับ 45 kgf ซึ่งก็คือค่าโหลดนั่นเอง

เพราะฉะนั้น

$$T_m = T_1 + T_2$$

$$T_1 = \frac{Pl}{2\pi n i}$$

$$= \frac{45 * 0.2}{2\pi * 0.9}$$

$$= 1.5 \text{ kgf.cm (คิดค่า reduction ratio เท่ากับ 1)}$$

$$= 1.5 \text{ kgf.cm (คิดค่า reduction ratio เท่ากับ 1)}$$

T<sub>2</sub> หาได้จากการคิด inertia moment ของส่วนประกอบต่างๆดังนี้

1 Inertia moment of ball screw หาได้จาก

$$J_1 = \frac{\pi \gamma D^4 L}{32 \cdot 980}$$

D = outer diameter of cylindrical component (cm)

L = length of cylindrical component (cm)

$\gamma$  = specific weight of material (ในที่นี้เป็นโลหะมีค่า  $7.8 \cdot 10^{-3}$  kgf.cm.sec<sup>2</sup>)

แทนค่าต่างๆในสูตรจะได้  $J_1 = 2 \cdot 10^{-9}$

2 Inertia moment of moving component หาได้จากสูตร

$$J_2 = \frac{W * L^2}{980 * 2\pi}$$

W = Load

L = Lead of Ball Screw

แทนค่าต่างๆในสูตรจะได้  $J_2 = 4.6 \cdot 10^{-5}$

3 Moment of Total Load to Motor Shaft ( $J_m$ ) หาได้จากสูตร

$J_m = J_0 + (5.95 \cdot 10^{-3})$  ;  $J_0$  เป็น Inertia Moment Of Motor Shaft ซึ่ง  $J_0$  มีค่าประมาณได้จาก

$$J_0 = \frac{J_1 + J_2}{3}$$

แทนค่าที่ได้จากสมการข้างต้นจะได้ค่า  $J_0$  เท่ากับ  $4.7 \cdot 10^{-5}$

เพราะฉะนั้นค่า  $J_m$  เท่ากับ  $(4.7 \cdot 10^{-5}) + (5.95 \cdot 10^{-3})$

$$J_m = 5.997 \cdot 10^{-3}$$

นำค่าที่ได้ไปแทนกลับในสูตรหา  $T_2$  จะได้

$$T_2 = \frac{J_m * 2\pi n}{60T}$$

สมมติค่า T เท่ากับ 0.3 และ n เท่ากับ 10 rpm (n จริงๆมีค่าน้อยกว่านี้)

$$T_2 = 0.02 \text{ kgf.cm}$$

$$\begin{aligned} T_m &= T_1 + T_2 \\ &= 1.52 \text{ kgf.cm} \end{aligned}$$

คิด safety factor เท่ากับ 2

$$\begin{aligned} T_m &= 1.52 * 2 \\ &= 3.04 \text{ kgf.cm} \end{aligned}$$

จาก 1 kgf เท่ากับ 9.8 นิวตัน

เพราะฉะนั้น  $T_m = 29.792 \text{ N.cm}$

ดังนั้นมอเตอร์ที่นำมาใช้จะต้องมีทอร์คไม่ต่ำกว่านี้ ซึ่งมอเตอร์ที่เราเลือก  
มามีค่าทอร์คเท่ากับ 55 N.cm จึงเพียงพอที่จะใช้ในโครงการนี้  
ซึ่งการคำนวณหา ขนาดมอเตอร์ด้วยวิธีอื่น (แต่คล้ายคลึงกัน) และ technician  
information ต่างๆ สามารถดูได้จากเอกสารท้ายเล่ม

สำหรับอุปกรณ์อื่นๆ ในชุดส่งกำลังนั้น ยังมีอุปกรณ์อื่นๆ ดังนี้

1. slide bush ซึ่งเป็น bush อย่างหนึ่งโดยภายในจะมีลูกปืนอยู่ ทำให้มันมีข้อดีคือมี friction น้อยกว่า bush ชนิดอื่นๆ โดยค่า  $\mu$  ของมัน จะประมาณได้เท่ากับ 0.03 ซึ่งน้อยมาก โดยในชุดส่งกำลังนี้เราใช้ slide bush 2 ตัวเพื่อประกอบ ball screw โดยผ่านแกนโลหะ เพื่อให้ ball screw สามารถเปลี่ยนการเคลื่อนที่จาก rotation ของ motor มาเป็น linear motion เพื่อผลักแกนวาล์วได้

สำหรับ technician information และ mounting method ได้ให้ไว้ในท้ายเล่ม

2. แกนโลหะ มีไว้เพื่อประกอบ nut ของ ball screw ให้อยู่หนึ่งไว้โดยแกนโลหะนี้ใช้การกลึงโลหะธรรมดา เวลาใช้จึงต้องชโลมน้ำมันไว้กันสนิม ซึ่งถ้าเราไม่ต้องการความยุ่งยาก ก็ควรใช้ stainless steel แทน

3. แหวนลีด เอาไว้ลีด slide bush กับ แกนโลหะให้ยู่ติดกัน
4. coupling ใช้ต่อระหว่างเพลลาของ ball screwกับแกนของmotor โดยเราใช้แบบ flexible coupling
5. อุปกรณ์อื่นๆ ดูได้จากรูปท้ายเล่ม

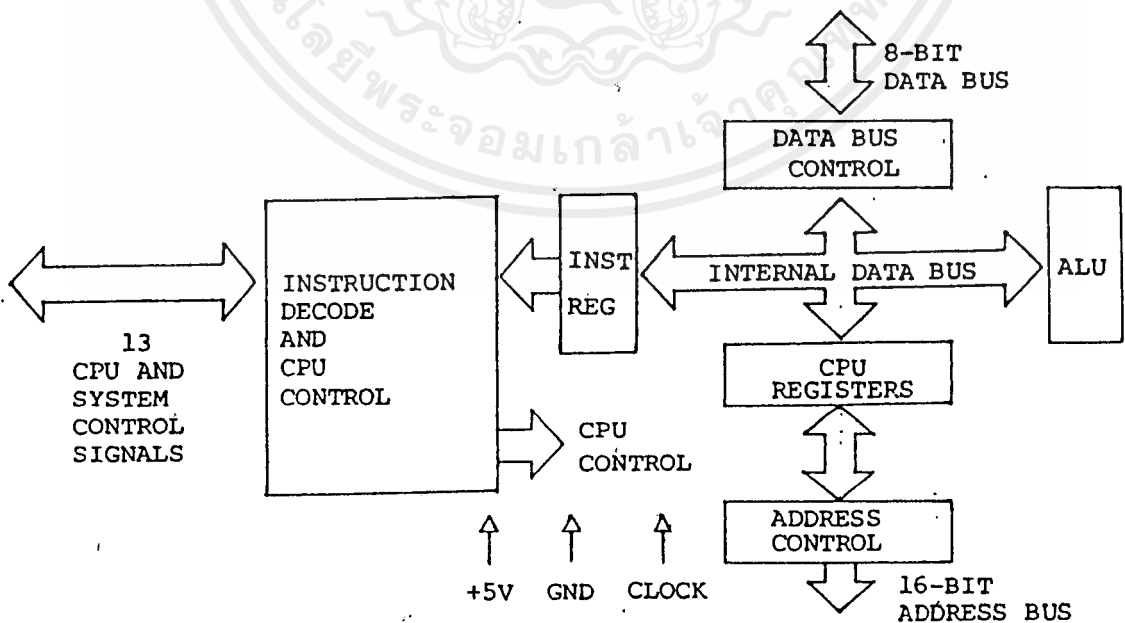


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4 ชุดควบคุมและโปรแกรมควบคุม

เนื่องจาก Stepper ทำงานโดยมีอินพุตเป็นพัลส์เรียงกันไปตามแบบของการกระตุ้นที่เราใช้เช่น Full Step, Half Step เป็นต้น ดังนั้นเราจึงต้องมีชุดคอนโทรลไว้เพื่อใช้ในการสร้างอินพุตให้สเตปเปอร์ ซึ่งการสร้างอินพุตก็สามารถทำได้หลายวิธี แต่ที่สะดวกที่สุดและควบคุมได้ง่ายที่สุด ก็คือใช้ microprocessor มาสร้าง input ซึ่งไมโครโปรเซสเซอร์ซึ่งเรานำมาใช้คือเบอร์ Z-80 และเนื่องจากปัจจุบันนี้ได้มีการออกบอร์ดควบคุมต่างๆออกมามากมายตามท้องตลาด รวมทั้งบอร์ดควบคุมสเตปเปอร์โดยตรง แต่ในโครงการนี้เราจะใช้บอร์ดควบคุมต่างๆไป เพื่อในแง่ทางด้านของความประหยัดในกรณีที่จะนำบอร์ดนี้ไปใช้ในงานควบคุมอื่นๆ โดยบอร์ดที่ใช้นี้เป็นของบริษัท ETT ซึ่งเป็นรุ่น 3.5 สำหรับรายละเอียดของชุดควบคุม (ET BOARD) เฉพาะส่วนที่สำคัญต่อโครงการนี้มีดังนี้

1. Z-80 microprocessor เป็น microprocessor ที่ประกอบขึ้นจาก register ต่างๆ ทั้งขนาด 8 บิต และ 16 บิต ที่สามารถเรียกมาใช้งานโดยโปรแกรมที่เก็บใน memory โครงสร้างภายในของ Z-80 สามารถเขียนเป็นบล็อก ไดอะแกรม ดังนี้



รูปแสดง block diagram ของ microprocessor Z-80

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

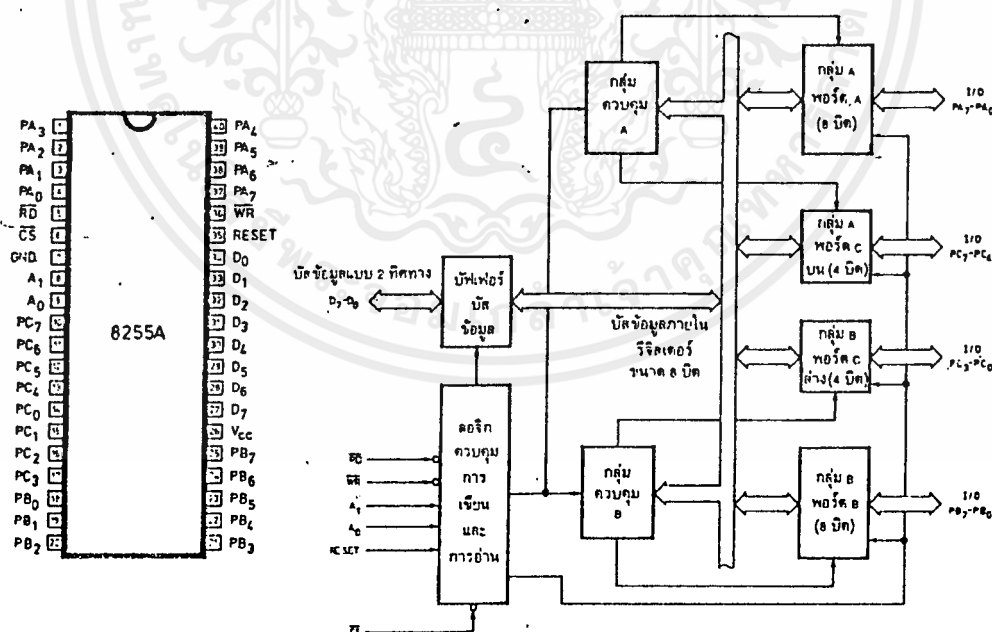
สำหรับ register ต่างๆและ แพลก สามารถหาดูได้จากหนังสือทุกๆไป  
จึงไม่ขอกล่าวในที่นี้

## 2. 8255 port input/output

port เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่รับหรือส่งข้อมูล ให้กับอุปกรณ์ภายนอกกับ CPU โดยคุณสมบัติของ port มีดังนี้

2.1 เมื่อเป็น output ข้อมูลในตัวมันจะต้องรักษาอยู่ได้ (latch) ถึงแม้ข้อมูลบน data bus จะเปลี่ยนไป โดยข้อมูลของมันจะเปลี่ยนก็ต่อเมื่อ cpu ส่งข้อมูลมาใหม่

2.2 เมื่อเป็น input จะรับข้อมูลจากอุปกรณ์ภายนอกโดยตัวมันจะต่อกับ data bus ของ cpu และจะเป็น tri-state คือจะไม่ส่งสัญญาณหรือข้อมูลใดๆเข้าไปยัง data bus จนกว่า cpu จะมีความต้องการจะติดต่อกับ ซึ่ง 8255 port ก็มีคุณสมบัติดังกล่าว



รูปแสดงแผนผังภายในและการจัดขาของไอซี 8255

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8255 จะมีพอร์ทใช้งานอยู่ 3 พอร์ท คือ พอร์ท A พอร์ท B พอร์ท C โดยทั้ง 3 พอร์ท สามารถเป็นได้ทั้งพอร์ทอินพุทหรือพอร์ทเอาพุทก็ได้ เมื่อเราจะใช้งาน 8255 เราต้องให้คอนโทรลเวียร์ดก่อนโดยการส่งคอนโทรลเวียร์ด จะส่งไปทางแอดเดรสบัส 2 เส้นคือ A0 และ A1 ส่วน A2 ถึง A7 (เราจะใช้แอดเดรสบัสเพียง 8 เส้น ในการติดต่อกับ 8255) จะต่อเข้ากับดีโคเดอ์ซึ่งจะเข้าสู่ขา CS (chip select) เพื่อบอกว่าขอใช้งาน แต่ในที่นี้เราสนใจเฉพาะ A0 กับ A1 เนื่องจากชุดควบคุมเป็นชุดสำเร็จรูปเราจึงไม่จำเป็นต้องสนใจในส่วนฮาร์ดแวร์เราสนใจแต่เพียงซอฟต์แวร์ในการควบคุมเท่านั้น ดังนั้นค่า A0 กับ A1 จะเป็นตัวเลือกโหมดและเป็นคอนโทรลเวียร์ดโดยเราจะสามารถแบ่งคอนโทรลเวียร์ดได้เป็น 2 ชนิดคือ

1 คอนโทรลเวียร์ดเมื่อเริ่มใช้งานจะต้องใช้สัญญาณที่ค่า A0 กับ A1 เป็นลอจิก 1 หรืออยู่ในสภาวะแอกตีฟ คอนโทรลเวียร์ดตัวนี้จะบอกให้ 8255 เตรียมพร้อมใช้งาน ตัวอย่างเช่น คำสั่ง out (23H), A โดยค่า A นี้คือค่าที่จะใช้เลือกให้พอร์ท A, B, C เป็นพอร์ทอินพุทหรือเอาพุท

2. คอนโทรลเวียร์ดเมื่อใช้งานจะเป็นการกำหนดให้แน่ชัดว่าเราจะใช้พอร์ท A, B, C พอร์ทใดโดยกำหนดได้ดังนี้

A1	A0	
0	0	คือเลือกให้พอร์ท A
0	1	คือเลือกให้พอร์ท B
1	0	คือเลือกให้พอร์ท C

ดยในโครงการนี้เราใช้พอร์ท A เป็นพอร์ทเอาพุท เพราะฉะนั้นค่า A ที่ จะส่งออกไปยังแอดเดรส 23H ก็คือ 80H (10000000) และต้องส่งค่าของข้อมูลออกไปยังแอดเดรส 20H

3. PROGRAM MONITOR คือโปรแกรมที่ใช้จัดระบบต่างๆภายในชุด ET BOARD (คล้ายกับ dos ใน personal computer) โดยส่วนที่เราสนใจก็คือส่วนของ subroutine ต่างๆที่ถูกสร้างขึ้นมาให้ผู้ใช้เรียกใช้ได้ง่ายทำให้ไม่ต้องเสีย

เวลาในการเขียนโปรแกรมบางส่วน

อุปกรณ์อื่นๆถ้าสนใจสามารถอ่านได้ใน user manual ของ ET BOARD

### โปรแกรมควบคุม STEPPER

เมื่อนำไมโครโปรเซสเซอร์มาใช้งานทำให้เราต้องเขียนโปรแกรมขึ้นมาควบคุม STEPPER โดยผ่านทาง keyboard ของ ET BOARD เข้าไปไว้ในหน่วยความจำ (RAM) ซึ่งสามารถจัดเก็บไว้ได้เมื่อไม่ได้ใช้เครื่อง (โดยใช้แบตเตอรี่ขนาด 1.5 โวลท์ จำนวน 3 ก้อน ขนาด AA backup ไว้) โดยโปรแกรมที่เขียนขึ้นนี้มีจุดมุ่งหมายเพื่อจะควบคุมการหมุนของ STEPPER ให้ได้จำนวน STEP ตามที่ต้องการ โดยบางส่วนของโปรแกรมมีการเรียกใช้โปรแกรมน้อยในโปรแกรมมอนิเตอร์ซึ่งอยู่ในหน่วยความจำชนิด ROM ภายใน ET BOARD ทำให้ไม่ต้องเสียเวลาในการเขียนโปรแกรมบางส่วนเช่นการรับข้อมูลจาก keyboard

หลักการของโปรแกรมคือจะส่งข้อมูล 33H(00110011) ออกไปที่พอร์ท A ของ 8255 แล้วเลื่อนข้อมูลไปมาทำให้ได้ binary pulse ออกทางพอร์ท 8255

ดังตัวอย่าง

D7	D6	D5	D4	D3	D2	D1	D0	(D คือ data bus)
0	0	1	1	0	0	1	1	(ค่าข้อมูล 33H)

โดยค่า D0 D1 D2 D3 จะต่อไปยัง driver ผ่านไปยัง stepper เพราะฉะนั้นเมื่อสลับค่าข้อมูลโดยเป็น

D7	D6	D5	D4	D3	D2	D1	D0	(D คือ data bus)
0	1	1	0	0	1	1	0	

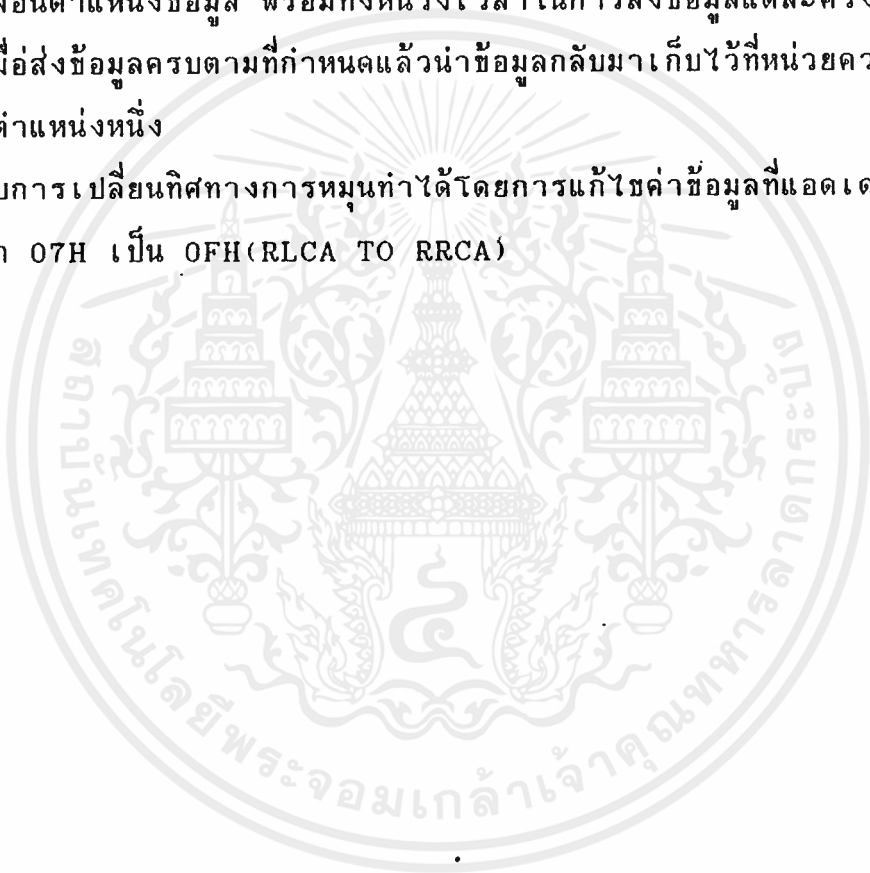
ก็จะได้การกระตุ้นที่เฟสต่อไปของ stepper ดังนั้นเมื่อเราเลื่อนข้อมูลไปเรื่อยๆ ก็จะได้สัญญาณ pulse ออกมา

อัลกอริทึมของโปรแกรม และตัวโปรแกรมมีดังนี้

อัลกอริทึม

- 1 กำหนดตัวรีจิสเตอร์ A ไว้ที่ 33H (การกระตุ้น 2 เฟส)แล้วนำไปเก็บไว้ที่หน่วยความจำ
- 2 กำหนดส่วนแสดงผล ให้แสดงคำสั่งพร้อมรับข้อมูล (คือจำนวน step นั้นเอง)
- 3 ส่งค่าคอนโทรลเวิร์ดเพื่อให้ 8255 ทำงาน
- 4 นำข้อมูล 33H กลับมาไว้ที่รีจิสเตอร์ A
- 5 ส่งข้อมูลออกไปที่ 8255
- 6 เลื่อนตำแหน่งข้อมูล พร้อมทั้งหน่วยเวลาในการส่งข้อมูลแต่ละครั้ง
- 7 เมื่อส่งข้อมูลครบตามที่กำหนดแล้วนำข้อมูลกลับมาเก็บไว้ที่หน่วยความจำที่ตำแหน่งหนึ่ง

สำหรับการเปลี่ยนทิศทางการหมุนทำได้โดยการแก้ไขค่าข้อมูลที่แอดเดรส 2074H จากค่า 07H เป็น 0FH (RLCA TO RRCA)



```

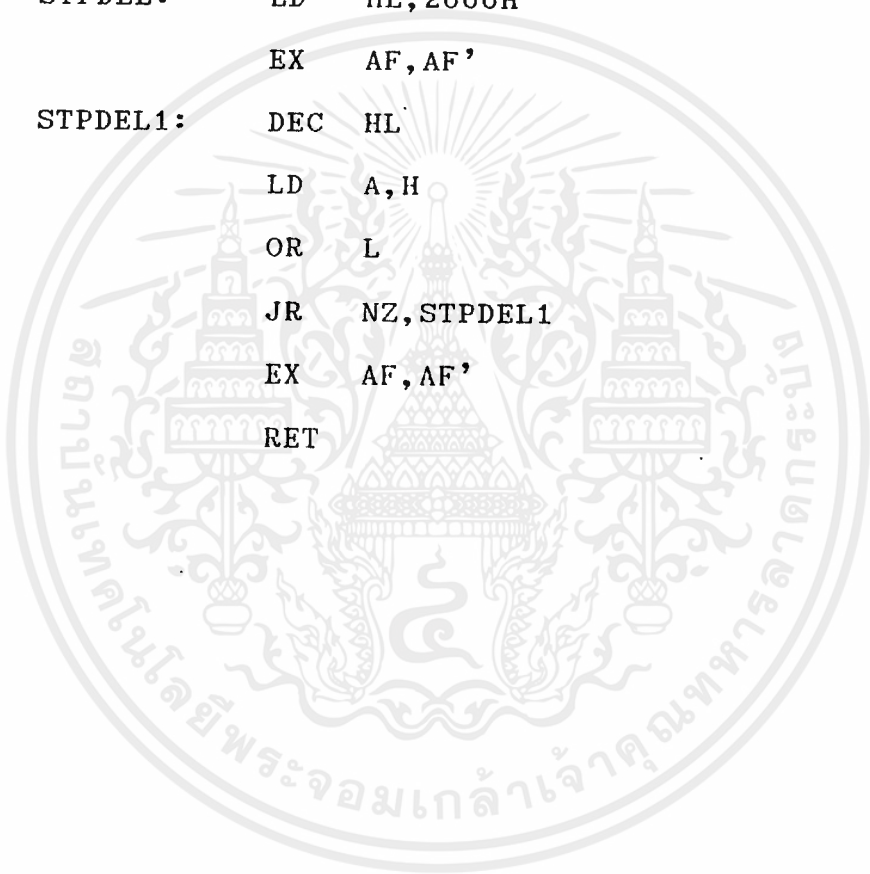
LD    A,4EH
LD    (3FE8H),A
LD    A,79H
LD    (3FE9H),A
LD    A,73H
LD    (3FEAH),A
LD    A,02H
RST   10H
AND   00001111B
LD    D,A
PUSH  DE
LD    A,00H
LD    (3FE7H),A
LD    (3FE8H),A
LD    (3FE9H),A
LD    (3FEAH),A
LD    A,02H
RST   10H
RLCA
RLCA
RLCA
RLCA

AND   11110000B
POP   DE
ADC   A,D
LD    B,A
LD    A,80H
OUT   (23H),A

```

```

POP AF
STP1: OUT (20H),A
CALL STPDEL
RLCA
DJNZ STP1
PUSH AF
JP START
STPDEL: LD HL,2000H
EX AF,AF'
STPDEL1: DEC HL
LD A,H
OR L
JR NZ,STPDEL1
EX AF,AF'
RET
    
```



## ผลการทดลอง

เราได้ผลการทดลองจากการทดลองรวม 5 ครั้ง ดังแสดงค่าในตาราง ซึ่งอธิบายค่าต่างๆได้ดังนี้คือ

ในช่องแรกคือจำนวน step ของมอเตอร์ที่หมุนไป

ช่องกลางเป็นผลการทดลองจากการเปิดวาล์ว (forward experiment)

ช่องขวาสุดเป็นผลการทดลองจากการปิดวาล์ว (backward experiment)



# DATA FROM EXPERIMENT

No.1 : 25 step		
0	0	0
25	8.66	47.168
50	117.068	164.857
75	195.782	229.98
100	235.555	266.429
125	265.918	283.45
150	284.779	295.249
175	298.423	303.077
200	306.906	303.646
225	311.232	313.138
250	314.048	312.734
275	313.441	
300		

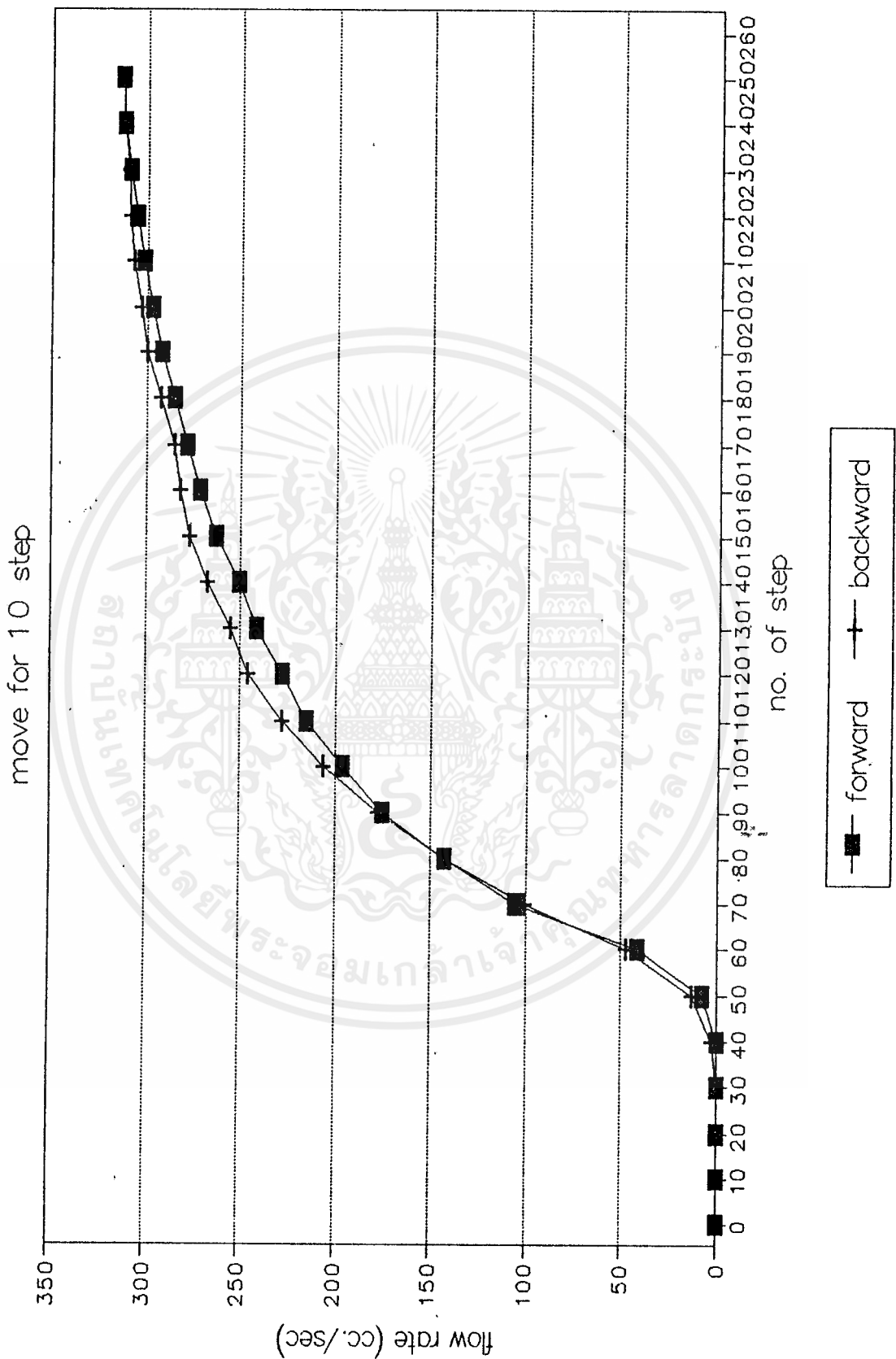
No.4 : 15 step		
0	0	0
15	0	0
30	0	0
45	7.873	3.374
60	75.911	37.516
75	147.222	110.416
90	190.522	168.985
105	220.833	209.954
120	236.992	236.3
135	251.792	261.552
150	265.991	274.482
165	278.814	283.947
180	288.157	291.704
195	294.444	292.23
210	303.646	303.07
225	307.879	307.586
240	310.933	311.431
255	311.931	
270		

No.2 : 50 step		
0	0	0
5	0	2.847
50	0	6.177
100	167.528	190.522
150	255.702	275.182
200	294.444	301.292
250	313.441	311.232
300	314.455	313.137
350	314.455	314.455
400	314.455	
450		

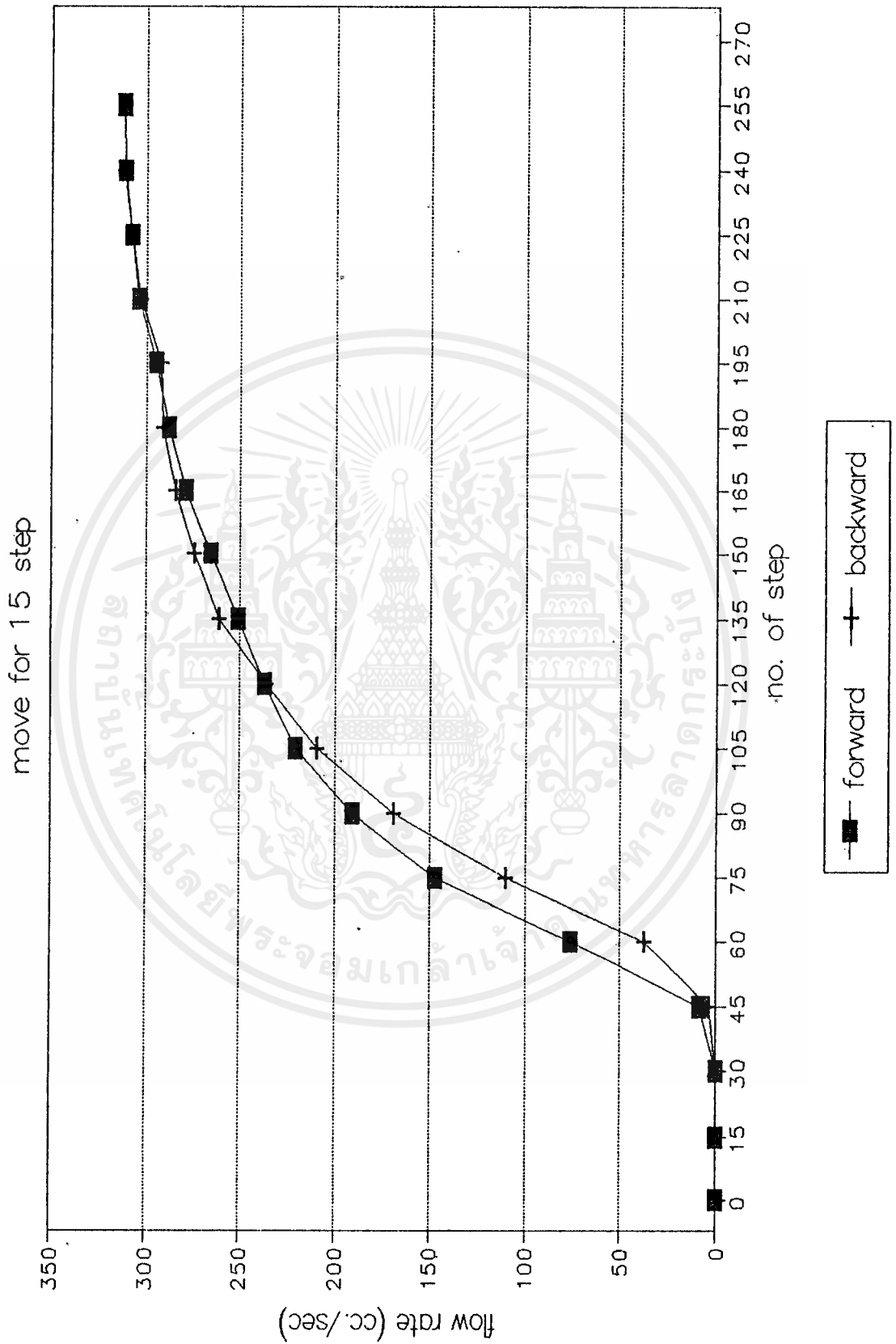
No.5 : 10 step		
0	0	0
10	0	0
20	0	0
30	0	0
40	0	2.362
50	7.466	12.634
60	41.593	47.398
70	105.616	100.172
80	142.892	142.892
90	175.867	177.863
100	196.534	206.342
110	215.495	228.251
120	228.305	246.241
130	241.941	255.231
140	250.947	267.824
150	263.538	277.065
160	271.795	282.133
170	278.574	285.281
180	285.532	293.023
190	292.23	300.175
200	297.236	303.361
210	301.947	306.906
220	305.459	309.054
230	309.054	309.645
240	312.232	312.533
250	313.138	
260		

No.3 : 20 step		
0	0	0
20	3.65	27.832
40	78.36	126.191
60	167.528	190.411
80	211.232	234.872
100	235.555	263.753
120	257.599	279.375
140	276.907	289.273
160	289.79	297.327
180	300.175	302.794
200	307.587	308.76
220	310.337	310.933
240	313.138	
260		

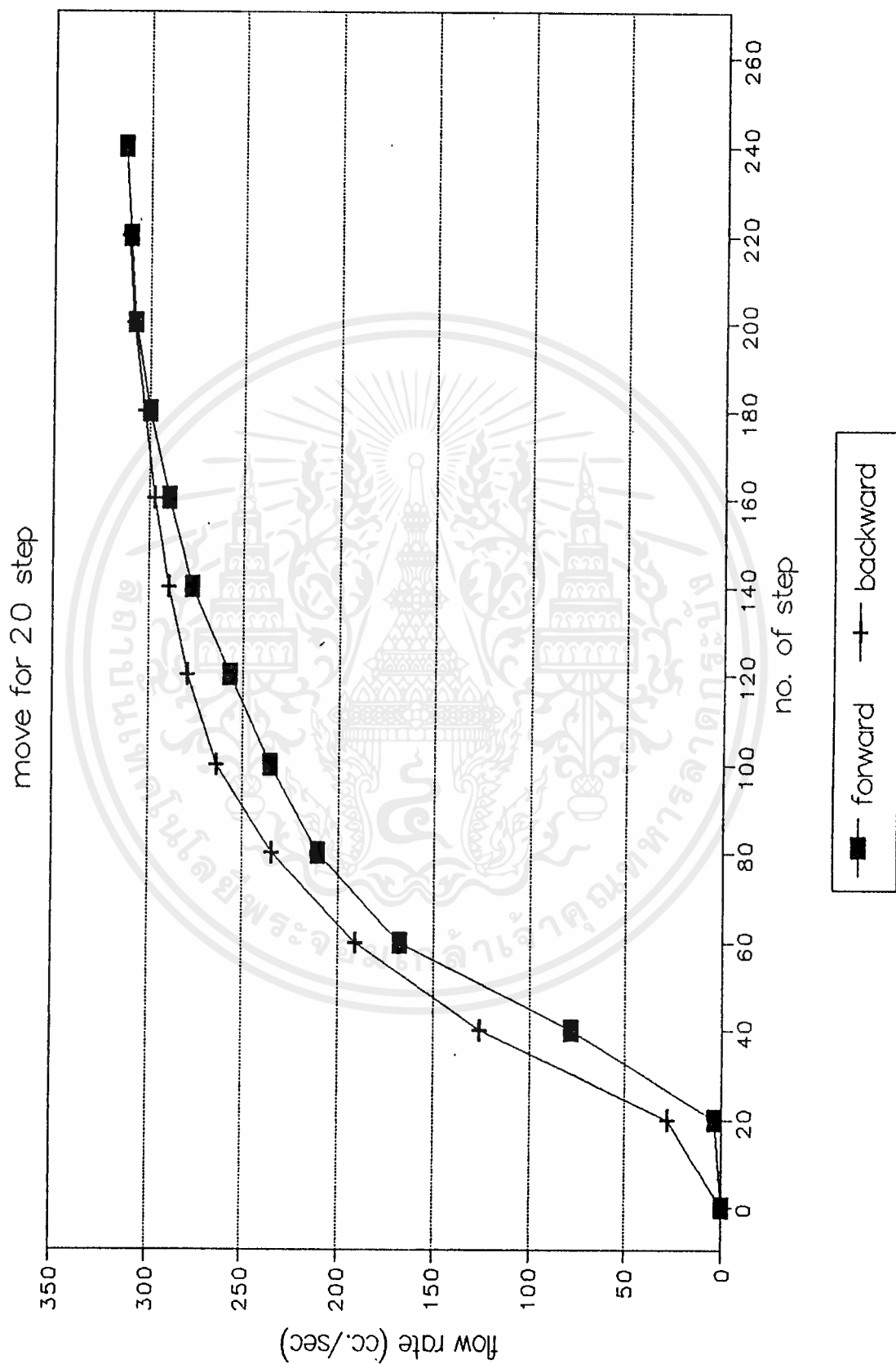
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



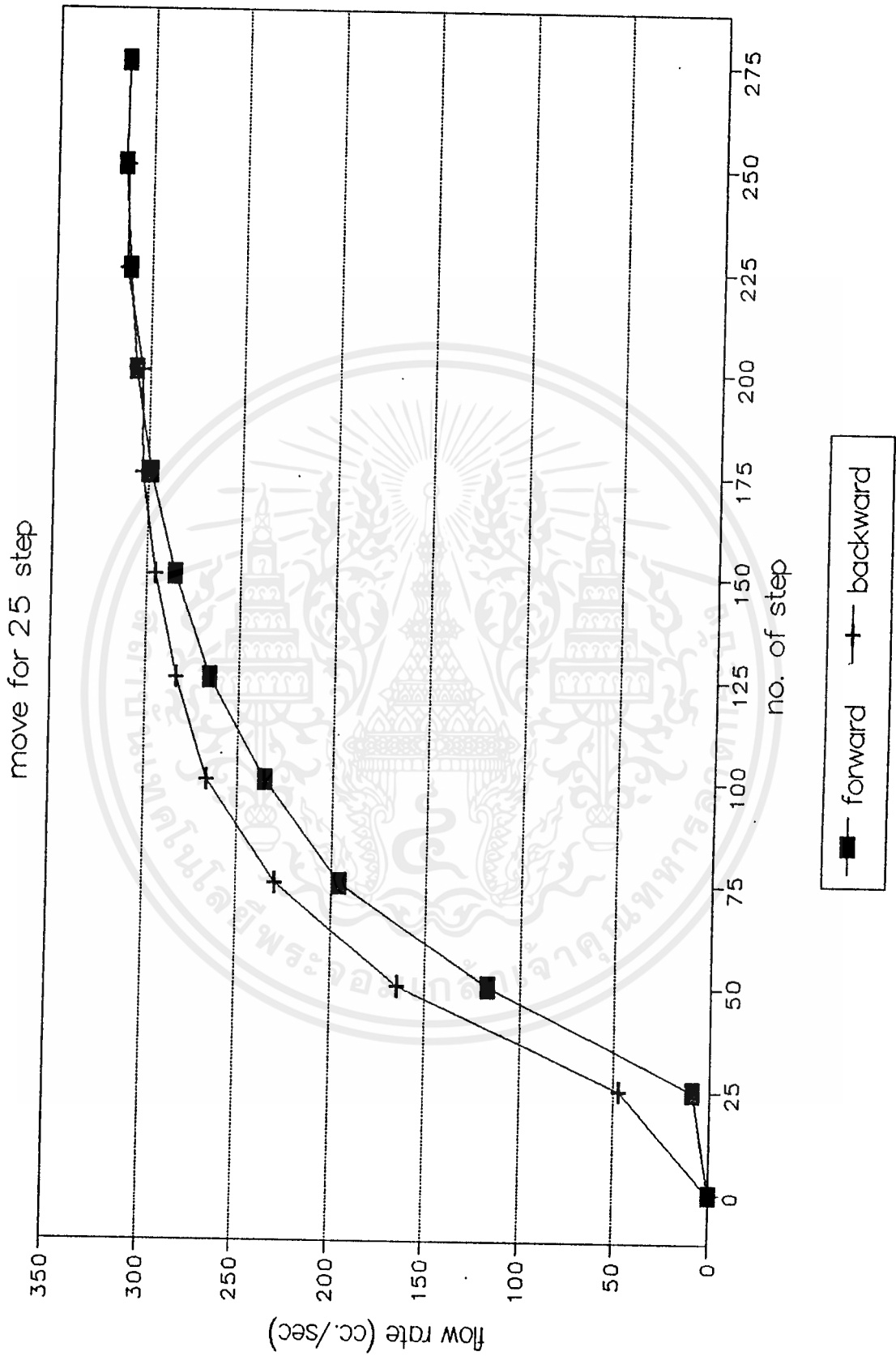
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



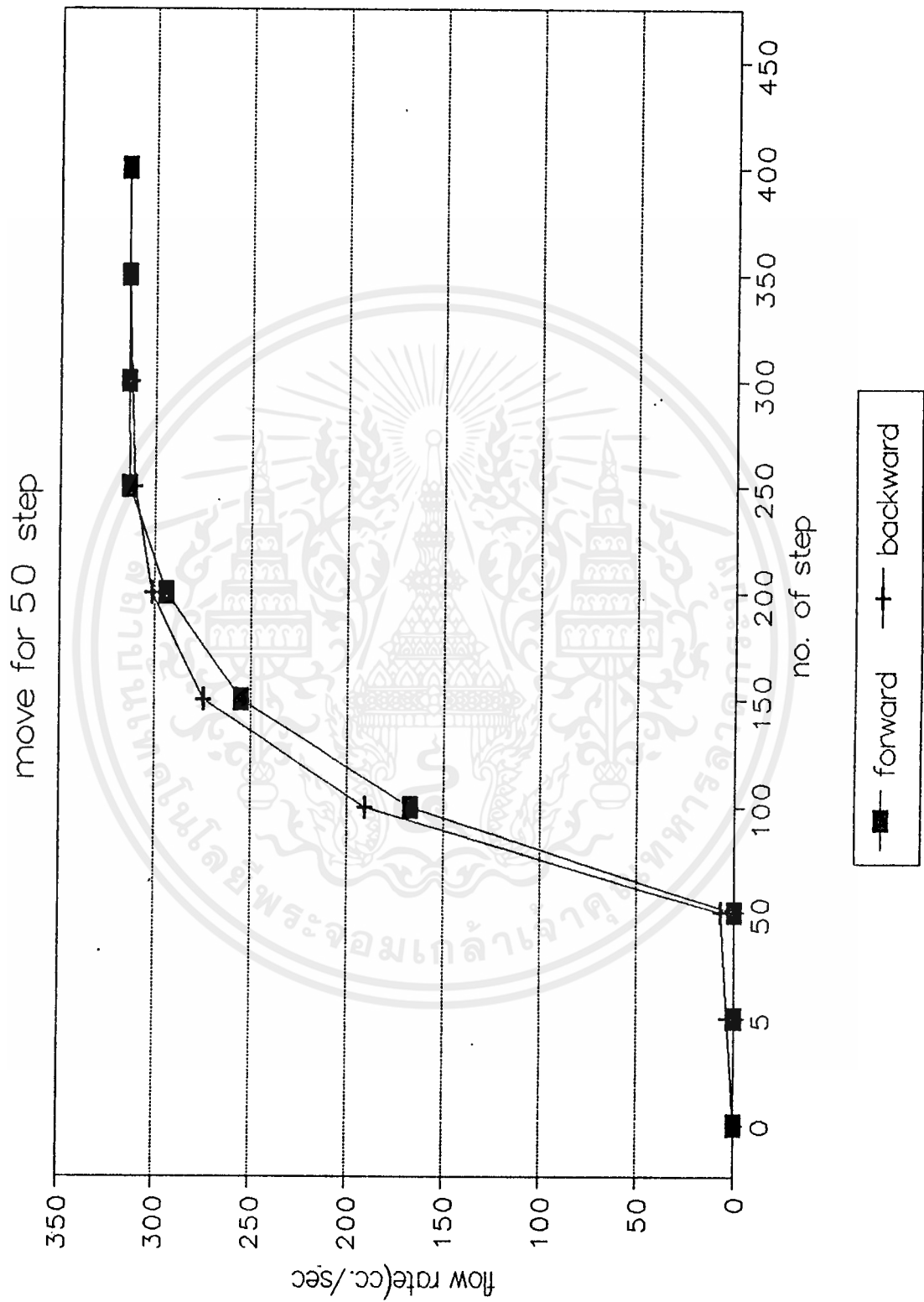
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

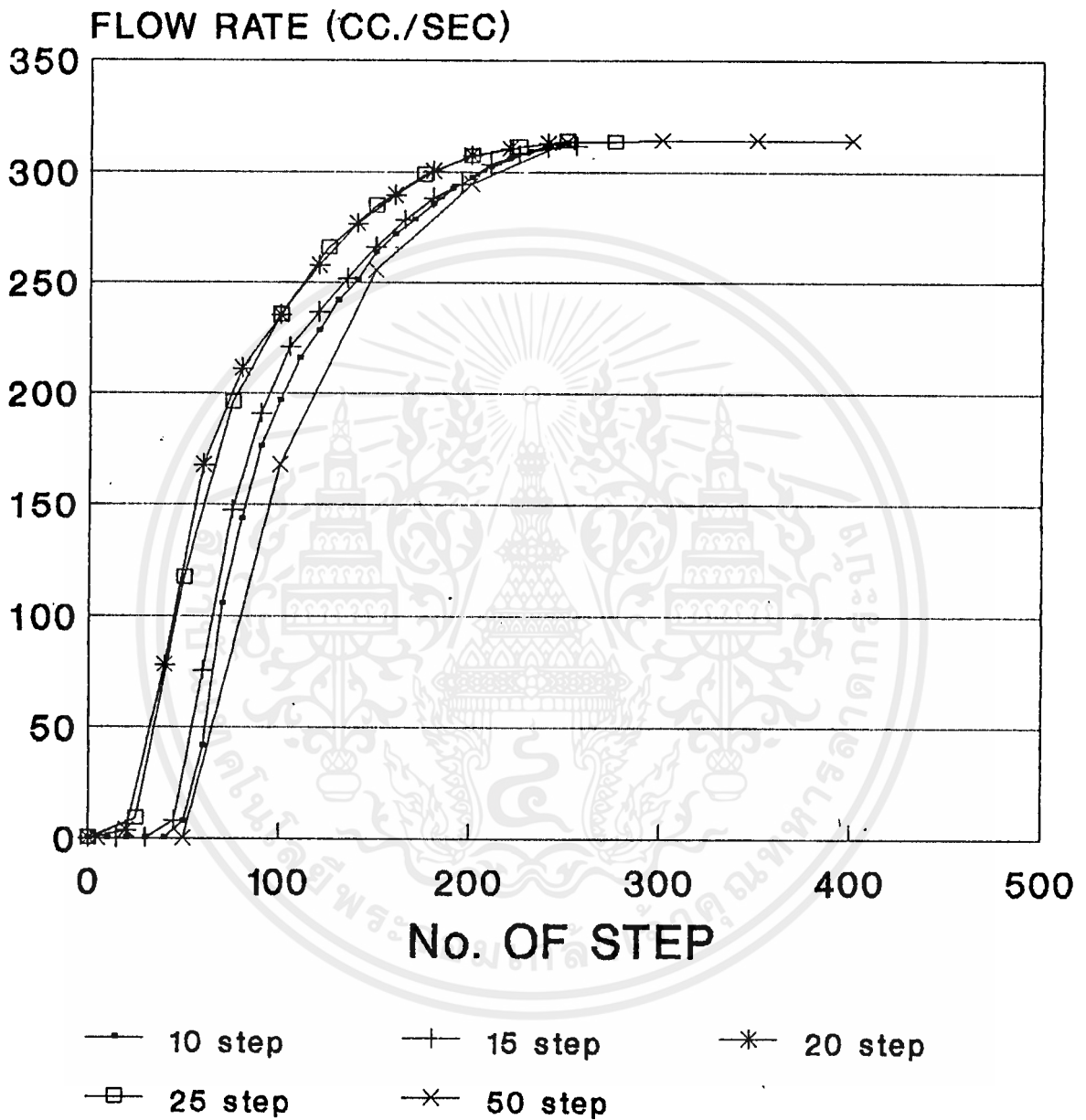


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



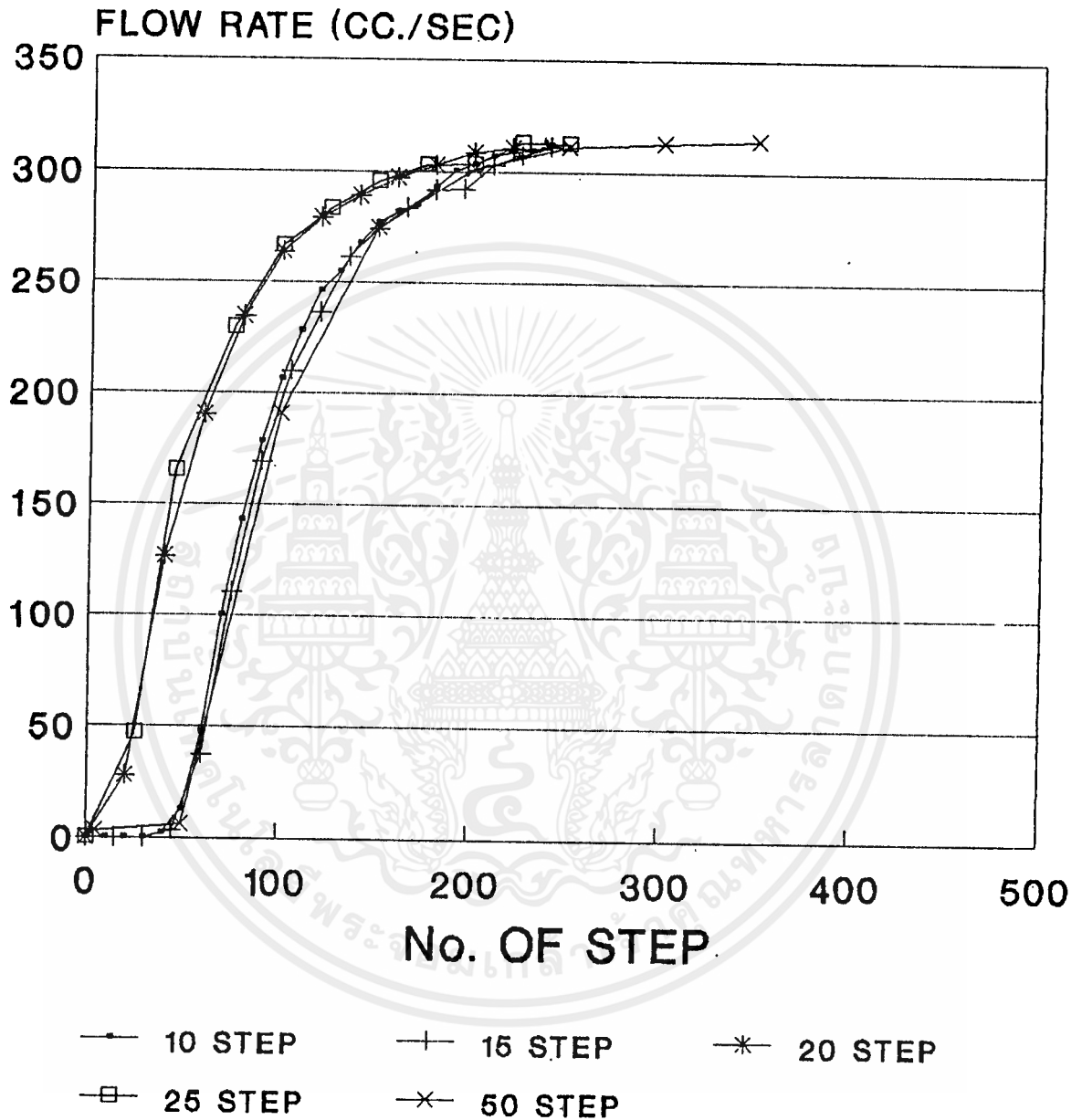
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# COMPARISON OF FORWARD OPEN VALVE



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# COMPARISON OF BACKWARD CLOSE VALVE



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สรุปและวิจารณ์ผลการทดลอง

สรุปผลการทดลอง จากกราฟของผลการทดลองเราจะพบว่าอัตราการไหลจะไม่แปรผันแบบเชิงเส้นกับระยะเลื่อนของ spool valve โดยกราฟที่ได้จะมีลักษณะคล้ายๆกับ saturation-growth-rate equation แต่จุดเริ่มต้นที่อัตราการไหลเป็นศูนย์แต่จำนวน step จะมีค่าคงที่เป็นบวก เมื่อเราทราบความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลกับจำนวน step จากผลการทดลอง ดังนั้นเราสามารถให้ความสัมพันธ์ที่มีอยู่มาควบคุมอัตราการไหลได้ และจากกราฟผลการทดลองจะมีช่วงหนึ่งในตอนเริ่มต้นของการเลื่อน spool valve ซึ่งค่าอัตราการไหลมีค่าเท่ากับศูนย์ดังนั้นแสดงว่า valve ชนิดนี้มีลักษณะเป็น ชนิด overlap ดังนั้นถ้าเราจะนำเอาวาล์วตัวนี้ไปทำเป็น servo valve จะมีค่าของ delay time มาก

เราสามารถประมาณสมการขึ้นมาแทนกราฟผลการทดลองโดยใช้วิธี polynomial regression order 4 จะได้สมการดังนี้

1 ที่ 10 step จะได้สมการดังนี้

$$\text{forward} : Q = 5.7626211022 - 2.3803989891X + 0.0833556667X^2 \\ - 0.0005163045X^3 + 0.0000009725X^4$$

$$\text{backward} : Q = 7.9145202476 - 2.6651314138X + 0.0904123612X^2 \\ - 0.0005588969X^3 + 0.00000010472X^4$$

2 ที่ 15 step จะได้สมการดังนี้

$$\text{forward} : Q = -6.1718405104 - 0.9775535309X + 0.0611607094X^2 \\ - 0.0003855657X^3 + 0.0000007087X^4$$

$$\text{backward} : Q = 7.9474705882 - 2.8186654748X + 0.0907288782X^2 \\ - 0.0005515898X^3 + 0.00000010207X^4$$

3 ที่ 20 step จะได้สมการดังนี้

$$\text{forward} : Q = -16.2688329024 + 2.1695636493X + 0.0186860437X^2 \\ - 0.00019281678X^3 + 0.0000004239X^4$$

$$\text{backward} : Q = -11.5844487179 + 3.1761756297X + 0.0095421257X^2 \\ - 0.0001870272X^3 + 0.0000004947X^4$$

4 ที่ 25 step จะได้สมการดังนี้

$$\text{forward : } Q = -13.6796762820 + 4.0439568438X + 0.0124023028X^2 \\ - 0.00016246488X^3 + 0.0000000867X^4$$

$$\text{backward : } Q = -15.9282724359 + 2.1762287144X + 0.0133548215X^2 \\ - 0.0001326964X^3 + 0.0000002600X^4$$

5 ที่ 50 step จะได้สมการดังนี้

$$\text{forward : } Q = -6.7436676282 - 0.0648368438X + 0.0251453028X^2 \\ - 0.00011262888X^3 + 0.0000001387X^4$$

$$\text{backward : } Q = -2.6168810656 - 0.6512774639X + 0.0391426026X^2 \\ - 0.0001919367X^3 + 0.0000002656X^4$$

#### วิจารณ์ผลการทดลอง

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าค่าที่ได้จะแตกต่างกันไปเมื่อ step ที่เลื่อนต่างกันซึ่งผลดังกล่าวน่าจะเป็นผลมาจากความผิดพลาดของการทดลอง โดยอาจเป็นความผิดพลาดของอุปกรณ์เองหรือผู้ทดลอง ดังนั้นถ้าเราสามารถลดความผิดพลาดดังกล่าวลงผลการทดลองก็คงใกล้เคียงมากขึ้น อีกประการหนึ่งเนื่องจากวาล์วที่เรานำมาใช้เป็น overlap valve ทำให้ผลของการควบคุมอัตราการไหลไม่ดีเท่าที่ควร ดังนั้นถ้าเราสามารถนำเอา zero lap valve มาใช้ ผลของการควบคุมอัตราการไหลที่ได้ก็จะดีกว่าอย่างแน่นอน

## การวิเคราะห์สมการ

จากการที่เราได้ใช้วิธี polynomial regression มาทำการเชื่อมจุดที่ได้จากการทดลองนั้น สมการที่ได้จะถูกต้องเฉพาะในช่วงจุดที่กำหนดให้เท่านั้น ถ้าเกินช่วงไปค่าที่ได้จากสมการจะผิดไปโดยเฉพาะค่าในช่วงที่คงที่(หลังจากค่า step ที่ให้ค่า Qmax แล้ว)

ดังนั้น เพื่อให้การประมาณค่า flow rate ผิดพลาดน้อยที่สุด เราจะได้โดยดูจากรูปกราฟการทดลอง จะเห็นว่ามันเป็นรูปกราฟ exponential ในรูปของสมการ

$$Q = a_0(1 - e^{-ax})$$

โดยค่า  $a_0$  นี้ก็คือค่า Qmax นั้นเอง(พิจารณาที่ค่า x เข้าใกล้ infinity) ดังนั้นจะได้สมการ

$$Q = Q_{max}(1 - e^{-ax}) \quad \dots (1)$$

$$Q/Q_{max} = 1 - e^{-ax}$$

$$e^{-ax} = 1 - Q/Q_{max}$$

take ln จะได้

$$a = (-\ln(1 - Q/Q_{max}))/x$$

เพราะฉะนั้นจะได้ ค่า a แล้วนำกลับไปแทนใน (1)

โดยค่า Q, Qmax(ประมาณเท่ากับ Q สูงสุดที่วัดได้), x(ค่า step) รู้ค่าจากผลการทดลอง

เพราะฉะนั้น จะหาสมการประมาณค่าอัตราการไหลได้โดยพิจารณาจากผลการทดลอง โดยเราลองพิจารณาค่าที่ได้ที่ step ต่างๆ โดยลองพิจารณาค่าที่ 50 step ก่อนจะได้สมการค่าอัตราการไหลคือ

$$Q = 314.455(1 - e^{-0.0103(x-50)}) \quad \text{ที่ } x > 50$$

$$\text{และ } Q = 0 \quad (\text{ไม่มีอัตราการไหล}) \quad \text{ที่ } x < 50$$

สาเหตุที่ต้องนำเอาค่า 50 ไปลบเนื่องจากกราฟการทดลองที่ได้จะมีช่วงแรกของการเลื่อน step ที่จะไม่มีการไหล ดังนั้นจึงต้อง shift สมการออกไป

ดังนั้น เพื่อให้ละเอียดสุดเราน่าจะคิดที่ 10 step ของการเลื่อน แต่จากผลการทดลอง จะเห็นได้ว่าเราต้องเว้นไป 50 step เช่นเดียวกัน(น่าจะเป็นการผิดพลาดเวลาทดลอง) ดังนั้นเราลองพิจารณาจากข้อมูลการทดลองที่มีจะเห็นว่าข้อมูลที่ 20 step

ของการเลื่อน จะดีที่สุดคือเลื่อนเพียง 20 step ก็เริ่มวัดอัตราการไหลได้

เพราะฉะนั้นเราคิดสมการอัตราการไหลที่ 20 step ของการเลื่อน เพื่อใช้เป็นสมการอัตราการไหลของวาล์วตัวนี้ ได้โดยคิดที่การวัดแบบ forward และการวัดแบบbackward ได้ดังนี้

Forward	$Q = 0$	(ไม่มีอัตราการไหล)	ที่ $x < 20$ step
และ	$Q = 313.138(1 - e^{-0.01925(x-20)})$		ที่ $x > 20$ step
Backward	$Q = 0$	(ไม่มีอัตราการไหล)	ที่ $x < 20$ step
และ	$Q = 313.138(1 - e^{-0.023(x-20)})$		ที่ $x > 20$ step

/\* สาเหตุที่ต้องวัดอัตราการไหลทั้ง forward และ backward เนื่องจากเราต้องการศึกษาถึงผลของการเลื่อน step ไปข้างหน้าและเลื่อนกลับว่าจะแตกต่างกันหรือไม่ ซึ่งผลที่ได้จะแตกต่างกันเล็กน้อยซึ่งอาจจะเป็นผลมาจากการผิดพลาดในการทดลองหรือจาก enertia ก็ได้ \*/

ดังนั้นจากสมการที่ได้เราจะเห็นว่า ค่าอัตราการไหลจะผิดพลาดในช่วง 20 step แรกของการเลื่อนซึ่งถ้าเราสามารถวัดอัตราการไหลได้ละเอียดกว่านี้ (โดยใช้เครื่องมือที่ดีกว่าที่มีอยู่) โดยต้องวัดให้ได้ค่าโดยละเอียดตั้งแต่ค่าเริ่มต้นจนถึงค่าที่อิ่มตัว (ค่าคงที่) แล้วใช้ข้อมูลนั้นมาสร้างสมการ ก็จะได้สมการที่ถูกต้องกว่านี้

สำหรับสมการอัตราการไหลที่จะให้แปรกับค่าระยะที่ spool เคลื่อนไป (x) สามารถทำได้โดยเปลี่ยนค่าจำนวน step เป็นค่า x โดย 1 step มีค่าเท่ากับ 10  $\mu\text{m}$

## ข้อเสนอแนะ

โครงการนี้สามารถพัฒนาออกไปได้อีก โดยทำให้เป็นการควบคุมแบบ close loop control ซึ่งอาจทำได้โดยใช้ pressure sensor วัดความดันแตกต่างระหว่าง orifice ใน spool valve แล้วนำค่า pressure นี้ ไปผ่าน pressure transducer เพื่อแปลงเป็น voltage ไปผ่านชุดควบคุมเพื่อจะได้มี feedback ไปควบคุมการ control valve ให้ถูกต้องยิ่งขึ้น

และ จากการที่โครงการนี้ยังไม่ได้ทำ limit switch ไว้เพื่อควบคุมระยะเวลาการเลื่อนของ spool valve ให้มีระยะเลื่อนเข้าสุดหรือออกสุดที่ตำแหน่งสุดของวาล์ว ดังนั้นจึงควรทำ limit switch โดยอาศัย port ของ 8255 ที่ยังเหลืออยู่อีก 2 port คือ port b และ port c เป็นตัวรับข้อมูลจาก limit switch ไปยังชุดควบคุม ก็จะสามารถใช้ข้อมูลอันนี้ไปร่วมประมวลผลใน cpu ของชุดควบคุมได้

สุดท้ายนี้คณะผู้จัดทำหวังว่าโครงการนี้จะได้รับการพัฒนาในรุ่นต่อไป

## กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณอาจารย์มงคล มงคลวงศ์โรจน์เป็นอย่างยิ่งที่ท่านได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ ตลอดจนให้คำแนะนำและช่วยแก้ปัญหาต่างๆ ให้ผู้เขียนมาโดยตลอดจนปริญญาณิพนธ์นี้สำเร็จลุล่วงลงได้

ขอขอบคุณอาจารย์ประภากร สุวรรณะ หัวหน้าภาควิชาอิเล็กทรอนิกส์ที่ได้ช่วยเหลือในส่วนของวงจรอิเล็กทรอนิกส์

ขอขอบคุณอาจารย์มนัส สังวรศิลป์ อดีตหัวหน้าภาควิชาอิเล็กทรอนิกส์ที่ได้ช่วยเหลือในส่วนของวงจรอิเล็กทรอนิกส์

ขอขอบคุณอาจารย์กวิน อาจารย์ภาควิชาอิเล็กทรอนิกส์ที่ได้ช่วยเหลือจนทำให้ผู้เขียนสามารถแก้ปัญหาในส่วนของคุณทดลอง

ขอขอบคุณอาจารย์ดาร์ห์ พิมณฑา พี่พงษ์ศักดิ์ ที่ช่วยในเรื่อง workshop

ขอขอบคุณบริษัทเพลนต์ ไฮแลนด์ จำกัด ที่ให้คำแนะนำต่างๆ และข้อมูลในส่วนประกอบของคุณทดลอง

ขอขอบพระคุณบิดามารดาที่ให้การสนับสนุนในด้านต่างๆ

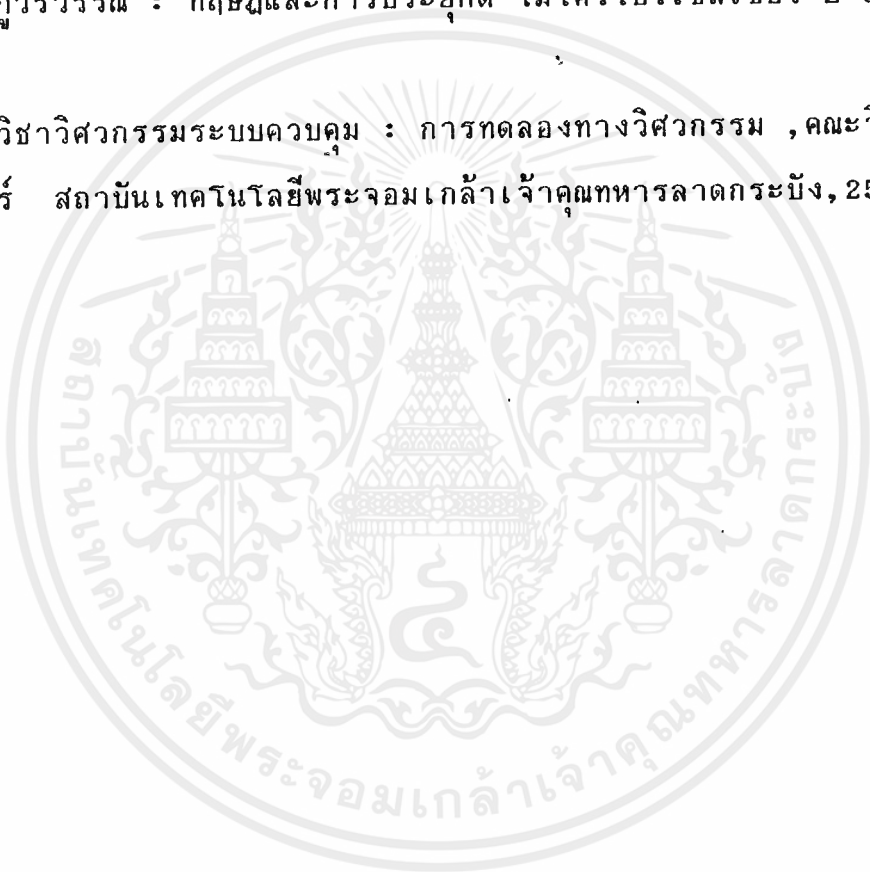
เอกสารอ้างอิง

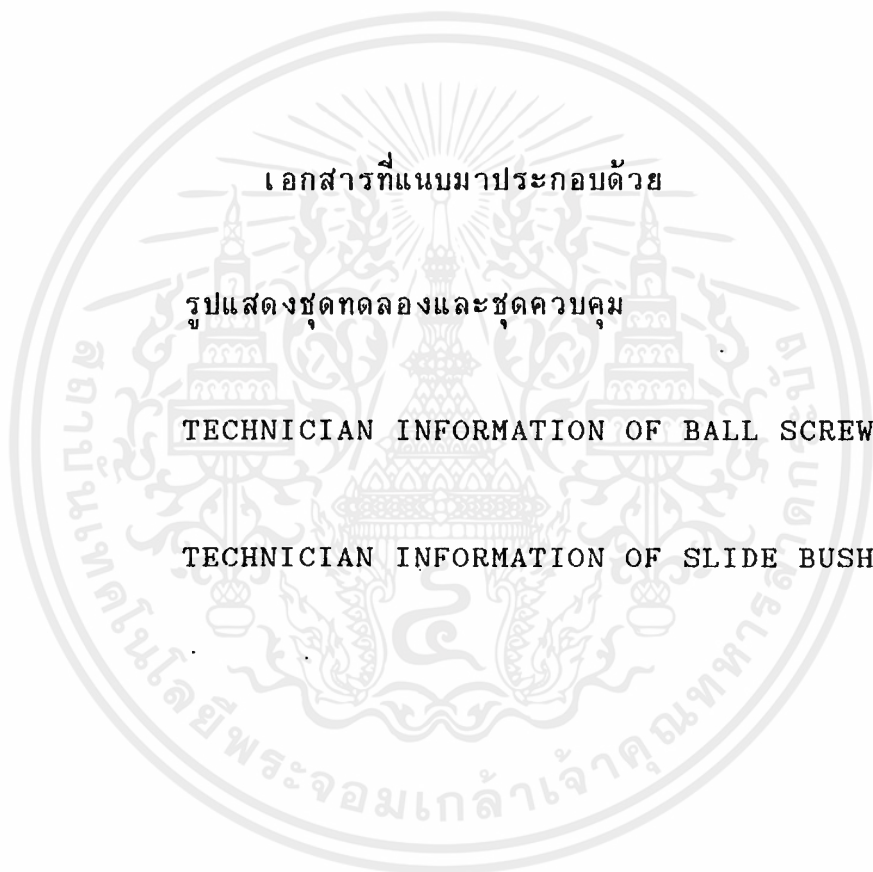
MICHAEL J. PINCHES AND JOHN G. ASHBY : POWER HYDRAULECS,  
PRENTICE HALL, 1931

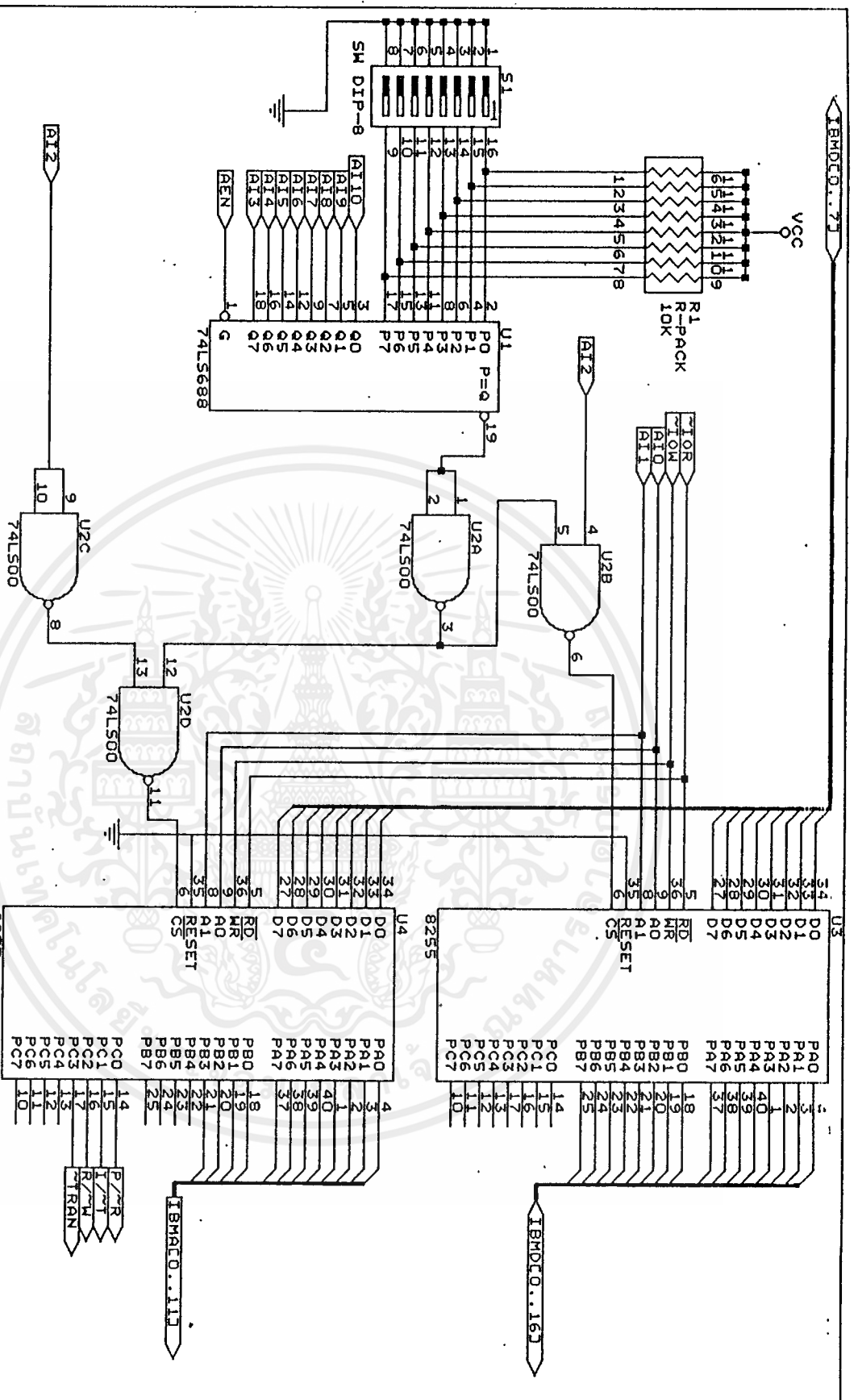
ประทีป บัญญัตินพรัตน์ : การเขียนโปรแกรมภาษาแอสแซมบลี z-80 , คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง, 2533

ยี่น ภู่วรรณ : ทฤษฎีและการประยุกต์ ไมโครโปรเซสเซอร์ z-80, ซี.เอ็ด,  
2532

ภาควิชาวิศวกรรมระบบควบคุม : การทดลองทางวิศวกรรม , คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง, 2533







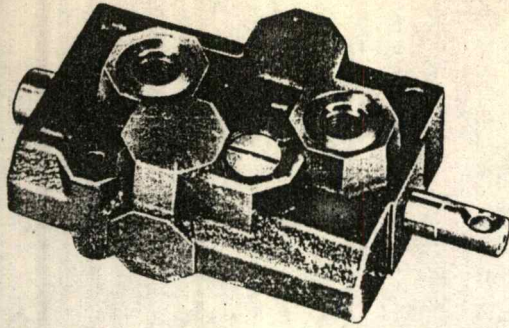
CHAROON MINGKHAMAN & PEERADECH CHAHANON	
ELECTRONIC DEPARTMENT, FACULTY OF ENGINEER	
Title 8255 INTERFACE	
Size Document Number	REV
A 33100047 & 33100264	
Date: February 11, 1993	Sheet of

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# HIDROIRMA

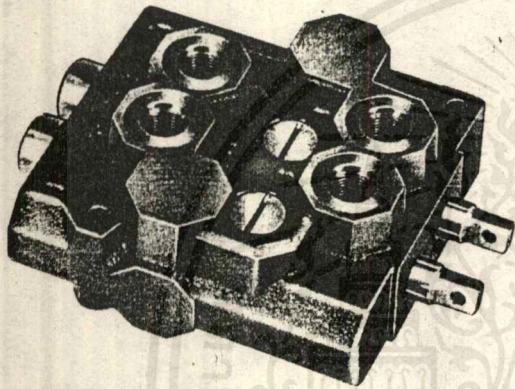
Italy

- 2800.-



## MONOBLOCK DIRECTIONAL CONTROL VALVE

### HDM 10



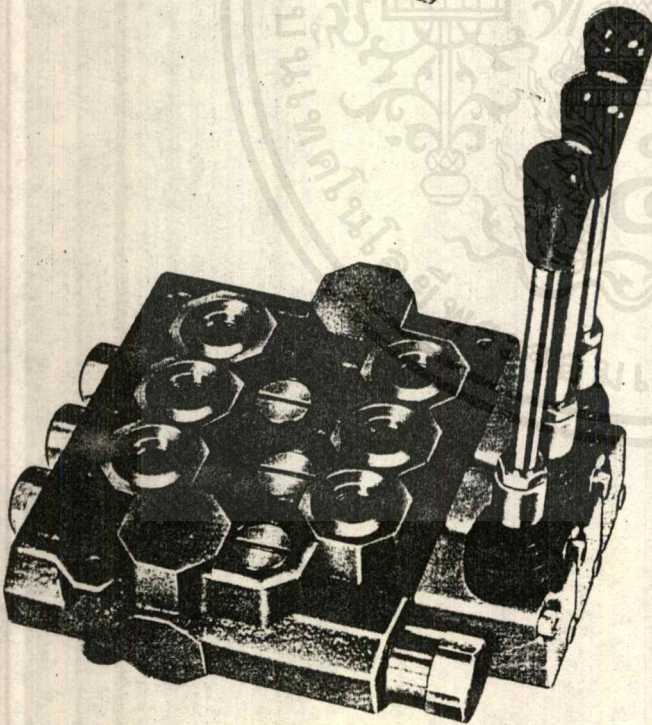
- HDM 10/1 SINGLE SPOOL
- HDM 10/2 TWO SPOOL
- HDM 10/3 THREE SPOOL

#### FEATURES

Max. flow \_\_\_\_\_ 10 U.S. G.P.M.

Max. operating pressure \_\_\_\_\_ 3000 P.S.I.

Max. back pressure \_\_\_\_\_ 400 P.S.I.



CAT. No. HDM 10

800-9299-41 (10-84)

Printed in Italy

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## GENERAL SPECIFICATIONS

Number of spools _____	One, two or three
Maximum working pressure _____	3000 P.S.I. (210 bar)
Maximum back pressure _____	400 P.S.I. (30 bar)
Rated flow capacity _____	10 U.S. G.P.M. (38 L/min. - 9 Imp. G.P.M.)
Maximum spool leakage at 1200 P.S.I. [Temp.: 120°F (50°C), Visc.: 127 SUS (27cst)] _____	1 Cu. In./min. (16,4 ml/min.)
Operating oil temperature _____	min. 14°F - max. 176°F
Oil filtering _____	Recommended 30 micron
<b>Weight</b>	
Single spool _____	5.50 Lbs. (2,5 Kg.)
Two spool _____	7.48 Lbs. (3,4 Kg.)
Three spool _____	9.46 Lbs. (4,3 Kg.)

## MATERIAL SPECIFICATIONS

Body: High strength cast-iron  
Spool: Hardened steel - Nickel plated on demand  
Seals: Buna "N"

## STANDARD FEATURES

- 1) Internal load holding check valves (prevent reverse flow through valve when shifting)
- 2) Parallel circuit on one and two spool version
- 3) Tandem circuit on three spool version between first and third spool
- 4) Balanced select-fit spools (provide minimum leakage, smooth operation)
- 5) Wide selections inlet, work port, and outlet connections
- 6) Negative overlapping of the spools

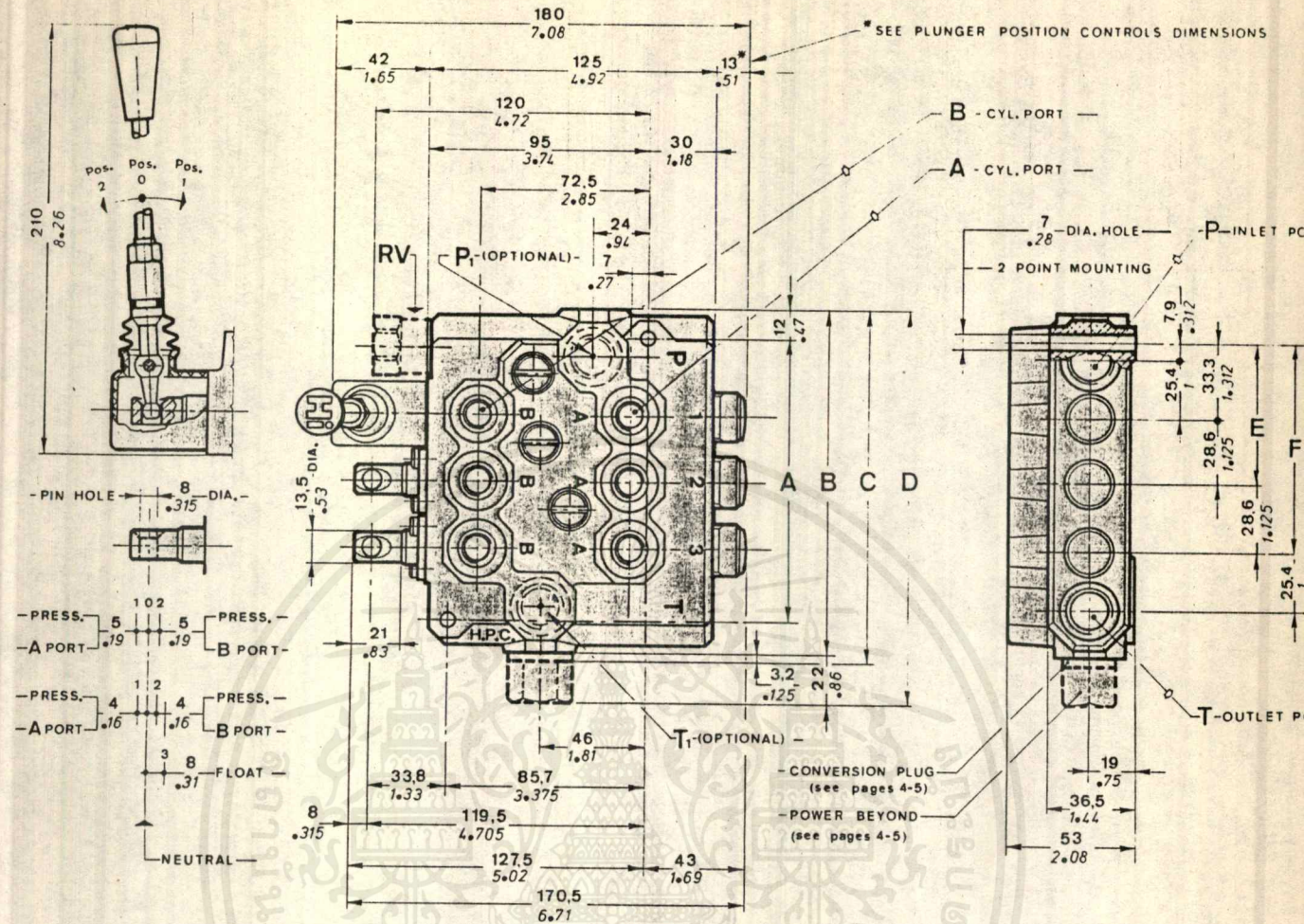
## OPTIONAL FEATURES AVAILABLE

- 1) Open or closed center positions, 3-way or 4-way operation, 3-positions or 4-positions (float position), full open center (motoring spool) and other spool options.
- 2) Power beyond (permits use of neutral flow at system pressure) also permits field conversion from closed center to open center (tandem) operation.
- 3) Adjustable direct acting relief valve (tamper-proof sealed on demand).
- 4) Complete lever assembly.

## SYMBOLS

**P**: inlet port - **T**: outlet port - **A/B**: work ports - **RV**: system relief valve - **P1-T1**: top inlet and outlet ports  
**H.P.C.**: high pressure carry over (power beyond) - **1.0.2.3.**: spool positions - **P**: pressure core  
exhaust core - **E**: center core (by pass) - thread: **SAE 6 (9/16" - 18 UN)**, **SAE 8 (3/4" - 16 UN)** - dimensional  
data shown in mm  
inches ๑ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

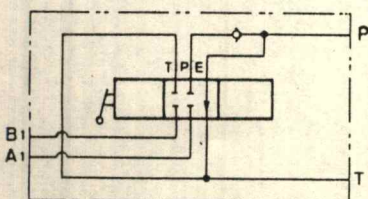
# DIMENSIONAL DATA - STANDARD VALVE



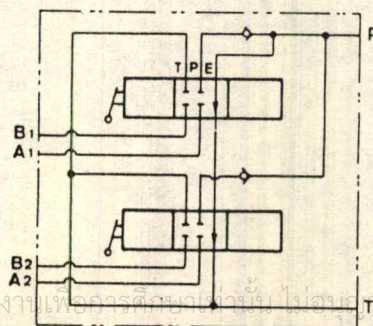
MODEL	A	B	C	D	E	F	G
1 SPOOL	$\frac{65}{2.56}$	$\frac{91,8}{3.61}$	$\frac{95}{3.74}$	$\frac{113,8}{4.48}$			$\frac{58,7}{2.312}$
2 SPOOL	$\frac{93,6}{3.685}$	$\frac{120,4}{4.74}$	$\frac{123,6}{4.865}$	$\frac{142,4}{5.605}$	$\frac{61,9}{2.437}$		$\frac{87,3}{3.437}$
3 SPOOL	$\frac{122,2}{4.81}$	$\frac{149}{5.865}$	$\frac{152,2}{5.99}$	$\frac{171}{6.73}$	$\frac{61,9}{2.437}$	$\frac{90,5}{3.562}$	$\frac{115,9}{4.502}$

## SCHEMATIC

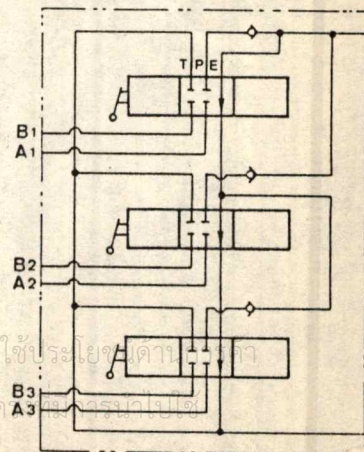
1 SPOOL



2 SPOOL



3 SPOOL



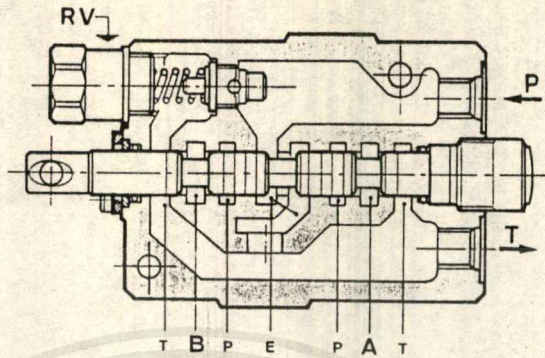
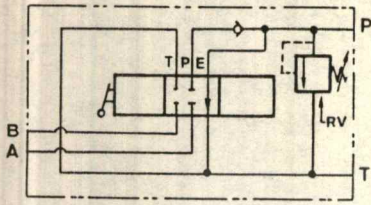
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ใดๆ ได้โดยไม่ผ่านการอนุญาตจากผู้ผลิต

ไม่จำกัดใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้ง

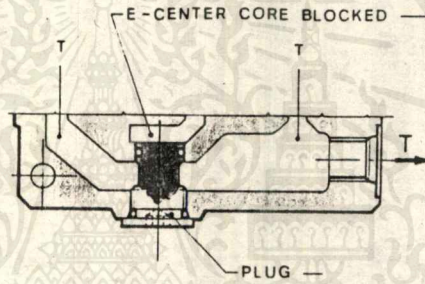
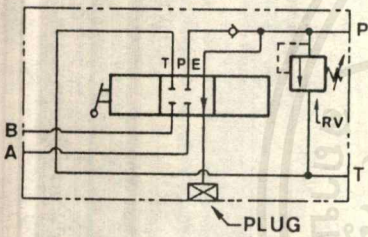


# APPLICATION VARIATIONS

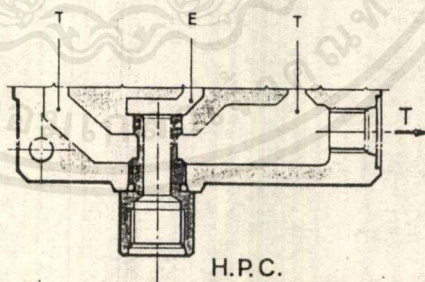
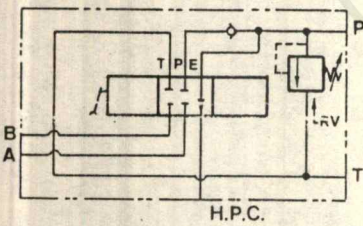
## OPEN CENTER WITH P - T - RV



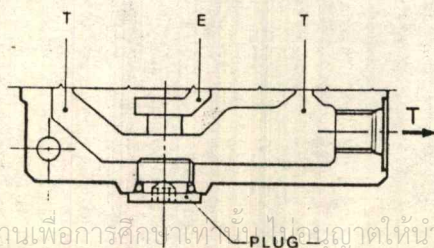
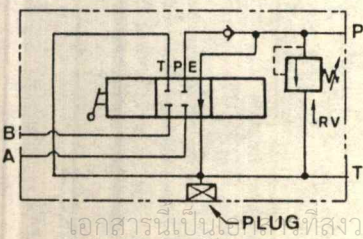
## CLOSED CENTER WITH P - T - RV



## POWER BEYOND WITH P - T - RV - H.P.C.



## CONVERSION PLUG WITH P - T - RV

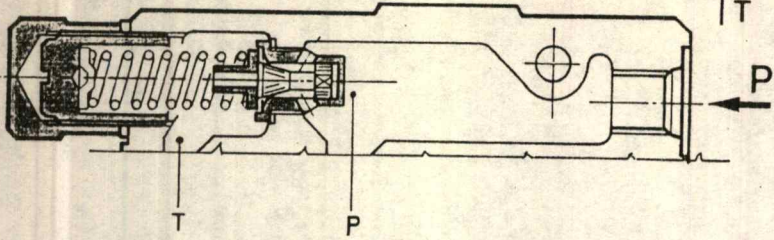


CODE	THREAD
K 21	SAE - 6
K 22	SAE - 8
K 23	3/8" - 18 NPT
K 24	3/8" - BSP
K 25	M18 x 1,5
K 26	SAE - 6
K 27	SAE - 8
K 28	3/8" - 18 NPT
K 29	3/8" - BSP
K 30	M18 x 1,5
K 31	SAE - 6
K 32	SAE - 8
K 33	3/8" - 18 NPT
K 34	3/8" - BSP
K 35	M18 x 1,5
K 36	SAE - 6
K 37	SAE - 8
K 38	3/8" - 18 NPT
K 39	3/8" - BSP
K 40	M18 x 1,5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีโอกาส

# ADJUSTABLE RELIEF VALVE

## DIRECT ACTING RELIEF VALVE RV



Main relief valve setting at 8 U.S. G.P.M.  
(30 L/min. - 7 Imp. G.P.M.)

CODE

**06**

900 P.S.I.  
(60 bar)

ADJUSTMENT

400 to 1300 P.S.I.  
(30 + 95 bar)

**15**

2100 P.S.I.  
(150 bar)

ADJUSTMENT

1300 to 3000 P.S.I.  
(96 + 210 bar)

STANDARD

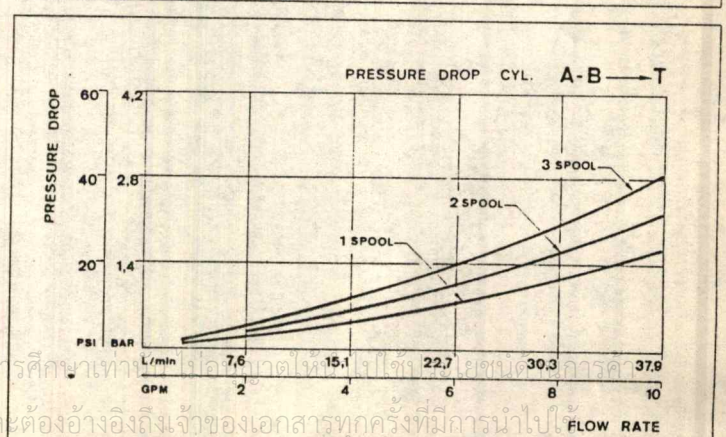
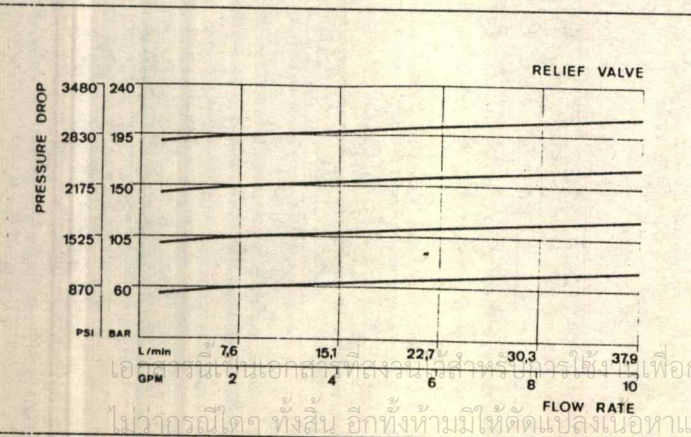
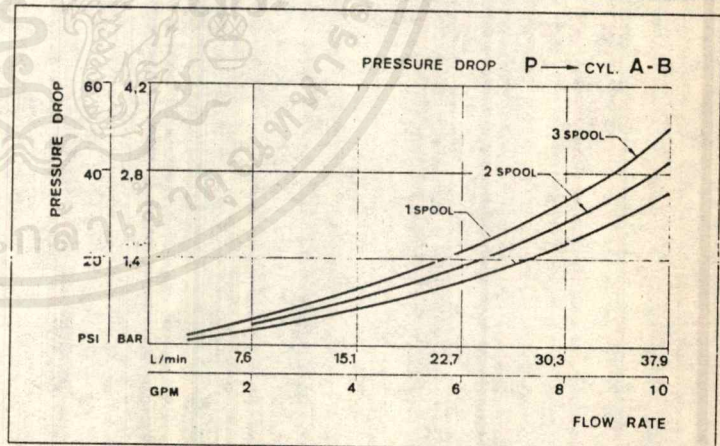
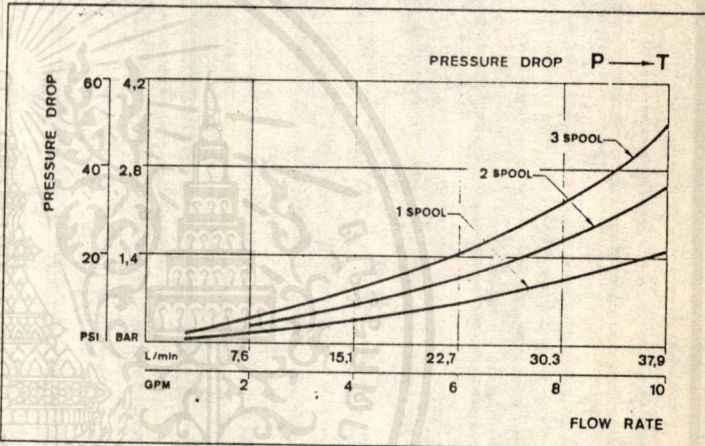
## SPOOL CHART

CODE	SPOOL VARIATION	POSITION CONTROL
A		Parallel with open by-pass
B*		True parallel
C		Cyl. ports to tank in neutral (motor spool)
G		3 way
I		3 way
Z		4 <sup>th</sup> position float

Obtained with spool **A** and closed center

## PERFORMANCE CURVES

Oil: Shell Tellus T37 - Temperat.: 120°F (50°C)  
Viscosity: 127 SUS (27 cst)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับผู้ใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่สามารถนำออกจำหน่ายโดยไม่ได้รับอนุญาตให้ใช้ได้ กรุณาแจ้งให้ทราบถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# SPOOL POSITION CONTROLS DIMENSIONS

CODE  
**01**  
STANDARD

SPRING RETURN TO NEUTRAL

CODE  
**02**

2 - POSITION DETENT - SPRING CENTER

CODE  
**03**

3 - POSITION DETENT

CODE  
**04**

4<sup>TH</sup> - POSITION FLOAT

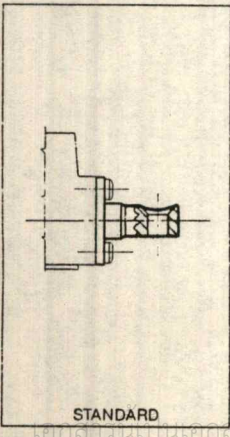
MICROSWITCH CONTROL

CODE  
**30** Microswitch operated with spool in pos. 1  
**32** Microswitch operated with spool in pos. 2  
**34** Microswitch operated with spool in pos. 1 and 2

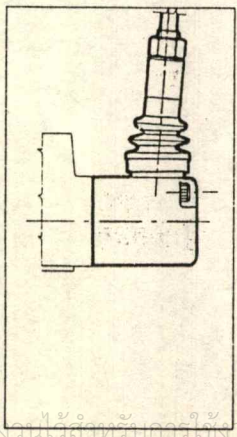
The microswitch is not supplied by manufacturer

NOTE: consult factory for other configurations

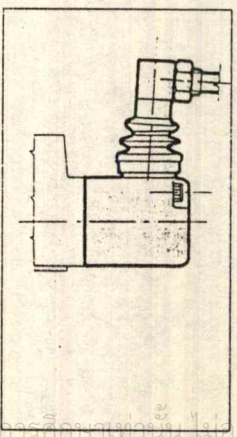
## LEVER STYLE



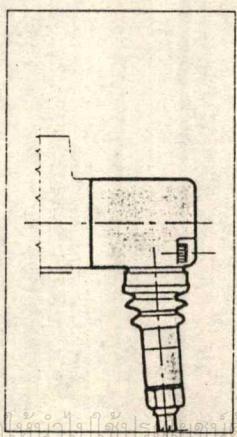
CODE **L00**



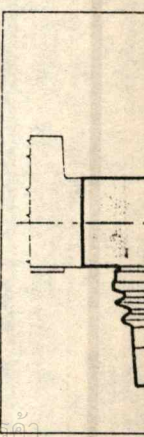
CODE **L01**



CODE **L02**



CODE **L03**

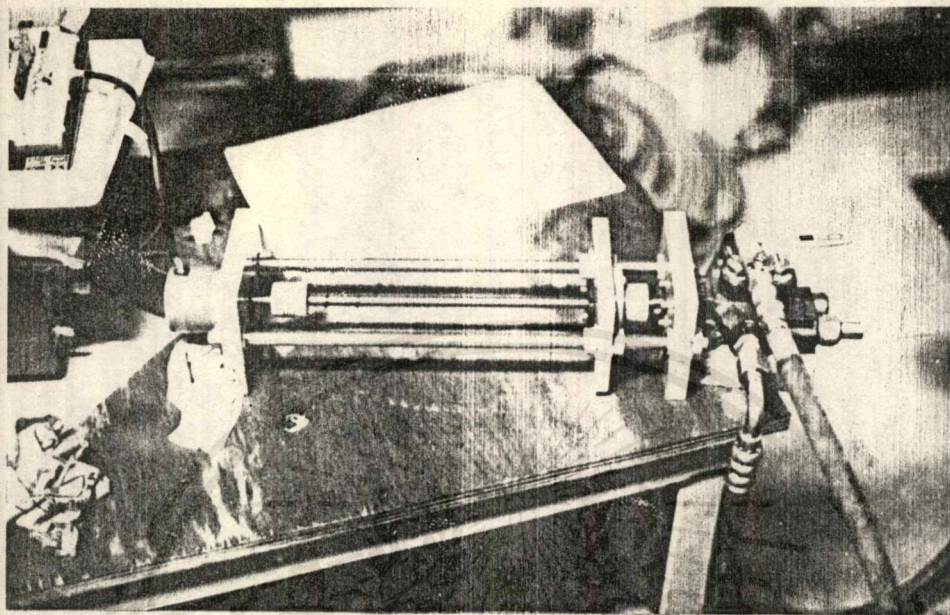


CODE

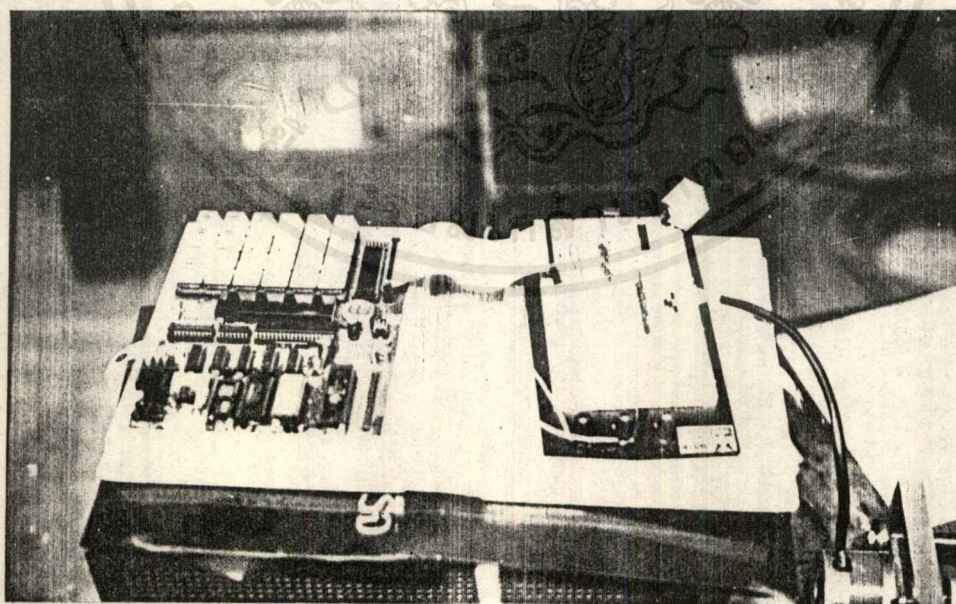
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า  
 การแก้ไขหรือการเพิ่มอีกทั้งที่มิให้คัดลอกเนื้อหาและข้อมูลอ้างอิงของเอกสารนี้หรือการตั้งที่อื่นไปใช้



เอกสารถ่ายเล่ม



รูป แสดงชุดทดลอง (ระบบส่งกำลัง)



รูป แสดงชุดควบคุม (ET BOARD และ DRIVER)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# POSITIONING TABLE

## Technical Information

### 1. Resolution

The term "resolution" denotes the minimum movement (minimum feed) of the table per one command pulse. It depends on the ball screw lead and the number of splits of the motor per revolution and can be expressed as follows:

$$\Delta l = \frac{P}{fr} \quad (1)$$

where,  $\Delta l$ : Resolution (mm)  
 $P$ : Ball screw lead (mm)  
 $fr$ : Number of splits per revolution (pulses/rev.)

The number of splits depends on the type of motor and the driver.

#### • Stepping motor

When a stepping motor is used, the number of splits depends on the exciting system of the driver. (See Table 3-1.)

#### • DC servo motor

When a DC servo motor is used, the number of splits depends on the number of splits of the encoder and the multiplication factor of the driver signal. (See Table 3-2.)

Table 3-1. Exciting System of Driver and the Number of Splits

Type of Motor	Exciting System of Driver	Number of Splits (pulses/rev.)
2-phase stepping motor	2-phase excitation	200
	1- or 2-phase excitation	400
5-phase stepping motor	4-phase excitation	500
	4- or 5-phase excitation	1000

### 2. Maximum Velocity and Maximum Frequency

The maximum velocity depends on the ball screw lead and the revolutionary speed of the motor, and can be expressed as follows:

$$V_{max} = \frac{PN}{60} \quad (2)$$

where,  $V_{max}$ : Maximum velocity (mm/sec)  
 $N$ : Revolutionary speed of motor (rpm)  
 $P$ : Ball screw lead (mm)

The maximum frequency depends on the maximum velocity and the resolution, and can be expressed as follows:

$$f_{max} = \frac{V_{max}}{\Delta l} \quad (3)$$

where,  $f_{max}$ : Maximum frequency (pps)  
 $\Delta l$ : Resolution (mm)  
 $V_{max}$ : Maximum velocity (mm/sec)

Thus, it is possible that the maximum velocity is limited by the maximum frequency of the pulse controller or driver.

Table 3-2. Multiplication Factor of Driver Signal and Number of Splits

Number of Splits of Encoder (pulses/rev.)	Multiplication Factor of Driver Signal	Number of Pulses (pulses/rev.)
500	1	500
	2	1000
	4	2000
1000	1	1000
	2	2000
	4	4000

# POSITIONING TABLE

Table 3-3 Ball Screw Lead, Resolution, and Maximum Velocity

Type of Motor		Number of Splits (pulses/rev.)	Maximum Frequency (kpps)	Ball Screw Lead (mm)									
				2		4		5		10		∞	
				Resolution (μm)	Maximum Velocity (mm/sec)	Resolution (μm)	Maximum Velocity (mm/sec)	Resolution (μm)	Maximum Velocity (mm/sec)	Resolution (μm)	Maximum Velocity (mm/sec)	Resolution (μm)	Maximum Velocity (mm/sec)
Stepping Motor	2-phase	200	6	10	60	20	120	25	150	50	300	100	600
		400	12	5		10		12.5		25			
	5-phase	500	20	4	80	8	160	10	200	20	400	40	800
		1000	40	2		4		5		10		20	
DC Servo Motor		500	25	4	100	8	200	10	250	20	500	40	1000
		1000	50	2		4		5		10		20	
		2000	100	1		2		2.5		5		10	
		4000	100	0.5		1		1.25		2.5		5	

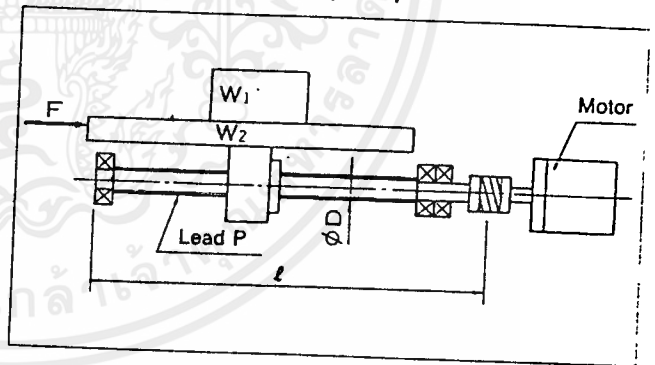
### 3. How to Select Motor

This section provides information on how to select a motor for a particular application such as for driving a special-shape table.

Figure 3-8 shows a typical example of ball screw driving setup, where the symbols denote the following:

- W<sub>1</sub> : Weight of work (kgf)
- W<sub>2</sub> : Weight of moving components of work (kgf)
- F : Force exercised in reverse direction of traveling direction of work (kgf)
- D : Representative diameter of ball screw (cm)
- ℓ : Total length of ball screw (cm)
- P : Ball screw lead (cm)

Figure 3-8. Ball Screw Driving Setup



#### • Driving Method

The positioning table cannot be instantaneously accelerated or decelerated due to its inertia. Therefore, it is driven in certain acceleration/deceleration patterns. Typical ones are triangular patterns and trapezoidal patterns.

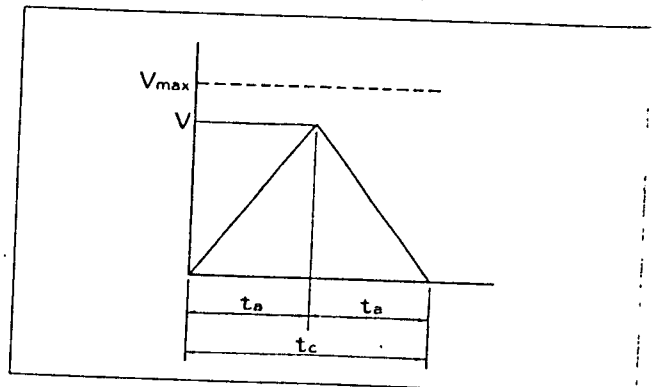
#### ① Triangular Pattern (Figure 3-9)

This pattern of drive is used to move the table for shorter distances. The moved distance can be expressed as follows:

$$S = Vt_a - \frac{1}{2} Vt_c \quad (4)$$

Where, S: Moved distance (cm)  
 V: Moving velocity (cm/sec)  
 t<sub>a</sub>: Acceleration/deceleration time (sec)  
 t<sub>c</sub>: Positioning time (sec)

Figure 3-9. Triangular Pattern of Drive



ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# POSITIONING TABLE

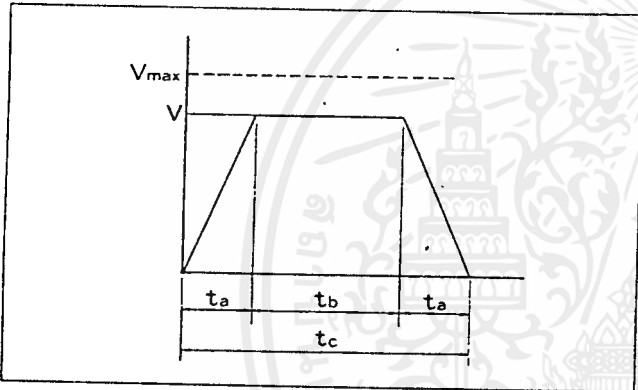
## ② Trapezoidal Pattern (Figure 3-10)

This pattern of drive is used to move the table for longer distances. The moved distance can be expressed as follows:

$$S = V(t_a + t_b) = V(t_c - t_a) \quad (5)$$

Where, S: Moved distance (cm)  
 V: Moving velocity (cm/sec)  
 t<sub>a</sub>: Acceleration/deceleration time (sec)  
 t<sub>b</sub>: Uniform motion time (sec)  
 t<sub>c</sub>: Positioning time (sec)

Figure 3-10. Trapezoidal Pattern of Drive



### • Angular Velocity and Angular Acceleration

#### ① Angular Velocity

Angular velocity is expressed as follows:

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} = \frac{2\pi V}{P} \quad (6)$$

Where,  $\omega$ : Angular velocity (rad/sec)  
 N: Revolutionary speed of motor (rpm)  
 V: Moving velocity (cm/sec)  
 P: Ball screw lead (cm)

#### ② Angular Acceleration

Angular acceleration is expressed as follows:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega_1 - \omega_0}{\Delta t} \quad (7)$$

Where,  $\frac{d\omega}{dt}$ : Angular acceleration (rad/sec<sup>2</sup>)  
 $\omega_0$ : Velocity before acceleration (rad/sec)  
 $\omega_1$ : Velocity after acceleration (rad/sec)  
 $\Delta t$ : Acceleration time (sec)

### • Inertia

There are two engineering units of measure for inertia — one is kgf-cm-sec<sup>2</sup> in the gravitational system of units and the other is kg-cm<sup>2</sup> in the CGS system of units. Instead of an inertia, a GD<sup>2</sup> value may be used to denote the physical quantity by weight and representative diameter. The relationships among these factors are expressed as follows:

$$J = \frac{I}{g} = \frac{GD^2}{4g} \quad (8)$$

Where, J : Inertia in gravitational system (kgf-cm-sec<sup>2</sup>)  
 I : Inertia in CGS system (kg-cm<sup>2</sup>)  
 GD<sup>2</sup>: GD<sup>2</sup> value (kgf-cm<sup>2</sup>)  
 g : Gravitational acceleration (980 cm/sec<sup>2</sup>)

#### ① Inertia of Moving Load (J<sub>T</sub>)

The total moving load is the sum of the weight of the load plus the weight of the moving parts of the table as expressed below:

$$W_T = W_1 + W_2 \quad (9)$$

Where, W<sub>T</sub>: Total moving load (kgf)  
 W<sub>1</sub>: Weight of work (kgf)  
 W<sub>2</sub>: Weight of moving parts of table (kgf)

The inertia of the moving load is expressed as follows:

$$J_T = \frac{W_T}{g} \left( \frac{P}{2\pi} \right)^2 \quad (10)$$

Where, J<sub>T</sub>: Inertia of moving load (kgf-cm-cm-sec<sup>2</sup>)  
 W<sub>T</sub>: Weight of moving load (kgf)  
 P : Ball screw lead (cm)  
 g : Gravitational acceleration (980 cm/sec<sup>2</sup>)

#### ② Inertia of Ball Screw (J<sub>B</sub>)

The inertia of the ball screw is expressed as follows:

$$J_B = \frac{W_B D^2}{8g} = \frac{\pi D^4}{32g} \rho \ell \quad (11)$$

Where, J<sub>B</sub>: Inertia of ball screw (kgf-cm-sec<sup>2</sup>)  
 W<sub>B</sub>: Weight of ball screw (kgf)  
 D : Representative diameter of ball screw (cm)  
 $\rho$  : Specific gravity of ball screw (kgf/cm<sup>3</sup>)  
 $\ell$  : Total length of ball screw (cm)  
 g : Gravitational acceleration (980 cm/sec<sup>2</sup>)

#### ③ Load Inertia (J<sub>R</sub>)

This inertia represents the inertia of the total drive system except the motor rotor and is expressed as follows:

$$J_R = J_A - J_M = J_T + J_B + J_N \quad (12)$$

Where, J<sub>R</sub>: Inertia of load (kgf-cm-sec<sup>2</sup>)  
 J<sub>A</sub>: Inertia of overall drive system (kgf-cm-sec<sup>2</sup>)  
 J<sub>M</sub>: Inertia of motor rotor (kgf-cm-sec<sup>2</sup>)  
 J<sub>T</sub>: Inertia of moving load (kgf-cm-sec<sup>2</sup>)  
 J<sub>B</sub>: Inertia of ball screw (kgf-cm-sec<sup>2</sup>)  
 J<sub>N</sub>: Inertia of other moving parts (kgf-cm-sec<sup>2</sup>)

Determine J<sub>N</sub> (inertia of other moving parts) referring to the specifications of the table components such as coupling, encoder, and tachometer generator.

การศึกษาเท่านั้น ไม่นอญญาตให้หน้าไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# POSITIONING TABLE

## ④ Inertia of Motor Rotor

Select a motor so that the relationship between the inertia of the motor rotor and that of the load meets the following requirement:

$$3J_M \geq J_R \quad (13)$$

Where,  $J_M$ : Inertia of motor rotor (kgf-cm-sec<sup>2</sup>)  
 $J_R$ : Inertia of load (kgf-cm-sec<sup>2</sup>)

## • Torques

The total torque requirement is for the sum of the acceleration torque, friction torque, load torque, and ball screw start torque and is expressed as follows:

$$T = T_\alpha + T_\mu + T_L + T_B \quad (14)$$

Where,  $T$ : Total torque requirement (kgf-cm)  
 $T_\alpha$ : Acceleration torque (kgf-cm)  
 $T_\mu$ : Friction torque (kgf-cm)  
 $T_L$ : Load torque (kgf-cm)  
 $T_B$ : Ball screw start torque (kgf-cm)

### ① Acceleration Torque ( $T_\alpha$ )

The acceleration torque is expressed as follows:

$$T_\alpha = J_A \frac{d\omega}{dt} = (J_R + J_M) \frac{d\omega}{dt} \quad (15)$$

Where,  $T_\alpha$ : Acceleration torque (kgf-cm)  
 $\frac{d\omega}{dt}$ : Angular velocity (rad/sec<sup>2</sup>)  
 $J_A$ : Inertia of overall drive system (kgf-cm-sec<sup>2</sup>)  
 $J_R$ : Inertia of load (kgf-cm-sec<sup>2</sup>)  
 $J_M$ : Inertia of motor rotor (kgf-cm-sec<sup>2</sup>)

### ② Friction Torque ( $T_\mu$ )

The friction torque is expressed as follows:

$$T_\mu = \frac{\mu W_T P}{2\pi\eta} \quad (16)$$

Where,  $T_\mu$ : Friction torque (kgf-cm)  
 $\mu$ : Friction factor  
 $P$ : Ball screw lead (cm)  
 $W_T$ : Moving load (kgf)  
 $\eta$ : Efficiency of ball screw

### ③ Load Torque ( $T_L$ )

The load torque is expressed as follows:

$$T_L = \frac{FP}{2\pi\eta} \quad (17)$$

Where,  $T_L$ : Load torque (kgf-cm)  
 $P$ : Ball screw lead (cm)  
 $F$ : Force exercised in reverse of advancing direction of table (kgf)  
 $\eta$ : Efficiency of ball screw

### ④ Ball Screw Start Torque ( $T_B$ )

This torque is a force which is required to rotate the ball screw.

## • Motor Start Torque

The relationship between the motor start torque and the torque requirement must be as follows:

$$T_M \geq kT \quad (18)$$

Where,  $T_M$ : Motor start torque (kgf-cm)  
 $k$ : Safety factor  
 $T$ : Torque requirement (kgf-cm)

The motor start torque depends on the combination of a motor and a driver.

### ① Stepping Motor

When a stepping motor is used, the motor start torque can be found referring to the characteristic curve (torque curve) of the combination of the motor and driver, at the point where the motor frequency (f) and the slewing torque intersect on the curve as shown in Figure 3-11.

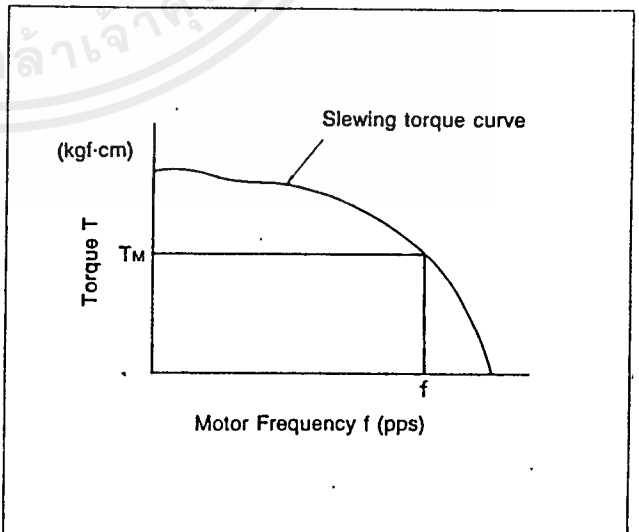
### ② DC Servo Motor

When a DC servo motor is used, the motor start torque can be known from the motor torque constant and the drive peak current using the following formula:

$$T_M = k_T I_p \quad (19)$$

Where,  $T_M$ : Motor start torque (kgf-cm)  
 $k_T$ : Torque constant (kgf-cm/A)  
 $I_p$ : Peak current (A)

Figure 3-11. Motor Frequency vs. Torque Curve



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# POSITIONING TABLE

## • Effective Torque

When a DC servo motor is used, it is necessary to calculate the effective torque and to keep it within the continuous operation rating range of the motor.

$$T_{RM} = \sqrt{\frac{T_1^2 t_1 + T_2^2 t_2 + T_3^2 t_3 + \dots + T_i^2 t_i}{t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_i}} \quad (20)$$

$$= \sqrt{\frac{\sum T_i^2 t_i}{\sum t_i}}$$

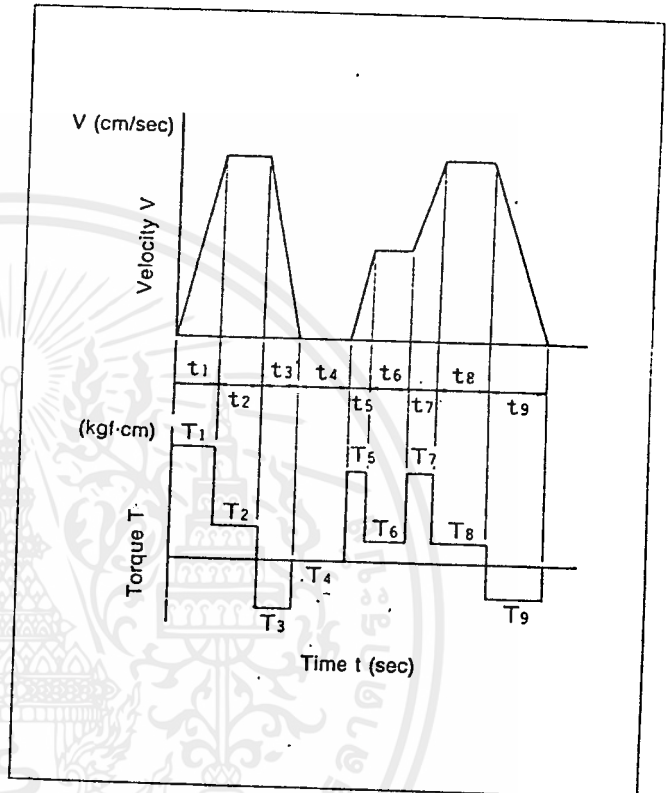
Where,  $T_{RM}$ : Effective torque (kgf-cm)

Be sure that the following requirement is met.

$$T_{RM} < T_R \quad (21)$$

Where,  $T_R$ : Rated Torque (kgf-cm)

Figure 3-12 Effective Torque



# TECHNICAL DOCUMENTS

## Load Rating

### • Basic Dynamic Load Rating (C)

This term means such load that, when a certain number of identical linear systems are individually run in the same conditions, 90% of them can run with the load (with a constant value in a constant direction) for a distance of  $50 \times 10^3$  meters without damage caused by rolling fatigue.

### • Allowable Static Moment (M)

This term defines the allowable limit value of static moment load, with reference to the amount of permanent deformation similar to that used for evaluation of basic static rated load (Co).

### • Static Safety Factor (fs)

This factor is used to derate the basic static load (Co) for the sake of safety, depending on the conditions of use as shown in Table 1.

### • Basic Static Load Rating (Co)

This term defines a static load such that, at the contacting position where the maximum stress is exercised, the sum of the permanent deformation of the rolling body and that of the rolling plane is 0.0001 time of the diameter of the rolling body.

Table 1. Static Safety Factors

Condition of use	Low limit of fs
When in regular operating condition	1-2
When especially smooth running performance is needed	2-4
When the equipment is subject to vibration and shock	3-5

## Rating Life

### • Rating Life of the Linear System

As long as the linear system reciprocates while being loaded, continuous stress acts on the linear system to cause flaking on the rolling bodies and planes because of material fatigue. The travelling distance of the linear system until the first flaking occurs is called the life of linear system. The life of linear system varies even for linear systems of the same dimensions, structure, material, heat treatment and processing method, which are used in the same conditions. This variation is brought about from the essential variation in the material fatigue itself. The rating life defined below is used as an index for the life expectancy of the linear system.

### • Rating Life (L)

Rating life is the total travelling distance that 90% of a group linear systems of the same size can reach without causing any flaking when they operate under the same conditions.

The rating life can be obtained from the following equation with the basic dynamic load rating and the load on the linear system:

$$\begin{aligned} \text{For ball type: } L &= \left( \frac{C}{P} \right)^3 \cdot 50 \quad (1) \\ \text{For roller type: } L &= \left( \frac{C}{P} \right)^{10/3} \cdot 50 \end{aligned}$$

L: Rating life (km)    C: Basic dynamic load rating (kgf)  
P: Load (kgf)

When actually using a linear system, obtain the load first. The load in a rectilinear motion should consider the influence of the vibration, impact load and the distribution of the load on the linear system. It is difficult to calculate the actual load. The rating life is affected by the operating temperature. In these conditions, the expression (1) is arranged as follows:

$$\begin{aligned} \text{For ball type: } L &= \left( \frac{f_H \cdot f_r \cdot f_c}{f_w} \cdot \frac{C}{P} \right)^3 \cdot 50 \quad (2) \\ \text{For roller type: } L &= \left( \frac{f_H \cdot f_r \cdot f_c}{f_w} \cdot \frac{C}{P} \right)^{10/3} \cdot 50 \end{aligned}$$

L: Rating life (km)    f<sub>H</sub>: Hardness factor (See Figure 1.)  
C: Basic dynamic load rating (kgf)  
f<sub>r</sub>: Temperature coefficient (See Figure 2.)    P: Load (kgf)  
f<sub>c</sub>: Contact coefficient (See Table 2.)  
f<sub>w</sub>: Load coefficient (See Table 4)

The rating life in hours can be calculated by obtaining the travelling distance per unit time.

The rating life in hours can be obtained from the following expression when the stroke length and the number of strokes are constant:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^3}{2 \cdot f_s \cdot n_t \cdot 60} \quad (3)$$

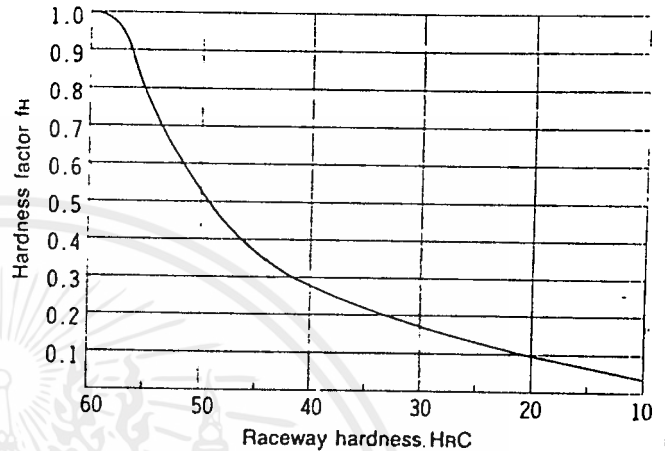
L<sub>h</sub>: Rating life in hours (hr)    f<sub>s</sub>: Stroke length (m)  
L: Rating life (km)    n<sub>t</sub>: No. of strokes per minute (cpm)

# TECHNICAL DOCUMENT

## • Hardness Factor ( $f_H$ )

The shaft in contact with balls needs to be sufficiently hard when the linear system is used. If it does not maintain the proper hardness, the permissible load lowers and shortens the life of the linear systems.

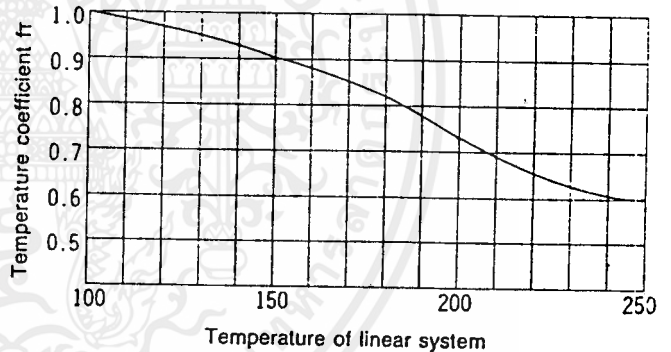
Figure 1. Hardness Factor



## • Temperature Coefficient ( $f_T$ )

If the temperature of the linear system exceeds 100°C, hardness of the linear system and the shaft lowers to decrease the permissible load compared to that of the linear system used at room temperature. As a result, the abnormal temperature rise shortens the rating life.

Figure 2. Temperature Coefficient



## • Contact Coefficient ( $f_C$ )

Generally two or more linear systems are used on one shaft. Thus, the load on each linear system differs depending on each processing accuracy. Because the linear systems are not loaded equally, the number of linear systems per shaft changes the permissible load per linear system.

Table 2. Contact Coefficient

Number of linear systems per shaft	Contact coefficient $f_C$
1	1.00
2	0.81
3	0.72
4	0.66
5	0.61

## • Load Coefficient ( $f_W$ )

When calculating the load on the linear system, it is necessary to accurately obtain object weight, inertial force based on motion speed, moment load, and each transition as time passes. However, it is difficult to calculate those values accurately because reciprocating motion involves the repetition of start and stop as well as vibration and impact. A more practical approach is to obtain the load coefficient by taking the actual operating conditions into account.

Table 3. Load Coefficient

Operating conditions	$f_W$
Operation at low speed (15 m/min. or less) without impulsive shock from outside	1.0~1.5
Operation at intermediate speed (60 m/min. or less) without impulsive shock	1.5~2.0
Operation at high speed (over 60 m/min.) with impulsive shock from outside	2.0~3.5

# TECHNICAL DOCUMENT

## • Load Calculation

The linear system performs rectilinear reciprocating motion while supporting the object weight. Therefore, the load on the linear system varies with the position of the center of gravity on the object, thrust working

position, changing speed by start/stop and acceleration/deceleration. Take these factors in consideration when selecting the linear system.

Table 4. Example of Load Calculation

Type	Operating conditions	Type	Operating conditions
1	<p>Horizontal axis</p> $P_1 = \frac{1}{4}W + \frac{x_0}{2X}W + \frac{l/0}{2Y}W$ $P_2 = \frac{1}{4}W - \frac{x_0}{2X}W + \frac{l/0}{2Y}W$ $P_3 = \frac{1}{4}W + \frac{x_0}{2X}W - \frac{l/0}{2Y}W$ $P_4 = \frac{1}{4}W - \frac{x_0}{2X}W - \frac{l/0}{2Y}W$	3	<p>Vertical lateral axes</p> $P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = \frac{l_1}{2Y}W$ $P_{1S} = P_{3S} = \frac{1}{4}W + \frac{x_0}{2X}W$ $P_{2S} = P_{4S} = \frac{1}{4}W - \frac{x_0}{2X}W$
	2		<p>Vertical axis</p> $P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = \frac{l_1}{2X}W$ $P_{1S} = P_{2S} = P_{3S} = P_{4S} = \frac{l/0}{2X}W$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่หรือใช้ซ้ำโดยไม่ได้รับอนุญาต  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## • Mean Effective Load at Varying Linear System

The load acting on a linear system changes depending on application, for example, when the linear system starts or stops reciprocating motion, while it is operating at a low speed, and according to whether the linear system carries work or not. For a fluctuating load, it is important to obtain the mean effective load which assures the life of the variously loaded linear system.

- For stepped load according to the travelling distance (Figure 4)  
 Travelling distance  $l_1$  with load  $P_1$   
 Travelling distance  $l_2$  with load  $P_2$   
 ⋮  
 Travelling distance  $l_n$  with load  $P_n$   
 The mean effective load  $P_m$  is obtained from the following equation:

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{1}{l} (P_1^3 l_1 + P_2^3 l_2 + \dots + P_n^3 l_n)} \quad (4)$$

$P_m$ : Mean effective load in fluctuation (kgf)  
 $l$ : Total travelling distance (m)

- For almost linearly varying load (Figure 4)  
 The mean effective load  $P_m$  is approximately obtained from the following equation:

$$P_m \approx \frac{1}{3} (P_{min} + 2P_{max}) \quad (5)$$

$P_{min}$ : Minimum value of fluctuating load (kgf)  
 $P_{max}$ : Maximum value of fluctuating load (kgf)

- When the load draws a sine curve as in (a) or (b) in Figure 5 (a) and (b), the mean effective load  $P_m$  is obtained from the following equations:

$$\text{Figure 5 (a) } P_m \approx 0.65 P_{max} \quad (6)$$

$$\text{Figure 5 (b) } P_m \approx 0.75 P_{max} \quad (7)$$

Figure 3. Stepwise Fluctuating Load

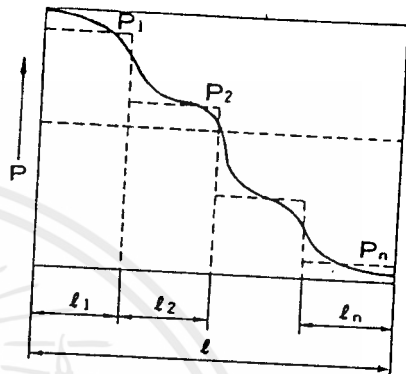


Figure 4. Monotonous Fluctuating Load

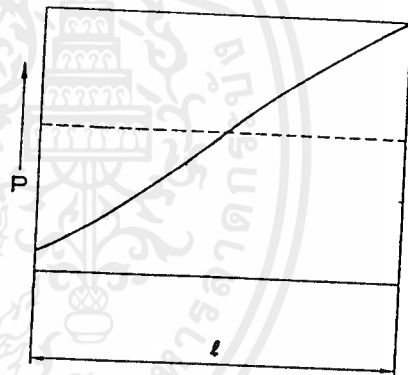
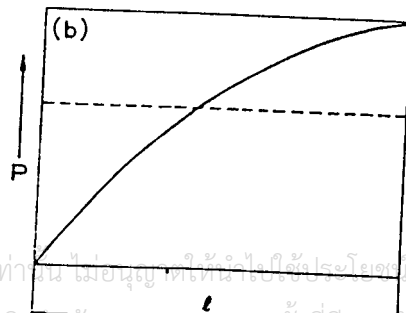
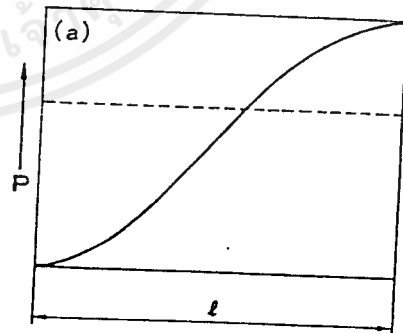


Figure 5. Sine-curve Fluctuating Load



## Load Rating and Rating Life

### 1. Life of Slide Bush

Required features of a slide bush are:

- ① Large load capacity
- ② Low frictional coefficient
- ③ High rigidity
- ④ High precision
- ⑤ Smooth motion with low noise

These features should be maintained consistently for a long period of time. The degree to which these features persist is called life in the broad sense.

Bushes fail from overheating, burning, cracking and so forth. In many cases, these may be caused by improper design of the bush peripheral parts including the shaft and housing, inappropriate mounting, or mis-operation. Note that these troubles should be considered separately from the life. Still, as long as the slide bush reciprocates while being loaded, continuous stress acts on the bush to cause flaking on the rolling surface because of material fatigue. The travelling distance of the

slide bush until the first flaking occurs is called the bush life. The bush life varies even for bushes of the same dimensions, structure, material, heat treatment and processing method, which are used in the same conditions. This variation is brought about from the essential variation in the material fatigue itself. The rating life defined below is used as an index for the bush life expectancy:

#### • Rating life

Rating life is the total travelling distance that 90% of a group bushes of the same size can reach without causing any flaking when they operate under the same conditions.

### 2. Basic Dynamic Load Rating and Life Expectancy

The basic dynamic load rating is the load which allows the rating life of 50 km, without changing its magnitude and direction. The rating life can be obtained from the following equation with the basic dynamic load rating and the bush load:

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^3 \cdot 50 \quad (1)$$

L: Rating life (km) C: Basic dynamic load rating (kgf)  
P: Load (kgf)

Figure 1-1 shows the relational expression (1) of the load ratio C/P with the rating life L.

When actually using an NB slide bush, obtain the load first. The load in a rectilinear motion should consider the influence of the vibration, impact load and the distribution of the bush load. It is difficult to calculate the actual load. The bush life is affected by the hardness of the shaft and the operating temperature. In these conditions, the expression (1) is arranged as follows:

$$L = \left( \frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C \cdot C}{f_w \cdot P} \right)^3 \cdot 50 \quad (2)$$

L: Rating life (km)  $f_H$ : Hardness factor (See Fig. 1-2.)

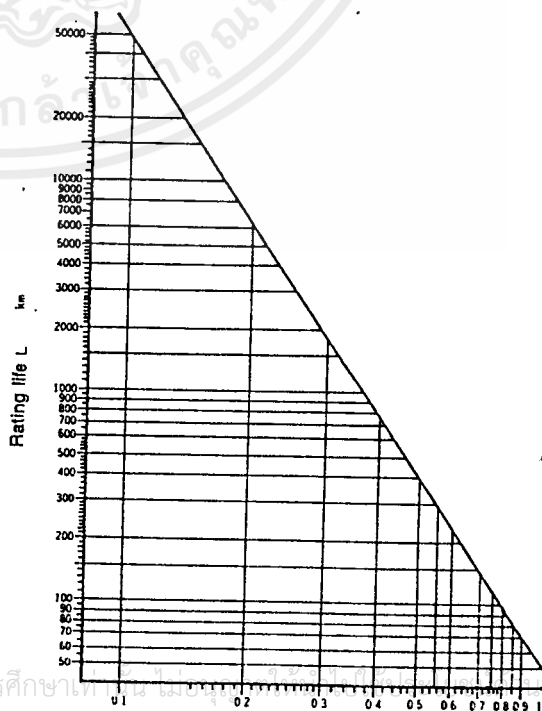
C: Basic dynamic load rating (kgf)

$f_T$ : Temperature coefficient (See Fig. 1-3.) P: Load (kgf)

$f_C$ : Contact coefficient (See Table 1-2.)

$f_w$ : Load coefficient (See Table 1-3.)

Figure 1-1



Distance coefficient  $F_L = \frac{P}{C}$  ที่มีการนำไปใช้

# SLIDE BUSH

The rating life in hours can be calculated by obtaining the travelling distance per unit time.

The rating life in hours can be obtained from the following expression when the stroke length and the number of strokes are constant:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^3}{2 \cdot l_s \cdot n_1 \cdot 60} \quad (3)$$

$L_h$ : Rating life in hours (hr)  $l_s$ : Stroke length (m)  $L$ : Rating life (km)  
 $n_1$ : No. of strokes per minute (rpm)

- **Hardness factor ( $f_H$ )**

The shaft in contact with balls needs to be sufficiently hard when the slide bush is used. If it does not maintain the proper hardness, the permissible load lowers and shortens the life of the bushes.

- **Temperature coefficient ( $f_T$ )**

If the bush temperature exceeds 100°C, hardness of the bush and the shaft lowers to decrease the permissible load compared to that of the bush used at room temperature. As a result, the abnormal temperature rise shortens the bush life.

- **Contact coefficient ( $f_c$ )**

Generally two or more bushes are used on one shaft. Thus, the load on each bush differs depending on each processing accuracy. Because the bushes are not loaded equally, the number of bushes per shaft changes the permissible load per bush.

- **Load coefficient ( $f_w$ )**

When calculating the bush load, it is necessary to accurately obtain object weight, inertial force based on motion speed, moment load, and each transition as time passes. However, it is difficult to calculate those values accurately because reciprocating motion involves the repetition of start and stop as well as vibration and impact. A more practical approach is to obtain the load coefficient by taking the actual operating conditions into account.

Fig. 1-2 Hardness factor

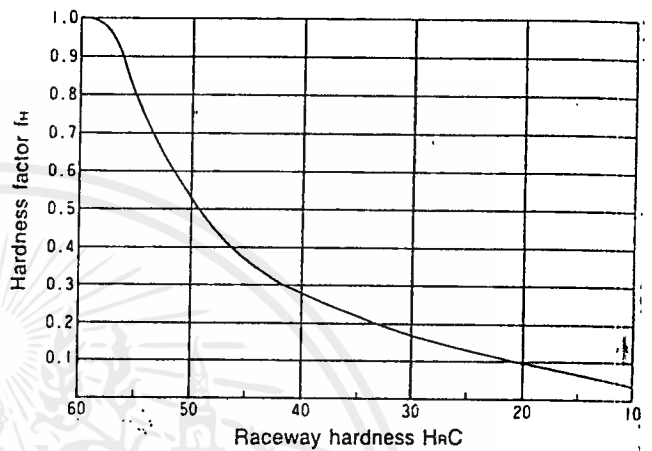


Fig. 1-3 Temperature coefficient

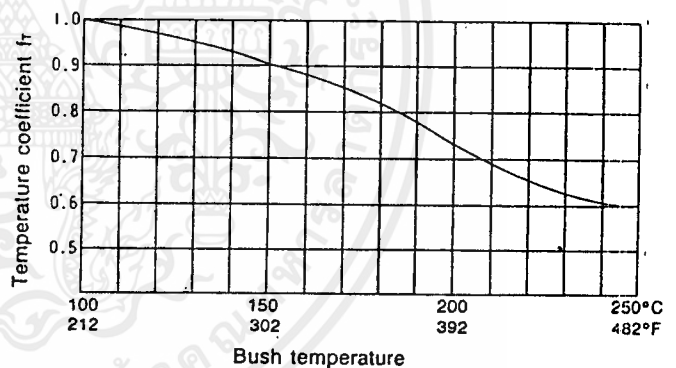


Table 1-2 Contact coefficient

Number of bushes per shaft	Contact coefficient $f_c$
1	1.00
2	0.81
3	0.72
4	0.66
5	0.61

Table 1-3 Load coefficient

Operating conditions	$f_w$
Operation at low speed (15 m/min. or less) without impulsive shock from outside	1~1.5
Operation at intermediate speed (60 m/min. or less) without impulsive shock	1.5~2.0
Operation at high speed (over 60 m/min.) with impulsive shock from outside	2.0~3.5

### 3. Basic Static Load Rating

If a slide bush is loaded when it is resting or working at low speed, a permanent elastic deformation is generated on the rolling element and the raceway locally. The deformation prevents smooth running of the bush. To

eliminate this condition, the basic static load rating is determined as a standard of the maximum permissible load for a non-rotating bush.

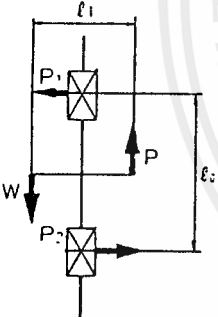
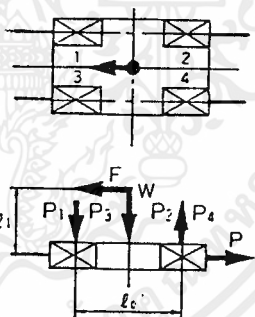
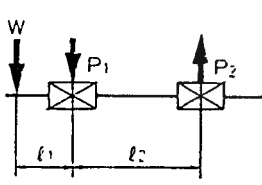
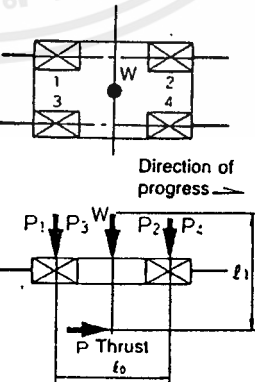
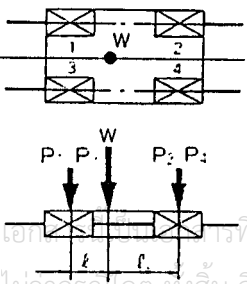
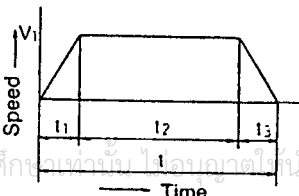
### 4. Example of Calculation for Load and Life

#### • Load calculation

The NB slide bush performs rectilinear reciprocating motion while supporting the object weight. Therefore, the load on the bush varies with the position of the

center of gravity on the object, thrust working position, changing speed by start/stop and acceleration /deceleration. Take these factors in consideration when selecting the bush.

Table 1-4 Example of load calculation

Type	Operating conditions	Type	Operating conditions
1	 $P_1 = P_2 = \frac{l_1}{l_0} W$	4	 $P_1 = P_3 = \frac{l_1}{2 \cdot l_0} F + \frac{W}{4}$ $P_2 = P_4 = \frac{l_1}{2 \cdot l_0} F - \frac{W}{4}$
2	 $P_1 = \frac{l_1 + l_2}{l_2} W$ $P_2 = \frac{l_1}{l_2} W$	5	 <ul style="list-style-type: none"> <li>• On accelerating                     <math display="block">P_1 = P_3 = \frac{1}{4} W \left( 1 + \frac{2V_1 \cdot l_1}{g \cdot t_1 \cdot l_0} \right)</math> <math display="block">P_2 = P_4 = \frac{1}{4} W \left( 1 - \frac{2V_1 \cdot l_1}{g \cdot t_1 \cdot l_0} \right)</math> </li> <li>• On decelerating                     <math display="block">P_1 = P_3 = \frac{1}{4} W \left( 1 - \frac{2V_1 \cdot l_1}{g \cdot t_3 \cdot l_0} \right)</math> <math display="block">P_2 = P_4 = \frac{1}{4} W \left( 1 + \frac{2V_1 \cdot l_1}{g \cdot t_3 \cdot l_0} \right)</math> </li> <li>• In motion at a constant speed                     <math display="block">P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = \frac{1}{4} W</math> </li> </ul>
3	 $P_1 = P_3 = \frac{l_2 W}{(l_1 + l_2) 2}$ $P_2 = P_4 = \frac{l_1 W}{(l_1 + l_2) 2}$		 <p>Gravitational acceleration  <math>g = 9.8 \times 10^3 \text{ mm/sec}^2</math></p>

# SLIDE BUSH

## • Mean effective load at varying bush load

The load acting on a bush changes depending on application, for example, when the bush starts or stops reciprocating motion, while it is operating at a low speed, and according to whether the bush carries work or not. For a fluctuating load, it is important to obtain the mean effective load which assures the life of the variously loaded bush.

- ① For stepped load according to the travelling distance (Fig. 1-4)

Travelling distance  $l_1$  with load  $P_1$   
Travelling distance  $l_2$  with load  $P_2$

Travelling distance  $l_n$  with load  $P_n$

The mean effective load  $P_m$  is obtained from the following equation:

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{1}{l} (P_1^3 l_1 + P_2^3 l_2 + \dots + P_n^3 l_n)}$$

$P_m$ : Mean effective load in fluctuation (kgf)  $l$ : Total travelling distance (m)

- ② For almost linearly varying load (Fig. 1-5)  
The mean effective load  $P_m$  is approximately obtained from the following equation:

$$P_m \doteq \frac{1}{3} (P_{\min} + 2P_{\max})$$

$P_{\min}$ : Minimum value of fluctuating load (kgf)  
 $P_{\max}$ : Maximum value of fluctuating load (kgf)

## • Example of calculation

- ① Rating life  $L$  and rating life in hours  $L_h$  when an NB slide bush is used in the following conditions:  
Bush: SM20 Stroke length: 50 mm  
Number of strokes per minute: 50 opm  
Load per bush: 50 kgf  
Basic dynamic load rating of the bush is 90 kgf from the dimension table.

$$F_L = \frac{P}{C} = \frac{50}{90} = 0.555$$

The rating life  $L$  is about 290 km from Fig. 1-1. From expression (3), the life is:

$$L_h = \frac{L \times 10^3}{2 \times l_s \times n_1 \times 60} = \frac{290 \times 10^3}{2 \times 0.05 \times 50 \times 60} \doteq 966.7 \text{ hr}$$

Note that the accurate rating life  $L$  is obtained from the expression (1) as follows:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \times 50 = \left(\frac{90}{50}\right)^3 \times 50 = 291.6 \text{ km}$$

- ③ When the load draws a sine curve as in (a) or (b) in Fig. 1-6, the mean effective load  $P_m$  is obtained from the following equations:

$$\text{Fig. 1-6 (a)} \quad P_m \doteq 0.65 P_{\max}$$

$$\text{Fig. 1-6 (b)} \quad P_m \doteq 0.75 P_{\max}$$

Fig. 1-4 Stepwise fluctuating load

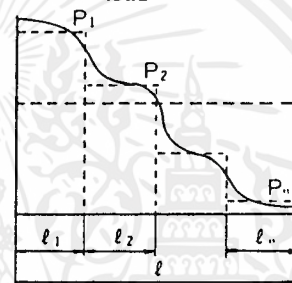


Fig. 1-5 Monotonous fluctuating load

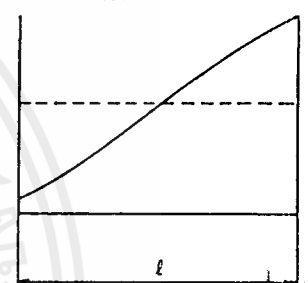
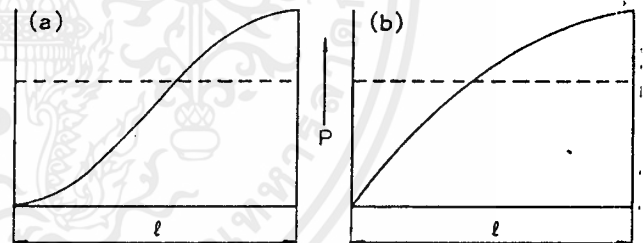


Fig. 1-6 Sine-curve fluctuating load



- ② Selecting the slide bush to satisfy the following conditions:

Number of bushes: 4 Stroke length: 1 m  
Travelling speed: 10 m/min.  
Number of strokes per minute: 5 opm  
Life: 10,000 hr Gross weight: 100 kgf  
From the expression (3), the travelling distance within the life is:

$$L = 2 \times l_s \times n_1 \times 60 \times L_h = 6000 \text{ km}$$

From the expression (2)

$$C = \sqrt[3]{\frac{L}{50}} \cdot \left(\frac{f_w}{f_H \cdot f_T \cdot f_C}\right) \cdot P = 152.2 \text{ kgf}$$

Note that:

$$f_C = 0.81, f_w = f_T = f_H = 1$$

with a pair of shafts each with two bushes. As a result, the NB slide bush satisfying the value of  $C$  from the dimension table is SM35.

# SLIDE BUSH

## 5. Relation between ball circuits and load rating

The **NB** slide bush includes ball circuits that are spaced equally and circumferentially. The load rating varies according to the loaded position on the circumference.

The value in the dimension table indicates the load rating when the load is placed on top of a ball circuit. If the **NB** slide bush is used with two ball circuits loaded uniformly, the value will be greater than that. The following table shows the values by the number of ball circuits in such cases:

Table 1-5

Number of rows	3	4	5	6	8
Row position load ratio					
Row position	 $Q_1 = P_0$	 $Q_1 = P_0$	 $Q_1 = 1.106 P_0$	 $Q_1 = 1.354 P_0$	 $Q_1 = 1.841 P_0$
Row position	 $Q_0 = P_0$	 $Q_0 = 1.414 P_0$	 $Q_0 = 1.618 P_0$	 $Q_0 = 1.732 P_0$	 $Q_0 = 2.052 P_0$
Load ratio	$Q_0/Q_1 = 1$	$Q_0/Q_1 = 1.414$	$Q_0/Q_1 = 1.463$	$Q_0/Q_1 = 1.280$	$Q_0/Q_1 = 1.115$

## Clearance and Fit

When a standard-type **NB** slide bush is used with a shaft, inadequate clearance adjustment may cause early bush failure and/or poor, rough travelling. The clearance adjustable slide bush and open slide bush can be adjusted easily for their clearance when each is assembled with the housing which can control the outside cylinder diameter. However, too much clearance

adjustment increases the deformation of the outside cylinder, to affect its precision and life. Therefore, the appropriate clearances between the **NB** slide bush and shaft housing are required according to the application. Table 1-6 shows recommended fit of the bush:

Table 1-6

Division		Shaft		Housing		
		Normal fit	Transitional fit	Loose fit	Tight fit	
S	M	High class	g 6	h 6	H 7	J 7
S	W	Precision class	g 5	h 5	H 6	J 6
K	B		h 6	j 6	H 7	J 7

# SLIDE BUSH

## Shaft and Housing

To optimize performance of the **NB** slide bush, high precision of the shaft and housing is required.

### 1. Shaft

The rolling balls in the **NB** slide bush are in point-contact with the shaft surface. Therefore, the shaft dimensions, tolerance, surface finish, and hardness greatly affect the travelling performance of the bush. The shaft should be manufactured with due attention to the following points:

- 1) Since the surface finish critically affects smooth rolling of balls, grind the shaft at 1.5 S or better.
- 2) The best hardness of the shaft is H<sub>r</sub>C 60 to 64. Hardness less than H<sub>r</sub>C 60 decreases the life considerably, and hence reduces the permissible load. On the other hand, hardness over H<sub>r</sub>C 64 accelerates ball wear.
- 3) When the shaft is case-hardened, the hardened zone after the finish should be 1 mm or thicker.
- 4) The shaft diameter for the clearance adjustable slide bush and open slide bush should as much as

possible be of the lower value of the inscribed circle diameter in the specification table. Do not set the shaft diameter to the upper value.

- 5) Zero clearance or negative clearance increases the frictional resistance slightly. If the negative clearance is too tight, the deformation of the outside cylinder will become larger, to shorten the bush life. The **NB** slide shaft is an ideal bush slide shaft manufactured in due consideration of dimensional tolerance, surface finish, and hardness. For details, refer to the **NB** catalogue on slide bush shafts.

### 2. Housing

We provide a wide range of housing differing in design, machining, and mounting. For the fitness and shapes of housings, see Table 1-6 and the following section on mounting.

## Mounting

When mounting the **NB** slide bush, verify the position of the circuit's active balls (or the circuit of balls to be loaded in contact with the shaft) to the load, and then position the slide bush so that two ball circuits can be loaded uniformly. (See Fig. 1-7.)

When inserting the slide bush into the housing, do not hit the slide bush on the side ring holding the retainer but apply the cylinder circumference with a proper jig

and push the slide bush into the housing by hand or lightly knock it in. (See Fig. 1-8.) In inserting the shaft after mounting the bush, be careful not to shock the balls. Note that if two shafts are used in parallel, the parallelism is the most important factor to assure the smooth rectilinear movement. Take care in setting the shafts.

Fig. 1-7

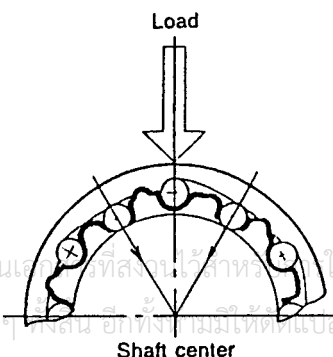
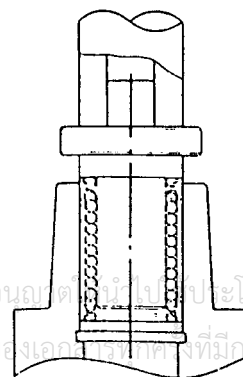


Fig. 1-8



# SLIDE BUSH

## • Examples of mounting

The popular way to mount a slide bush is to operate it with an appropriate interference. It is recommended, however, to make a loose fit in principle because otherwise precision is apt to lower.

The following examples (Figs. 1-9 to 1-13) show assembling of the inserted bush in terms of designing and mounting, for reference.

Fig. 1-9

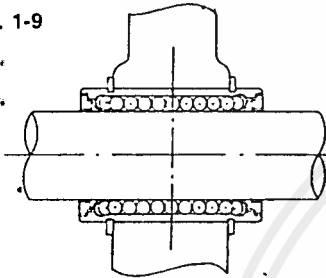


Fig. 1-11

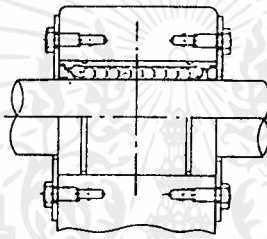


Fig. 1-12

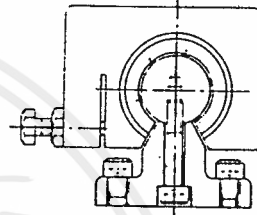


Fig. 1-10

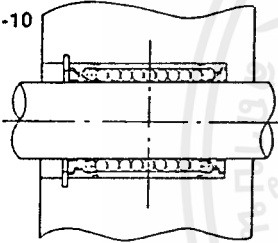


Fig. 1-13

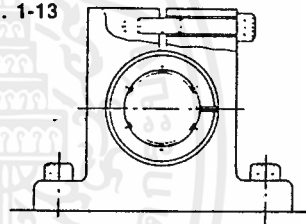


Fig. 1-14

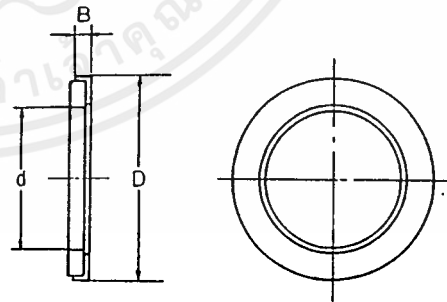
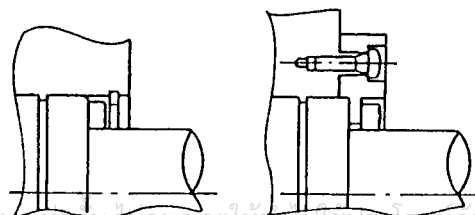


Fig. 1-15



## Felt Seal

The felt seal FLM may help the lubricant used in the NB slide bush to work effectively while at the same time prolong the lubrication intervals.

Felt Seal No.	Boundary dimensions (mm)			Applicable bush
	d	D	B	
FLM 6	6	12	2	SM 6
FLM 8	8	15	2	SM 8
FLM 10	10	19	3	SM 10
FLM 13	13	23	3	SM 13
FLM 16	16	28	4	SM 16
FLM 20	20	32	4	SM 20
FLM 25	25	40	5	SM 25
FLM 30	30	45	5	SM 30
FLM 35	35	52	5	SM 35
FLM 40	40	60	5	SM 40
FLM 50	50	80	10	SM 50
FLM 60	60	90	10	SM 60
FLM 80	80	120	10	SM 80
FLM 100	100	150	10	SM 100

The felt seal does not serve as a stopper. Set the seal as shown in Fig.1-15. ทังสิน อีททงหามมีเหตดแปลงเนือหาและต้องอั้งอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีกรนำไปใช้