



ระบบจำลองของสำหรับแหล่งต้นกำลัง ไฮบริด
SYSTEM MODEL FOR HYBRID POWER SOURCE



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2534

ปีการศึกษา 2534

ระบบจำลองของสำหรับแหล่งต้นกำลังไฮบริด

System Model for Hybrid Power Source

โดย

- | | | |
|-----------------|---------------|---------|
| 1. นาย สง่า | สฎีปกรณ์ชัย | 31.1291 |
| 2. นาย สมบัติ | เส็งจิตตระกูล | 31.1302 |
| 3. นาย สมพร | หน่วยสกุล | 31.1305 |
| 4. นาย สัมฤทธิ์ | จันทกฤษ | 31.1325 |

อาจารย์ที่ปรึกษา



(ดร. มงคล มงคลวงศ์โรจน์)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญานิพนธ์ปีการศึกษา 2534

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง ระบบจำลองสำหรับแหล่งต้นกำลังไฮบริด

ผู้จัดทำ

1. นายสง่า สุทธิปกรณ์ชัย 31.1291

2. นายสมบัติ เสงจิตตระกูล 31.1302

3. นายสมพร หน่าสกล 31.1305

4. นายสิริวัติ จันทอุทัย 31.1325

..... อาจารย์ที่ปรึกษา

(ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

เรื่อง	หน้า
บทคัดย่อ	1
บทที่ 1 บทนำ	3
บทที่ 2 ระบบส่งกำลังแบบไฮดรอลิก	4
บทที่ 3 หลักการคำนวณ	17
บทที่ 4 การทดลองและการวิเคราะห์	26
บทที่ 5 สรุป วิจัยรณและแนวทางพัฒนาในอนาคต	44
ภาคผนวก	46
กิตติกรรมประกาศ	64
เอกสารอ้างอิง	65

สารบัญภาพ

ภาพที่	หน้า
2.1 เปรียบเทียบการทำงานของมอเตอร์ไฮดรอลิกกับ มอเตอร์ไฮดรอลิกแบบเฟืองฟันนอก	5
2.2 ระบบเปิดประกอบด้วยอุปกรณ์ทำงานทิศทางเดียว	7
2.3 ระบบเปิดที่ประกอบด้วยมอเตอร์ทำงานทิศทางเดียว	7
2.4 วงจรเปิดของมอเตอร์ไฮดรอลิกแบบอนุกรม	8
2.5 วงจรเปิดของมอเตอร์ไฮดรอลิกแบบขนาน	8
2.6 วงจรเปิดพื้นฐาน	9
2.7 ระบบวงจรปิด	9
2.8 ENERGY FLOW DIAGRAM	10
2.9 CHARACTERISTIC CURVES FOR TRANSMISSION WITH VARIABLE DISPLACEMENT PUMP AND FIXED DISPLACEMENT MOTOR (CONSTANT TORQUE TRANSMISSION)	11
2.10 CHARACTERISTIC CURVES FOR TRANSMISSION WITH FIXED DISPLACEMENT PUMP AND VARIABLE DISPLACEMENT MOTOR (CONSTANT TORQUE TRANSMISSION)	11
2.11 ตัวสะสมพลังงานชนิด SPRING - LOAD	13
2.12 ตัวสะสมพลังงานชนิด SPRING - LOAD	13
2.13 ตัวสะสมพลังงานชนิด FREE-CONTACT GAS-LOADED	14
2.14 ตัวสะสมพลังงานชนิด PISTON-TYPE GAS-LOAD	15
2.15 ตัวสะสมพลังงานชนิด BAG-TYPE GAS-LOADED	15

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาพที่	หน้า
3.1 การส่งกำลังจากมอเตอร์ไฟฟ้าโดยใช้เฟือง	17
3.2 (a) แสดงมอเตอร์รับโหลดโดยผ่านเฟือง	21
(b) แสดง FREEBODY DIAGRAM	21
3.3 STARTING AND RUNNING FRICTION TORQUE DUE TO PRESSURE IN MOTOR CHAMBERS	24
3.4 PRESSURE DIFFERENCE REQUIRED TO OVERCOME STARTING AND RUNNING FRICTION AT VARIOUS RETURN PRESSURE LEVELS	25
3.5 PRESSURE DIFFERENCE REQUIRED TO RUN MOTOR WITH NO LOAD OR RETURN PRESSURE	25
4.1 แสดงชุดทดลองระบบส่งกำลัง	27
4.2 แสดงการทดลองเพื่อหา TRANSFER FUNCTION ของระบบ	28
4.3 PRESSURE WHEN CHARGING	30
4.4 SPEED WHEN CHARGING	31
4.5 PRESSURE WHEN DISCHARGING	32
4.6 REVOLUTION WHEN DISCHARGING	33
4.7 PRESSURE WHEN CHARGING	37
4.8 SPEED WHEN CHARGING	38
4.9 PRESSURE WHEN DISCHARGING	40
4.10 SPEED DISCHARGING	42
ภาพผนวกที่	
1-1 CAM ERIES ENGINE DYNAMOMETER	47
1-2 CAM-250E, COVER REMOVED	48
1-3 CAM-250E, COVER REMOVED	48
1-4 CHECKING AVAILABLE WATER SUPPLY	50

ภาพผนวกที่	หน้า
1-5 OPTION INTERCONETING	50
1-6 REPRESENTATIVE CAM TEST SETUP	51
1-7 CAM MOUNTING BOLT HOLE LOCATION	
PARTICULARS	52
2-1 CD-2000 DIGITAL READOUT INSTRUMENT	55
2-2 FUNCTION BLOCK DIAGRAM CD-2000 DIGITAL	
DISPLAY SYSTEM	58



ระบบจำลองสำหรับแหล่งต้นกำลังไฮบริด

สง่า สุธีปกรณ์ชัย
สมบัติ เสงจิตระกูล
สมพร หน่วสกุล
สัณฐิติ จันทอัฐ
อาจารย์ที่ปรึกษา ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์
ปีการศึกษา 2534

บทคัดย่อ

โครงการนี้เป็นการศึกษาเกี่ยวกับการตัดแปลงอุปกรณ์ไฮดรอลิก เพื่อมาใช้ร่วมกับแหล่งต้นกำลัง เช่น เครื่องยนต์ มอเตอร์ไฟฟ้า เพื่อทำให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น และเป็นการประหยัดพลังงานให้แก่แหล่งต้นกำลัง โดยการเก็บพลังงานที่สูญเสียไปโดยเปล่าประโยชน์ของแหล่งต้นกำลังไว้ที่ตัวสะสมพลังงานในขณะที่แหล่งต้นกำลังเดินเบา ไม่ได้ใช้งาน นำมาเก็บในรูปของความดันน้ำมันไฮดรอลิกไว้ที่ตัวสะสมพลังงานแทนที่จะปล่อยให้สูญเสียไป แล้วจึงนำมาใช้กับแหล่งต้นกำลังสองตัวร่วมกันเพื่อให้ได้กำลังมากขึ้น และทำการหาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบ เปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

SYSTEM MODEL FOR HYBRID POWER SOURCE

SA-NGA SUTEEPAKORNCHAI

SOMBAT HAENGJITTRAKUN

SOMPORN NUAYSKUL

SANTHITI CHANTHAU-THAI

ADVISOR

Dr. MONGKOL MONGKOLVONGROAG

Abstract

This project deals with the application of hydraulic devices for using with the Hybrid Power Source such as engine and electric motor in order to get more efficiency and economize energy. When the Hybrid Power Sources operate with no load, mechanical energy will be accumulated in the form of hydraulic pressure. The accumulated energy will be used later with the Hybrid Power Source. The study included the mathematical model of the system. The result from the mathematical model are compared with the experimental result.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

ในปัจจุบันเทคโนโลยีทางด้านยานพาหนะได้รับการพัฒนาสูงขึ้นในทุกๆด้าน ได้มีการพัฒนาทั้งทางด้านระบบต้นกำลัง ระบบส่งกำลังและแม้กระทั่งระบบเชื้อเพลิง ซึ่งมีเป้าหมายที่จะให้ได้ประสิทธิภาพสูงสุดของระบบมาใช้งาน ในขณะที่ความสิ้นเปลืองพลังงานและผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมน้อยลง

แต่นอกจากการพัฒนาให้เครื่องยนต์มีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นแล้ว อีกสิ่งหนึ่งที่น่าจะคำนึงถึงคือ การที่ยานพาหนะนั้นๆได้สูญเสียพลังงานส่วนหนึ่งไปโดยเปล่าประโยชน์ในระหว่างการใช้งาน เช่น ในขณะที่รถยนต์ประสบกับภาวะการจราจรติดขัดบนท้องถนน ซึ่งเครื่องยนต์ยังคงทำงานอยู่พลังงานส่วนนี้จะสูญเสียไปโดยไม่ได้ถูกนำไปใช้งาน หรือในขณะที่เราเหยียบเบรกเมื่อรถยนต์กำลังแล่นอยู่ พลังงานของเครื่องยนต์ส่วนหนึ่งก็จะสูญเสียไปโดยเปล่าประโยชน์เช่นกัน ระบบเก็บสะสมพลังงานโดยใช้ระบบไฮโดรลิก จึงได้ถูกทดลองสร้างและพัฒนาขึ้นมาเพื่อจุดประสงค์ที่จะเก็บพลังงานที่สูญเสียไปโดยเปล่าประโยชน์นั้น เข้าไว้ในรูปของของเหลวภายใต้แรงดันน้ำมันไฮโดรลิก เพื่อที่จะสามารถนำพลังงานนี้กลับมาใช้ได้อีกในสภาวะปกติซึ่งเป็นการลดการสิ้นเปลืองพลังงานลงได้

สำหรับโครงการนี้ เราได้จัดทำและทดลองต้นแบบของการทำงานของระบบเก็บพลังงานโดย การใช้มอเตอร์ไฟฟ้า เป็นแหล่งต้นกำลัง และได้ทดลองหาประสิทธิภาพของระบบรวมความเร็วรอบ ของระบบเมื่อมีการนำพลังงานที่เก็บสะสมไว้มาใช้

บทที่ 2

ระบบส่งกำลังแบบไฮดรอลิก

เราจะพิจารณาโดยอาศัยของไหลโดยการใช้ปั๊มประเภทคูด-อัด (positive displacement pumps) และมอเตอร์ไฮดรอลิก โดยที่ความเร็วรอบของเพลลาของปั๊มประเภทคูด-อัดจะสัมพันธ์กับปริมาตรของของไหลที่ถูกส่งออกไปและความเร็วรอบของเพลลาของมอเตอร์ไฮดรอลิก จะสัมพันธ์กับปริมาตรของไหลที่รับ ปั๊มจะถูกขับโดยแหล่งต้นกำลัง เช่นมอเตอร์ไฟฟ้าหรือเครื่องยนต์ดีเซล พลังงานจากแหล่งต้นกำลังที่ส่งไปสู่มอเตอร์จะถูกแปลงให้อยู่ในรูปของความดันสูงซึ่งเป็นพลังงานรูปหนึ่งของของไหล พลังงานในรูปของความดันสูงนี้จะถูกส่งไปตามท่อทาง และจะถูกเปลี่ยนเป็นพลังงานในรูปของการหมุนที่มอเตอร์ไฮดรอลิก ระบบส่งกำลังแบบไฮดรอลิก แบบสมบูรณ์จะรวมว่าด้วยความคุมต่างๆไว้ด้วย ซึ่งว่าด้วยความคุมจะใช้สำหรับควบคุมการทำงานของอุปกรณ์ต่างๆดังนี้

1. ควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก
2. ควบคุมทิศทางของการหมุนของมอเตอร์ไฮดรอลิก
3. ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฮดรอลิก
4. ควบคุมการทำงานของอุปกรณ์ต่างๆให้เริ่มหรือหยุดการทำงาน
5. ควบคุมลักษณะการไหลของของไหลที่ถูกส่งออกจากปั๊ม

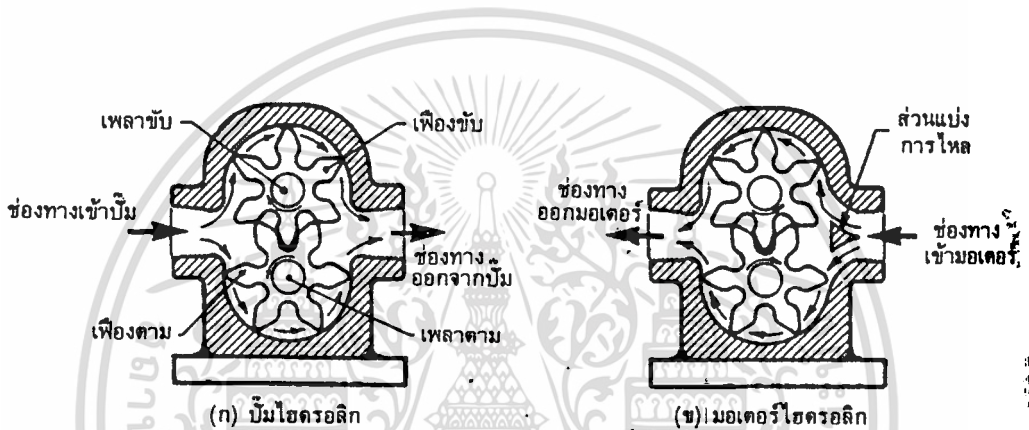
มอเตอร์ไฮดรอลิก (Hydraulic Motors)

มอเตอร์ไฮดรอลิกเป็นอุปกรณ์การทำงานที่รับน้ำมันไฮดรอลิก ที่ส่งออกมาจากปั๊มไฮดรอลิก และว่าด้วยความคุมต่างๆ เพื่อทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานไฮดรอลิกให้เป็นพลังงานกล โดยมีลักษณะการทำงานในแนวหมุน ทำให้ได้แรงบิด (Torque) ที่เพลลาของมอเตอร์ไฮดรอลิกหมุนขับโหลดให้ทำงานตามที่เรากำลังต้องการ โดยความดันของน้ำมันที่เกิดขึ้นที่มอเตอร์

ไฮดรอลิกเป็นตัวชี้ถึงแรงบิดของมอเตอร์ อัตราไหลที่ป้อนเข้าสู่มอเตอร์ไฮดรอลิกและไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริมาตรของมอเตอร์ก็จะเป็นตัวกำหนดความเร็วรอบของเพลามอเตอร์

โครงสร้างโคซทั่วไปของมอเตอร์และปั๊มไฮดรอลิกจะมีลักษณะคล้ายคลึงกัน ในบางตัวอาจจะเหมือนกัน ดังนั้นมอเตอร์และปั๊มไฮดรอลิกที่ผลิตจากโรงงานเดียวกันจะประกอบด้วยชิ้นส่วนและอุปกรณ์ที่เหมือนกันและสามารถนำมาสับเปลี่ยนกันได้ แต่ลักษณะการทำงานของมอเตอร์จะแตกต่างจากปั๊มกล่าวคือ ปั๊มทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานกลให้พลังงานของของไหล แล้วส่งน้ำมันไปยังมอเตอร์ เพื่อให้มอเตอร์ทำงาน ส่วนมอเตอร์จะทำงานตรงข้ามกับปั๊มคือ รับน้ำมันที่ส่งมาจากปั๊มแล้วเปลี่ยนพลังงานของของไหลเป็นพลังงานกลโดยเพลามอเตอร์จะหมุนดังรูปที่ 2.1



รูปที่ 2.1 เปรียบเทียบการทำงานของปั๊มไฮดรอลิกกับมอเตอร์ไฮดรอลิกแบบเฟืองฟันนอก

จากรูปแสดงทิศทางการทำงานของปั๊มและมอเตอร์ซึ่งเป็นทางตรงกันข้าม ความแตกต่างที่สำคัญคือ ปั๊มมักจะถูกจำกัดทิศทางการหมุนให้ไปในทิศทางใดทิศทางหนึ่งเท่านั้น เพราะช่องทางดูดและช่องทางส่งออกจะทนต่อความดันได้ไม่เท่ากันส่วนมากจะมีขนาดช่องต่อที่ต่างกันด้วย แต่มอเตอร์ไฮดรอลิกจะมีทั้งชนิดที่หมุนได้ 2 ทิศทางและทิศทางเดียว ช่องทางเข้าและออกของมอเตอร์จะมีขนาดเท่ากันและทนต่อความดันได้เท่ากัน ถึงแม้ว่ามอเตอร์จะเป็นชนิดที่หมุนได้ทิศทางเดียว แต่ก็สามารถที่จะรับความดันที่แตกต่างกันมากบริเวณช่องทางออกและเข้าในช่วงที่มอเตอร์จะหยุดการหมุน ดังนั้นถ้าต้องการนำปั๊มมาใช้งานแทนมอเตอร์จึงต้องมีการปรับสภาพในปั๊มเสียก่อน

ในขณะที่มอเตอร์ไฮดรอลิกรับโหลด (Load) จะต้องมีแรงบิดเริ่มต้นมาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารของบริษัทเอกชนที่จัดทำขึ้นเพื่อใช้ในการอ้างอิงเท่านั้น ไม่สามารถนำเอกสารนี้ไปเผยแพร่หรือใช้เพื่อวัตถุประสงค์อื่นใดโดยไม่ได้รับอนุญาตจากบริษัทฯ

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มอเตอร์กับโหลด

เนื่องจากการสูญเสียพลังงานในปั๊มและในระบบจะมีผลต่อการทำงานของมอเตอร์ ดังนั้นเพื่อให้ปั๊มสามารถจ่ายน้ำมันให้แก่มอเตอร์ได้อย่างเพียงพอ ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของปั๊มจึงมักจะสูงกว่าประสิทธิภาพเชิงกล ในขณะที่ประสิทธิภาพเชิงกล และประสิทธิภาพรวมของมอเตอร์จะสูงกว่าปั๊ม

วาล์วควบคุม

วาล์วเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ควบคุมการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกในท่อภายใต้ความดันให้ เป็นไปตามสภาพงานที่ต้องการทำงานด้วยวงจรไฮดรอลิก เช่นใช้ควบคุมอุปกรณ์ทำงานให้ทำงานหรือหยุดการทำงาน , หรือควบคุมการเคลื่อนที่หรือการหมุนของอุปกรณ์ทำงานโดยการควบคุมการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก , หรือให้วงจรทำงานได้ตามสภาพงานด้วยการควบคุมความดัน

วาล์วควบคุมชนิดต่างๆที่ใช้งานในระบบไฮดรอลิกมี

1. วาล์วควบคุมทิศทาง (Direction Control valves)
2. วาล์วควบคุมความดัน (Pressure Control valves)
3. วาล์วควบคุมอัตราการไหล (Flow Control valves)

รูปแบบของการขับเคลื่อนไฮดรอลิก

1. ปั๊มและมอเตอร์ปรับไม่ได้ (Pump with a control output driving a motor having a fixed displacement per revolution) ซึ่งจะส่งผลให้มีการขับเคลื่อน 1:1 ถ้า displacement ต่อรอบของปั๊มและมอเตอร์เท่ากัน

2. ปั๊มปรับค่าไม่ได้ (Pump with constant output driving a motor with variable displacement per revolution) ระบบนี้ให้อัตราการขับเคลื่อนที่ค่าของมอเตอร์ที่ได้ตั้งไว้ เพื่อลด displacement ต่อรอบของมอเตอร์ ความเร็วรอบของมอเตอร์จะเพิ่ม

ขึ้นในขณะที่จะต้องลดแรงบิด

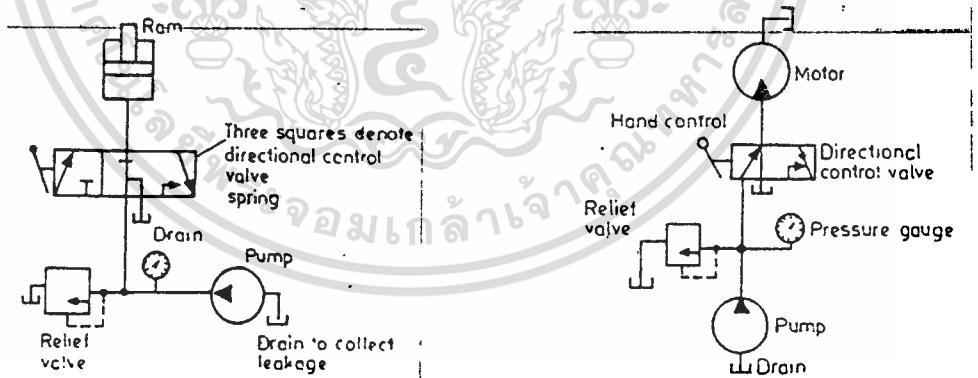
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สแกนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
3. ปั๊มปรับค่าได้และมอเตอร์ปรับค่าไม่ได้ (Pumps with varying output)
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

driving a motor with fixed displacement per revolution) ระบบนี้จะให้แรงบิด ที่คงที่สำหรับความเร็วรอบค่าหนึ่ง

4. ปั๊มปรับค่าได้และมอเตอร์ปรับค่าได้ (Pump with varying output driving a motor with variable displacement per revolution) ระบบนี้สามารถให้ทั้งกำลังม้าที่คงที่และแรงบิดที่คงที่ ช่วงกว้างของความเร็วรอบสามารถให้ความเร็วรอบของมอเตอร์ที่มากที่สุด โดยที่ปั๊มทำงานเต็มที่ และ displacement ค่อยรอบของมอเตอร์ที่น้อยที่สุด หรือให้ความเร็วรอบของมอเตอร์น้อยที่สุดในทางกลับกัน ค่าแรงบิดจะแปรผกผันกับความเร็วรอบ

ระบบพื้นฐานของการส่งกำลังแบบไฮดรอลิก

รูปข้างล่างแสดงถึงระบบอย่างง่ายที่สุด ของการส่งกำลังแบบไฮดรอลิกโดยใช้กระบอกสูบไฮดรอลิกและมอเตอร์ไฮดรอลิกทางเดียว วาล์ว 3\2 จำเป็นสำหรับระบบที่ใช้กระบอกสูบ เพื่อให้กระบอกสูบอยู่ที่ตำแหน่งที่ต้องการสำหรับจุดกลางของวาล์ว วาล์ว 2\2 ในระบบที่ใช้สำหรับมอเตอร์ใช้ เหมือนกับสวิตช์ เปิดหรือปิดการหมุนของมอเตอร์

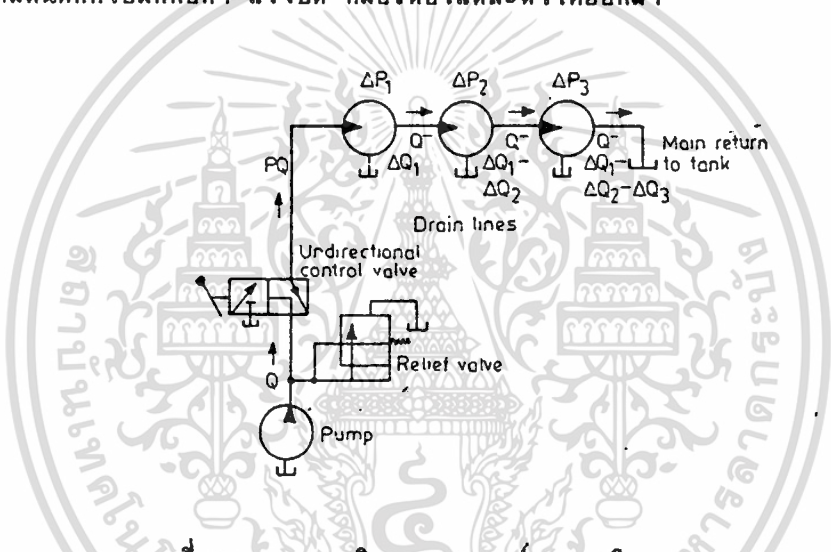


รูปที่ 2.2 ระบบเปิดที่ประกอบด้วยอุปกรณ์ทำงานทิศทางเดียว

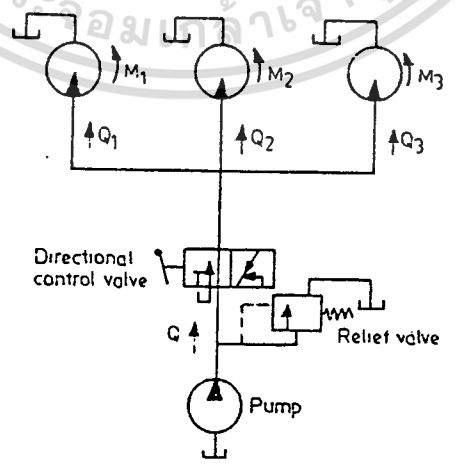
รูปที่ 2.3 ระบบเปิดที่ประกอบด้วยมอเตอร์ทำงานทิศทางเดียว

Multimotor Open-Circuit System

มอเตอร์ไฮดรอลิกสามารถต่อกันได้ทั้งแบบอนุกรมหรือขนาน มอเตอร์ที่ต่อกันแบบ
 อนุกรมความเร็วรอบของการหมุน จะขึ้นอยู่กับผลของปั๊มที่มีต่อมอเตอร์แต่ละตัว และค่า
 displacement ต่อรอบที่คาดหวัง ดังนั้นในการต่อกันแบบอนุกรม ของมอเตอร์ที่มีค่า
 displacement ต่อรอบเท่ากัน ความเร็วรอบจะลดลงตามลำดับของมอเตอร์ที่มาต่อกัน
 ความดันสูงสุดที่ทางออกของปั๊มจะเท่ากับ ผลรวมของความดันตกคร่อมที่มอเตอร์รวมกับความดัน
 สูญเสียความดันตกคร่อมก็คือค่า แรงบิด ที่มอเตอร์แต่ละตัวให้ออกมา



รูปที่ 2.4 วงจรเปิดของมอเตอร์ไฮดรอลิกแบบอนุกรม



รูปที่ 2.5 วงจรเปิดของมอเตอร์ไฮดรอลิกแบบขนาน

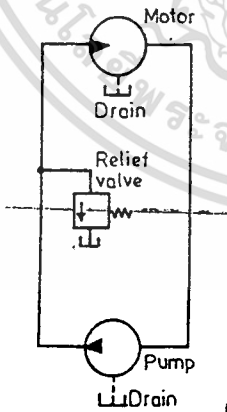
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



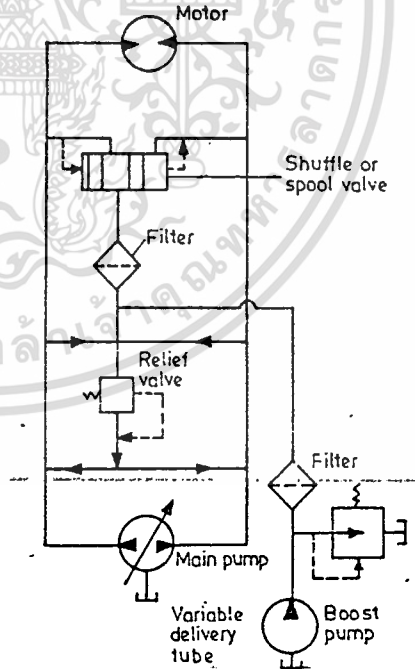
ในการต่อแบบขนานโดยการใช้ displacement ต่อรอบเท่ากัน จะมีประโยชน์มากต่อการขับเคลื่อนมอเตอร์ ที่ต้องการค่าแรงบิดน้อย จะหมุนเร็วกว่ามอเตอร์ตัวอื่น จนกระทั่งค่าทอร์คที่ต้องการของมอเตอร์แต่ละตัวเท่ากันซึ่งก็จะทำให้อัตราการไหล ที่ผ่านมอเตอร์แต่ละตัวเท่ากันอีก อัตราการไหลที่ออกจากปั๊มในการต่อขนาน จะหาได้โดยผลรวมของค่า displacement ต่อรอบของมอเตอร์แต่ละตัวที่ความเร็วรอบสูงสุด

Close Circuit System

ในระบบปิด ปั๊มและมอเตอร์จะต่อกันโดยไม่ต้องมีวาล์วควบคุมทิศทาง ในการต่อแบบนี้มอเตอร์จะทำงานทันทีที่ปั๊มเริ่มเดิน วาล์วปลดความดันจะทำหน้าที่เมื่อความดันที่ให้กับมอเตอร์มากเกินไปซึ่งการต่อแบบนี้จะทำให้ไม่เกิดการย้อนกลับ แต่อย่างไรก็ตาม ถ้าปั๊มเป็นแบบ axial หรือ radial-piston การไหลก็จะสามารถไหลย้อนกลับได้ ปั๊มนอกจากจะใช้ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ แล้วยังใช้ควบคุมอัตราการหมุนของมอเตอร์ด้วย



รูปที่ 2.6 วงจรปิดพื้นฐาน



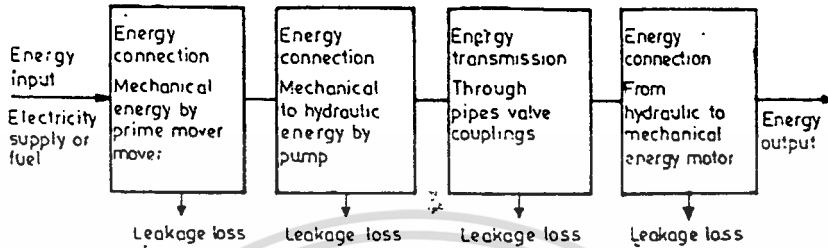
รูปที่ 2.7 ระบบวงจรปิด

ความแตกต่างของ open-circuit transmission กับ close circuit

transmission คือใน open circuit transmission ของไหลออกจากมอเตอร์ ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แล้วกลับเข้าสู่ถังน้ำมัน (oil reservoir) แต่ในระบบ close circuit transmission ของไหลทั้งหมดที่ออกจาก มอเตอร์ จะเข้าสู่ท่อคูดของปั๊ม

สมการของปั๊มและมอเตอร์



รูปที่ 2.8 Energy Flow Diagram

ให้ D_p และ D_m เป็นค่า displacement ต่อรอบของปั๊ม และมอเตอร์ตามลำดับ ฉะนั้นปริมาตรการรับและส่งน้ำมันของ มอเตอร์และปั๊มจะได้

Pump

$$Q_p = D_p \cdot N_p$$

Motor

$$Q_m = D_m \cdot N_m$$

$$N_m = \frac{Q_p}{D_m}$$

เมื่อ N_p และ N_m คือความเร็วรอบต่อนาทีของปั๊ม และมอเตอร์ตามลำดับ เมื่อไม่คิดค่าความสูญเสียต่างๆ งานที่ใช้ในการหมุนของมอเตอร์ไฮดรอลิกคือ

งาน = โทเมนตบิต * มุมที่หมุนไป

= displacement ของมอเตอร์ * ความดัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ที่ตกคร่อม มอเตอร์ ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

งานที่ได้ของภาวหมุนต่อรอบคือ

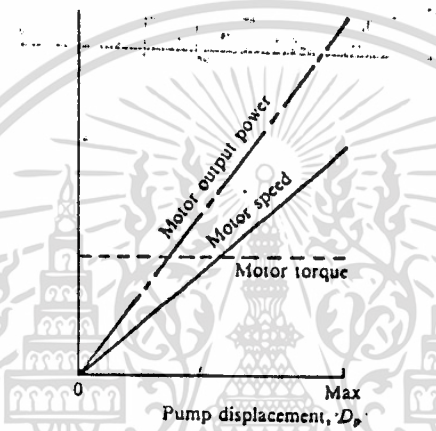
$$T_m * 2\pi = D_m * P_m$$

เมื่อ T_m = แรงบิดของมอเตอร์ไฮดรอลิก และ

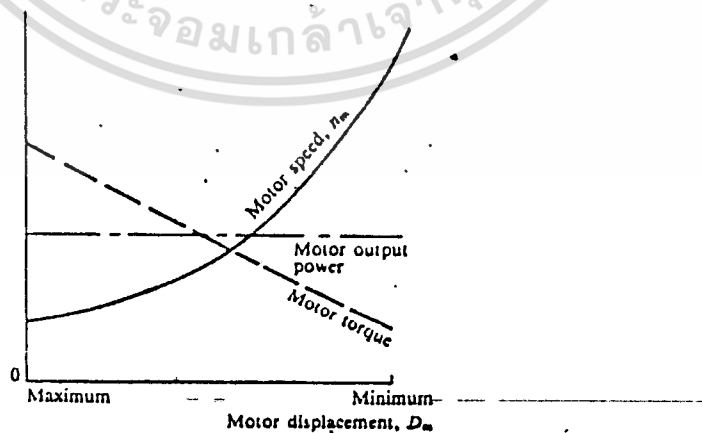
P_m = ความดันที่ตกคร่อมของมอเตอร์

ฉะนั้น งานทั้งหมดที่ได้

$$T_m * N_m = D_m P_m N_m / 2\pi$$



รูปที่ 2.9 Characteristic curves for transmission with variable displacement pump and fixed displacement motor (constant torque transmission)



รูปที่ 2.10 Characteristic curves for transmission with fixed displacement pump and variable displacement motor (constant power transmission)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า (constant power transmission) ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวสะสมพลังงาน (Accumulator)

ตัวสะสมพลังงานจะเก็บสะสมพลังงานในรูปของของไหลที่อยู่ภายใต้แรงดัน และจะปล่อยออกมาเมื่อระบบต้องการ ความสามารถของตัวสะสมพลังงาน ในการที่จะเก็บพลังงานส่วนเกินและจ่ายออกมาเมื่อระบบต้องการนี้ เป็นสิ่งจำเป็นให้ระบบไฮดรอลิกมีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น

ตัวสะสมพลังงานได้ถูกนำไปใช้อย่างกว้างขวาง ดังตัวอย่างในตาราง

ตาราง 1 การใช้งาน ตัวสะสมพลังงาน

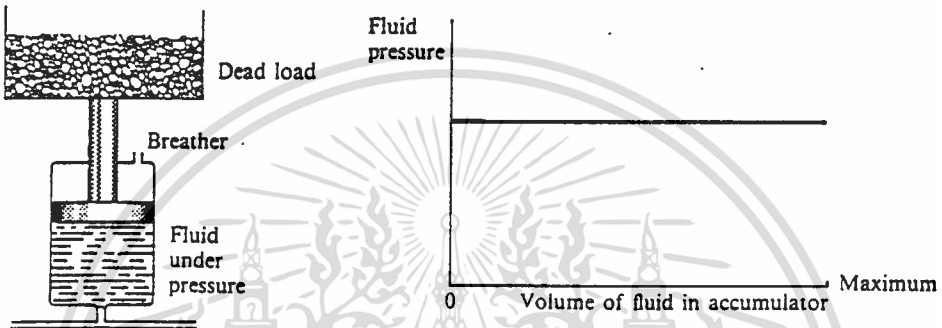
ความต้องการการใช้งาน	ข้อจำกัดของปั๊ม	นำไปใช้
มีอัตราการไหลมากเป็นพักๆ ระบบเดือนกึ่ง การรั่วไหล วัดการไหลได้น้อยมาก ใช้ระยะเวลาสั้นๆ จำกัดความดันสูงสุด	ความจุน้อย อาจไม่ใช้ บางครั้งอาจปิดไม่มีภาระ ไม่มี PUMP ไม่มี PUMP จ่ายความดันเมื่อการไหล ถูก block	ค่อยๆเก็บ ปล่อยออกเร็ว ปล่อยพลังงานช่วงฉุกเฉิน คอยรองรับความดันที่เปลี่ยน จ่ายน้ำมันเต็มเป็นช่วงๆ เป็นถังเก็บ, จ่ายจนหมด ใช้ absorb ความดันที่เพิ่ม ขึ้น
ไม่มีการไหลเป็นห้วงๆ การเปลี่ยนแปลงเล็กน้อยใน ปริมาตร	ความเร็วต่ำ ระบบปริมาตรคงที่	pulse damper expension chamber

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชนิดของตัวสะสมพลังงาน

ตัวสะสมพลังงานชนิด Dead-load

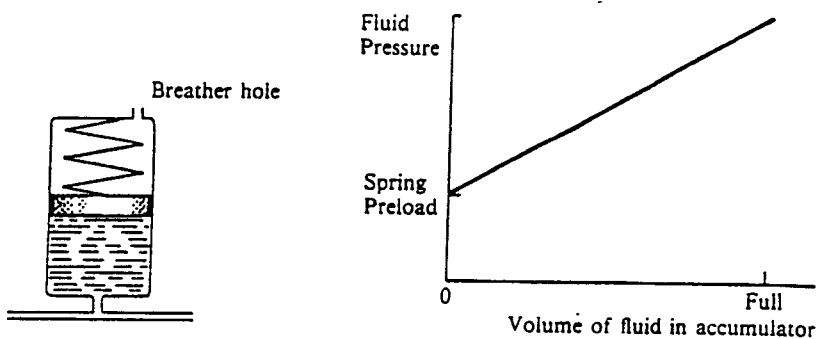
ประกอบด้วยทรงกระบอกแบบ single action ซึ่งความดันใช้งานจะเพิ่มขึ้นตาม load



รูปที่ 2.11 ตัวสะสมพลังงานชนิด Dead-load

ตัวสะสมพลังงานชนิด Spring-load

ประกอบด้วยสปริง load เคลื่อนที่ในทรงกระบอกลักษณะทางภาพของสปริง ถูกจำกัดด้วย stroke ของลูกสูบ



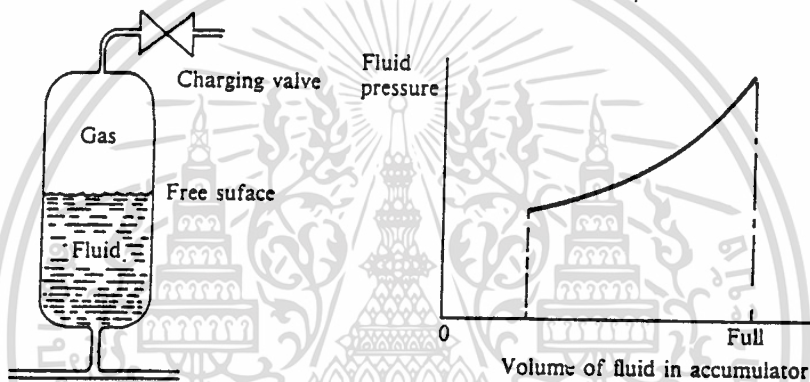
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ประโยชน์ด้านการค้า
รูปที่ 2.12 ตัวสะสมพลังงานชนิด Spring-load
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวสะสมพลังงานชนิด Gas - load

ใช้แก๊สเป็นตัวสะสมแรงดัน ปกติจะใช้ไนโตรเจนแต่บางครั้งจะเป็นอากาศแบ่งออกเป็น

- ใช้แก๊ส สัมผัสกับของไหล
- มีแผ่น membrane กั้นระหว่างชั้นของไหลและแก๊ส

ตัวสะสมพลังงานชนิด Free - contact gas load



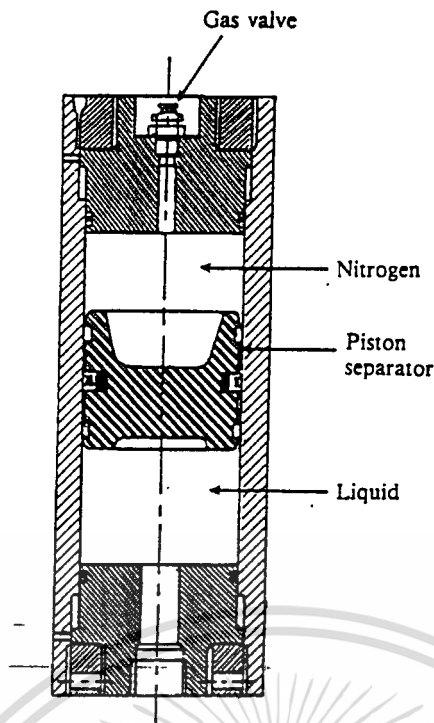
รูปที่ 2.13 ตัวสะสมพลังงานชนิด Free-contact gas-loaded

ประกอบด้วยทรงกระบอกบรรจุของไหลข้างล่าง และส่วนบนเป็นแก๊สวางตามแนวตั้ง ขณะแก๊สชาร์จเข้าไปสัมผัสกับ น้ำมันไฮดรอลิก จะปรากฏแก๊สเข้าไปอยู่ในช่องเหลว ซึ่งจะถูกจำกัดโดยความเร็วของ ไฮดรอลิก เข้าและออกจาก ตัวสะสมพลังงาน เพื่อไม่ให้เกิดการบั่นป่วนเกินไป ตัวสะสมพลังงานจะต้องไม่ถูก discharge จนหมด เพราะแก๊สจะไหลไปตาม ระบบไฮดรอลิก ได้ float หรือระดับสามารถใช้ monitor ควบคุมได้

ตัวสะสมพลังงานชนิด Piston-type gas-load

คล้ายกับ free-contact ยกเว้นตรง "free" piston ซึ่งแยกแก๊สและของเหลว

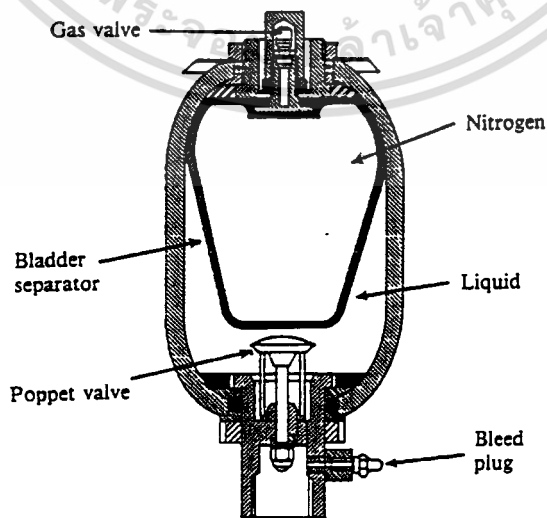
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.14 ตัวสะสมพลังงานชนิด Piston-type gas-load

ถึงแม้จะสามารถใช้ในแนวเอียงได้ แต่จะได้ผลมากเมื่อใช้แนวตั้ง การ charge และ discharge จะมีแรงเฉื่อยของลูกสูบคอยจำกัด

ตัวสะสมพลังงานชนิด Bag-type gas-load จะแยกแก๊สและของเหลวออกจากกันโดย flexible membrane ในรูปของกระเป๋าและdiaphragm



Fawcett-Christie Hydraulics Ltd

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับใช้เฉพาะที่งานวิจัยเท่านั้น ไม่อนุญาตให้ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 รูปที่ 2.15 ตัวสะสมพลังงานชนิด Bag-type gas loaded
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Fast-response speeds เป็นผลจาก low inertia ,ตัวสะสมพลังงาน แบบนี้มีราคา
ถูกกว่า piston type แต่อาจเกิดการแตกได้ในขณะบรรจุ แก๊ส ซึ่งป้องกันโดยมีวาล์วตรง
ส่วนหัวไว้ป้องกันอันตราย



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

หลักการคำนวณ

ในระบบส่งกำลังโดยตรงจากมอเตอร์ไฟฟ้าไปยังเพลาคู่กับเครื่องวัด

DYNAMOMETER โดยการใช้เฟืองเป็นตัวส่งกำลัง สามารถที่จะเขียนสมการทางคณิตศาสตร์ สำหรับการส่งกำลังได้ดังนี้

N_1 = จำนวนฟันของเฟืองขับ

N_2 = จำนวนฟันของเฟืองตาม

G = อัตราทดของเฟือง = N_1/N_2

J_1 = MASS MOMENT OF INERTIA ของเฟืองขับ = $(M_1 R_1^2)/2$

J_2 = MASS MOMENT OF INERTIA ของเฟืองตาม = $(M_2 R_2^2)/2$

M_1 = มวลของเฟืองขับ

M_2 = มวลของเฟืองตาม

R_1 = รัศมีของเฟืองขับ

R_2 = รัศมีของเฟืองตาม

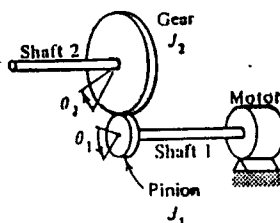
KE = KINETIC ENERGY

θ_1 = มุมที่เปลี่ยนไปของเฟืองขับ

θ_2 = มุมที่เปลี่ยนไปของเฟืองตาม

ω_1 = $\Delta\theta_1/\Delta t$ เมื่อ t = เวลา

ω_2 = $\Delta\theta_2/\Delta t$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
รูปที่ 3.1 รูปแสดงการส่งกำลังของมอเตอร์ไฟฟ้าโดยใช้เฟือง
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$KE = (1/2)J_1(\omega_1)^2 + (1/2)J_2(\omega_2)^2$$

จากแบบจำลองที่สร้างขึ้นมา อัตราทดเฟือง = 1:1

$$\text{ดังนั้น } \omega_1 = \omega_2 = \omega$$

$$\text{ได้ } KE = (1/2)\omega^2(J_1 + J_2) = (1/2)\omega^2 J$$

$$J = J_1 + J_2$$

$$\omega = (2\pi f)/60$$

$$f = \text{ความเร็วรอบ (Hz) หรือ rpm}$$

$$POWER = (2\pi\omega f T)/60 = (T\omega)$$

$$T = \text{ทอร์คหรือแรงบิดของโหลด (N.m)}$$

จากกฎทรงพลังงาน

$$\Delta Q - \Delta W = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE$$

$$\Delta Q = \text{การเปลี่ยนแปลงของความร้อนในระบบ ในที่นี้ให้} = 0$$

$$\Delta U = \text{การเปลี่ยนแปลงของพลังงานภายในในระบบ} = 0$$

$$\Delta PE = \text{การเปลี่ยนแปลงของพลังงานศักย์ในระบบ} = 0$$

$$\text{ดังนั้น } -\Delta W = \Delta KE$$

$$\Delta KE = \text{งานที่ได้รับจากระบบ} - \text{งานที่ให้ระบบ} \quad (3.1)$$

จาก (3.1) งานที่ให้ระบบ ในที่นี้คือ งานจากมอเตอร์ไฟฟ้า (W)

ซึ่งถือว่าคงที่ตลอด หาได้จากรายละเอียดของเครื่อง

งานที่ได้รับจากระบบคือ ค่าแรงบิดของโหลดหรือคือทอร์ค (T)

ซึ่งค่าทอร์คของระบบได้จากค่าที่อ่านได้จาก DYNAMOMETER

ที่จุดใด ๆ ของการทดลอง จาก (3.1) จะได้

$$\text{งานที่ให้ระบบ} = \text{ค่าแรงบิดของโหลด} + KE$$

$$W = T + KE$$

$$W = T + (1/2)\omega^2 J$$

$$= T + (1/2)J*(2\pi f)/60$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= T + (J*\pi*f)/60 \quad (3.2)$$

ค่าของ J ให้หาจากการเดินมอเตอร์ไฟฟ้าตัวเดียวโดยไม่มีโหลดกระทำซึ่งจะทำให้ได้ความเร็วรอบตามรายละเอียดของเครื่อง

ถ้าการส่งกำลังโดยตรงจาก ACCUMULATOR ไปยังเพลาคู่กับเครื่องวัด DYNAMOMETER โดยใช้สายพานเป็นตัวส่งกำลังโดย KINETIC ENERGY ของการหมุนของเพลาลูกจากการส่งกำลังของ ACCUMULATOR จะได้

$$KE_{ACC} = (1/2)J_{acc}(\omega_1)^2 + (\omega_2)^2$$

$$J_{acc} = J_1 + G^2 J_2$$

ถ้าอัตราทด = 1:1

จะได้ $KE_{ACC} = (1/2)J_{acc}^2$

สมมติ GAS ใน ACCUMULATOR ซึ่งคือ NITROGEN เหมือนเป็น IDEAL GAS ขบวนการใน ACCUMULATOR เป็น POLYTROPIC

$$PV^n = \text{constant} = P_1 V_1^n = P_2 V_2^n$$

สามารถเขียนความสัมพันธ์ในรูปอื่นได้คือ

$$(P_2/P_1) = (V_1/V_2)^n$$

$$(T_2/T_1) = (P_2/P_1)^{(\gamma-1)/\gamma} = (V_1/V_2)^{\gamma-1}$$

งานที่ได้จากระบบ

$${}_1W_2 = \int_1^2 P dV \quad \text{แต่ } PV^n = \text{constant}$$

$${}_1W_2 = \int_1^2 P dV = \text{constant} \int_1^2 (dV/V^n)$$

$$= (P_2 V_2 - P_1 V_1) / (1-n) \tag{3.3}$$

$$= \{nR(T_2 - T_1)\} / (1-n)$$

การบรรจุน้ำมันในตัวสะสมพลังงาน (ACCUMULATOR CHARGING) ให้เป็นแบบ ISOTHERMAL COMPRESSION

การนำน้ำมันไฮดรอลิกในตัวสะสมพลังงานไปใช้ (ACCUMULATOR DISCHARGING)

ให้เป็นแบบ ISENTROPIC - - -

ค่าต่าง ๆ ใน ACCUMULATOR

V_p = GAS PRECHARGE VOLUME

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 V_{LP} = GAS VOLUME AT LOWEST OPERATING PRESSURE
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

V_{HP} = GAS VOLUME AT HIGHEST OPERATING PRESSURE

P_p = PRECHARGE PRESSURE

P_{LP} = LOWEST SYSTEM OPERATING PRESSURE

P_{HP} = HIGHEST SYSTEM OPERATING PRESSURE

โดยทั่วไปแล้ว ACCUMULATOR จะให้ $P_p = 0.9P_{LP}$ และ $P_{HP} \leq 3P_{LP}$

ดังนั้น จาก (3.3) เราจะได้งานจาก ACCUMULATOR ตอน DISCHARGE ซึ่งเป็นงานที่เรานำไปใช้งาน

$$W_{ACC} = (P_{HP} V_{HP} - P_{LP} V_{LP}) / (1-n)$$

ให้ $n = 1.4$

ได้ $W_{ACC} = KE_{ACC} = (1/2) J^2 J_{sa}$

สำหรับแบบจำลองที่สร้างขึ้นมา โดยไม่คิดค่าความสูญเสียต่าง ๆ คือให้มีประสิทธิภาพ

100 %

สำหรับการขับด้วยมอเตอร์ไฟฟ้าโดยตรง

$$W_E = T + (J * \pi * f) / 60$$

สำหรับการขับโดย ACCUMULATOR เพียงตัวเดียว

$$W_{ACC} = T + (J * \pi * f) / 60$$

$$(P_{HP} V_{HP} - P_{LP} V_{LP}) / (1-n) = T + (J * \pi * f) / 60$$

สำหรับการขับโดยใช้มอเตอร์ไฟฟ้าและ ACCUMULATOR พร้อมกัน

$$W_E + W_{ACC} = T + (J * \pi * f) / 60$$

$$W_E + (P_{HP} V_{HP} - P_{LP} V_{LP}) / (1-n) = T + (J * \pi * f) / 60$$

สมการที่ได้คิดเฉพาะของงานที่รับและส่งเท่านั้น ไม่คิดค่าความสูญเสียต่าง ๆ ที่เกิดขึ้น ส่วนการคำนวณในการคิดค่า ความสูญเสียต่าง ๆ และระบบควบคุมการทำงานของระบบที่มีแหล่งจ่ายพลังงานสามารถปรับค่าและสามารถควบคุมตัวแปรบางค่าจะได้กล่าวต่อไป

ในการเคลื่อนที่แบบหมุน มอเตอร์ซึ่งให้ค่าแรงบิดหรือทอร์ค เท่ากับ T รับโหลดซึ่งติดอยู่ที่ปลายของเพลา (ดังรูป) โดยการส่งกำลังผ่านเฟืองซึ่งมีอัตราทด

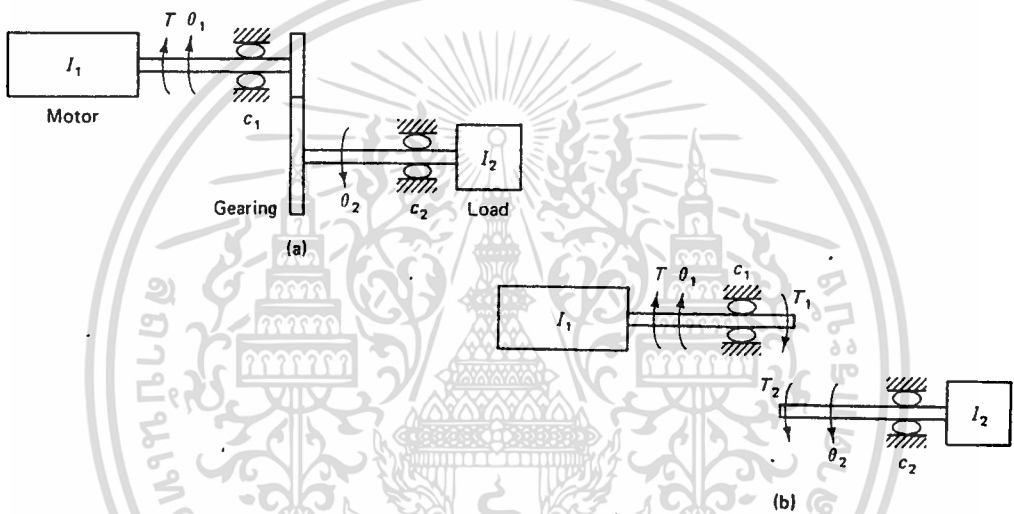
$(\Delta\theta_2/\Delta t)/(\Delta\theta_1/\Delta t)$, หรือเท่ากับ n โดยที่

I_1 = mass moment of inertia ของมอเตอร์

c_1 = coefficient of damping

k_1 = torsional stiffness ของเพลาของมอเตอร์

และให้ I_2 , c_2 และ k_2 เป็นค่าพารามิเตอร์ของเพลาของโหลดตามลำดับ โดยที่แผนภาพของแรง (freebody diagram) แสดงดังรูปข้างล่าง



รูป 3.2(a) แสดงมอเตอร์รับโหลดโดยผ่านเฟือง

3.2(b) แสดง freebody diagram

สมมติของทอร์คบนเพลาของมอเตอร์และเพลาของโหลด ได้ดังสมการ

$$I_1 \ddot{\theta}_1 + c_1 \dot{\theta}_1 + k_1 \theta_1 = T - T_1$$

$$I_2 \ddot{\theta}_2 + c_2 \dot{\theta}_2 + k_2 \theta_2 = T_2$$

กำลังที่ส่งผ่านเฟืองมีค่าเท่ากับ

$$T_1 \dot{\theta}_1 = T_2 \dot{\theta}_2$$

หรือในรูปของอัตราทด $T_1/T_2 = \dot{\theta}_2/\dot{\theta}_1 = G$

ดังนั้น

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\theta}_1 + c_1 \dot{\theta}_1 + k_1 \theta_1 &= T - GT_2 \\ &= T - G(I_2 \ddot{\theta}_2 + c_2 \dot{\theta}_2 + k_2 \theta_2) \end{aligned}$$

แทนค่า $\theta_2 = G\theta_1$ ในสมการด้านบนจะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

$(I_1 + G^2 I_2) \ddot{\theta}_1 + (c_1 + G^2 c_2) \dot{\theta}_1 + (k_1 + G^2 k_2) \theta_1 = T$ (3.4)

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าของ inertia ของโหลด (I_2) มีค่าเท่ากับ $G^2 I_2$ บนเพลลาของมอเตอร์

ให้ $I = (I_1 + G^2 I_2)$

$c = (c_1 + G^2 c_2)$

$k = (k_1 + G^2 k_2)$

$JG = (k/I)^{(1/2)}$ และ $\gamma = (1/2) * c * (Ik)^{-(1/2)}$

จะได้ $(JG)^2 = (k_1 + G^2 k_2) / (I_1 + G^2 I_2)$

$2 * \gamma J_n = (c_1 + G^2 c_2) / (I_1 + G^2 I_2)$

$k_n = (1/k)$

สมการ (3.4) เขียนใหม่ได้ดังนี้

$(1/k_n) * [1/(J_n)^2] D^2 + (2*\gamma/J_n) D + 1] e(t) = T(t)$

ซึ่ง $D = d/dt$

จะหา transfer function ของระบบข้างต้น โดยกำหนด state equations

ให้ $x_1 = \theta_1$ และ $x_2 = \dot{\theta}_1$

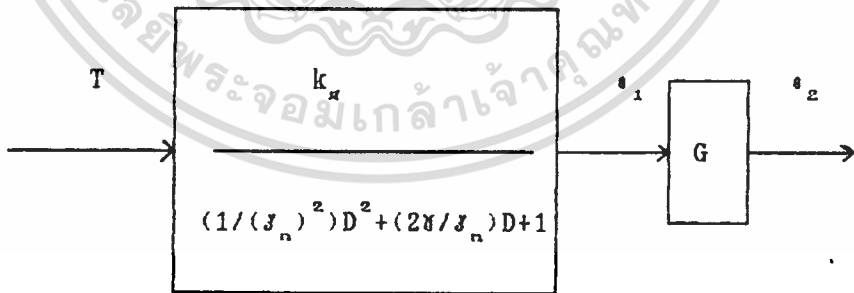
$\dot{x}_1 = x_2$

$\dot{x}_2 = -J_n^{-2} x_1 - 2*\gamma J_n x_2 + (1/I) T$

เขียนในรูปของเมตริกได้ดังนี้

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -(J_n)^{-2} & -2*\gamma J_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ (1/I) \end{bmatrix} T$$

หรือเขียนเป็น block diagram ได้ดังนี้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้เฉพาะกิจเท่านั้น ไม่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

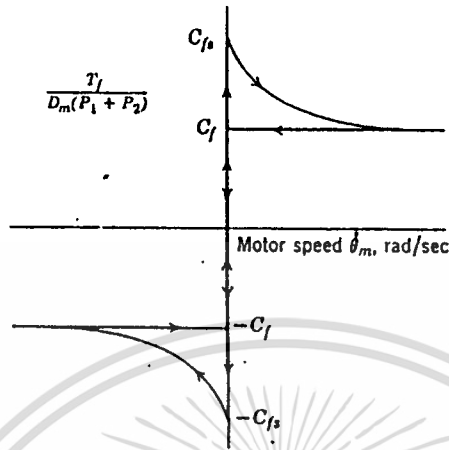
เกิดแรงเสียดทานที่ลูกสูบ และแรงเสียดทานที่จุดอื่น ๆ เช่นที่แบริ่ง รวมเป็น

$T_c = (\dot{\theta}_n / I \dot{\theta}_n) C_r D_n (P_1 + P_2) \quad \text{--(3.10)}$

$C_r =$ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจลน์

$C_{r0} =$ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสถิตย์

โดยแรงเสียดทานที่ใช้เป็นไปดังรูปข้างล่าง



รูปที่ 3.3 Starting and running friction torque due to pressure in motor chambers

3. มีการสูญเสียส่วนหนึ่งเพื่อเอาชนะแรงเสียดทานที่ซัลซึ่งมีค่าคงที่ $(\dot{\omega}_m / |\dot{\omega}_m|) T_c$ แรงบิดสุทธิที่ได้คือ

$$T_L = D_m(P_1 - P_2) - C_d D_m \mu \dot{\omega}_m - (\dot{\omega}_m / |\dot{\omega}_m|) C_f D_m (P_1 + P_2) - (\dot{\omega}_m / |\dot{\omega}_m|) T_c \quad (3.11)$$

เนื่องจากความดันที่ทางออกมีค่าน้อยมาก $P_2 \sim 0$ และมอเตอร์ที่ใช้หมุนในทิศทางเดียว $(\dot{\omega}_m / |\dot{\omega}_m|) = +1$ เสมอ สมการ(3.11)จะได้เป็น

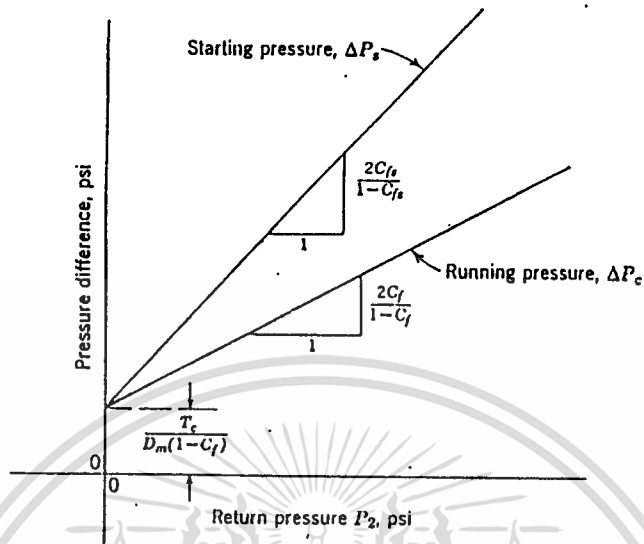
$$T_L = D_m P_1 - C_d D_m \mu \dot{\omega}_m - C_f D_m P_1 - T_c \quad (3.12)$$

สำหรับปั๊มจะเปลี่ยนเครื่องหมายลบเป็นบวก

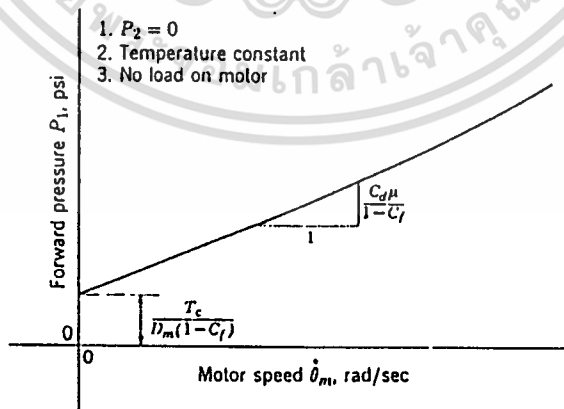
$$T_D = D_m P_1 + C_d D_m \mu \dot{\omega}_m + C_f D_m P_1 + T_c \quad (3.13)$$

โดยที่ T_c เป็นแรงบิดที่จ่ายให้ปั๊ม

สำหรับค่าของ $C_d \mu$ และ C_f หาได้จากรูปที่แสดงข้างล่าง เมื่อรู้ค่าความดันและความเร็ว



รูปที่ 3.4 Pressure differences required to overcome starting and running friction at various return pressure levels



1. $P_2 = 0$
2. Temperature constant
3. No load on motor

รูปที่ 3.5 Pressure difference required to run motor with no load or return pressure.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

การทดลองและการวิเคราะห์

วัตถุประสงค์

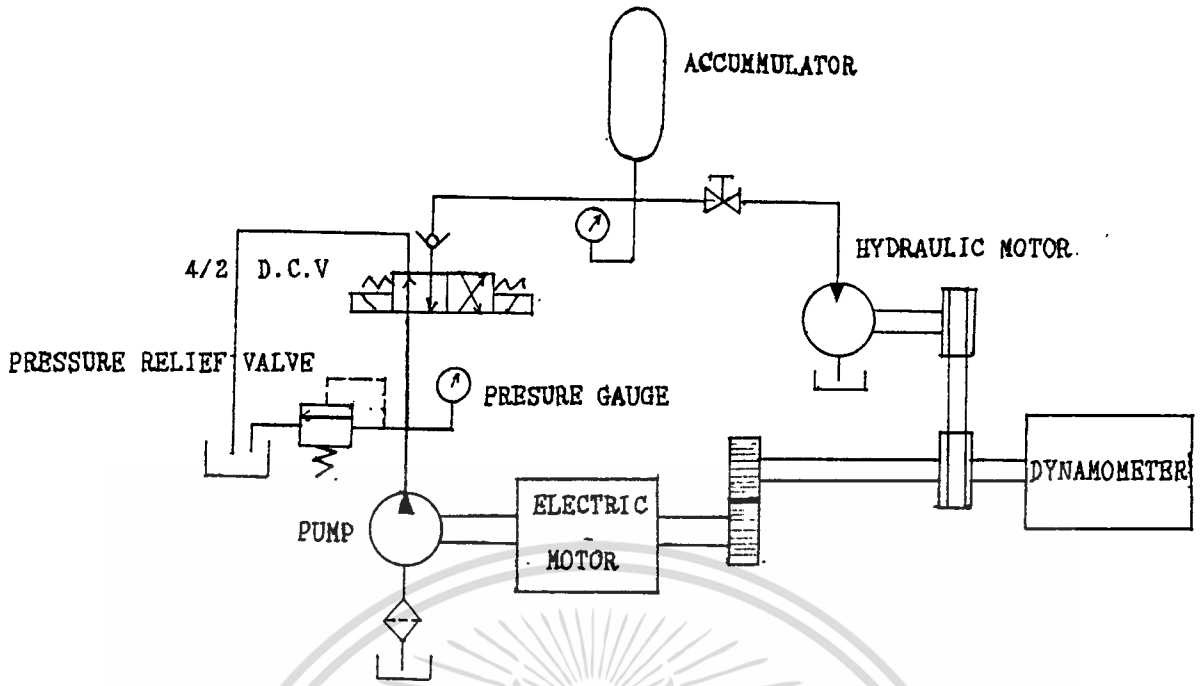
1. เพื่อศึกษาการส่งกำลังที่ใช้ ACCUMULATOR เป็นแหล่งจ่าย
2. หา TRANSFER FUNCTION ของระบบที่มี Accumulator เป็นแหล่งจ่ายกำลัง

จากการศึกษา Math model เปรียบเทียบผลที่ได้จากการทดลอง ปรากฏว่ามีค่า Error เกิดขึ้น น่าจะมีผลมาจากตัวแปรอื่นๆอีกซึ่งมีลักษณะเป็น Non-linear การใช้ Manual valve ซึ่งไม่เป็น step function ตามที่เราสมมติขึ้นในการ simulate สมการ และ pressure ที่ตำแหน่งต่างๆ , การผิดพลาดที่เกิดจากการอ่านค่า pressure จาก pressure guage ด้วยสายตา

การติดตั้ง

ในการติดตั้งชุดทดลองเพื่อหาประสิทธิภาพของระบบ มีขั้นตอนดังนี้

1. ใช้มอเตอร์ไฟฟ้าขนาด 5.5 แรงม้า ความเร็วรอบ 1440 รอบ/นาที เป็นแหล่งต้นกำลัง และปั๊มเพื่อขับน้ำมันไฮดรอลิก เข้าสู่ตัวสะสมพลังงานในรูปของความดันดังแสดง
ในรูป



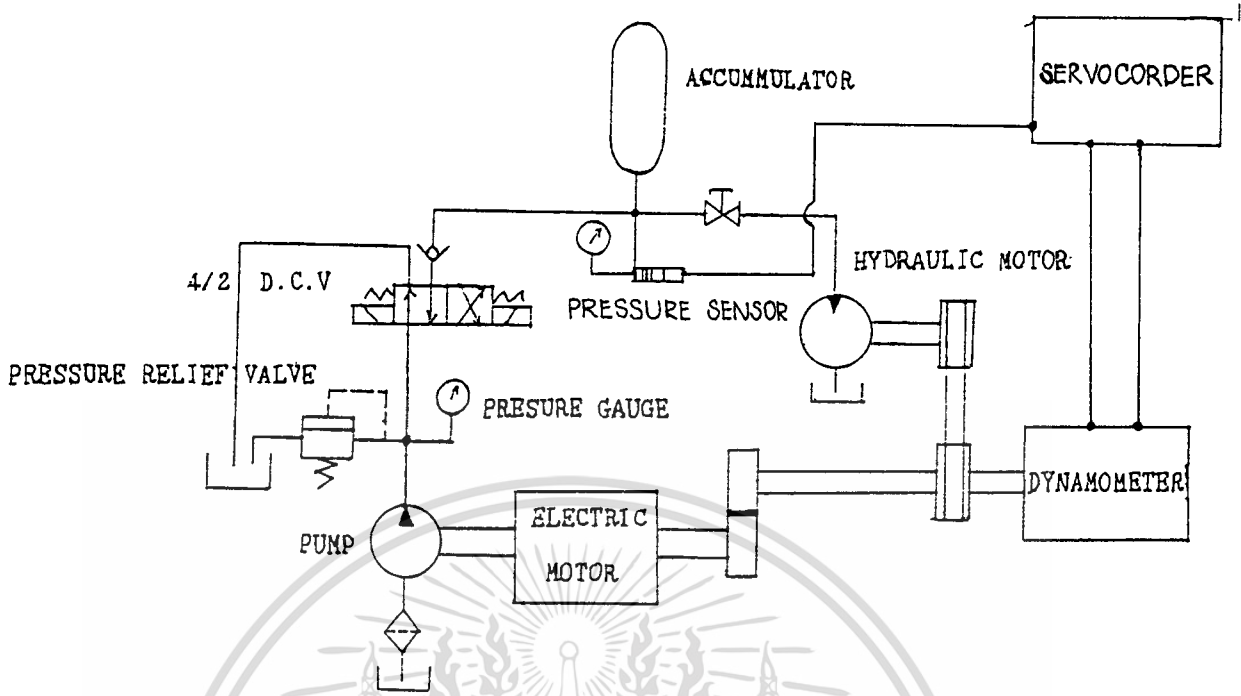
รูปที่ 4.1 แสดงชุดทดลองระบบส่งกำลัง

2. ทำการติดตั้งอุปกรณ์และเครื่องมือวัด ที่ใช้ในการทดลอง ดังต่อไปนี้

- Dynamometer ใช้วัดกำลัง แรงบิดและความเร็วรอบ ของชุดทดลอง (และยังใช้เป็นอุปกรณ์ที่ใส่สิ่งรบกวน ให้กับระบบโดยติดตั้งเข้าโดยตรงกับเพลาของแหล่งต้นกำลัง
- Pressure sensor ใช้วัดความดันของน้ำมันไฮดรอลิกในระบบ โดยติดตั้งที่ระบบของ Flow Control Valve เพื่อวัดค่าความดัน
- Direction Control Valves เพื่อควบคุมการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก
- Check Valves เพื่อป้องกันการไหลกลับของน้ำมันไฮดรอลิกในขณะที่ใช้ตัวสะสมพลังงานเป็นแหล่งต้นกำลัง
- Pressure-gauge เอาไว้สังเกตเพื่อการปลอดภัยในการใช้งาน
- Servocorder เป็นเครื่องวัดกราฟแบบอนาล็อก รับสัญญาณจาก Dynamometer

และ Pressure sensor

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.2 รูปแสดงการทดลองเพื่อหา transfer function ของระบบ

การทดลอง

ในการทดลองเพื่อหาค่าต่างๆ ได้แบ่งการทดลองออกเป็นข้อๆ ได้ดังนี้

1. ให้ชุดต้นกำลัง (มอเตอร์ไฟฟ้าร่วมกับปั๊มไฮดรอลิก) เดินตัวเปล่าโดยปรับ

Direction Control Valves ไว้ที่ตำแหน่ง bypass แล้ววัดค่าของความเร็วยรอบของระบบทั้งกรณีที่มีและไม่มี Magnetic Clutch จับเพลลา

2. ให้ชุดต้นกำลัง charge น้ำมันไฮดรอลิกเข้า Accumulator โดยปรับ

Direction Control Valves ไว้ที่ตำแหน่ง charge พร้อมกับจับเพลลาด้วย โดยบิดวาล์วที่จะทำให้น้ำมันไฮดรอลิกเข้าสู่มอเตอร์ไฮดรอลิก แล้ววัดค่าของความดันสูงสุดที่สามารถจะเก็บในตัวสะสมพลังงาน พร้อมกับเวลาในการ charge พร้อมทั้งนี้ให้จดค่าความเร็วยรอบของเพลลาและความดันที่ตกคร่อมของตัวสะสมพลังงานที่เวลาต่างๆ ในขณะที่ทำการ charge

3. นำพลังงานที่เก็บสะสมในรูปของความดันในตัวสะสมพลังงานมาใช้หมุนมอเตอร์

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไฮดรอลิกโดยที่ไม่ต้องใช้ชุดต้นกำลังทำงาน แล้ววัดค่าของความเร็วรอบที่เวลาต่างๆ ณ ตำแหน่งของการเปิดวาล์วมาก น้อย และบันทึกผลของความดันตกคร่อมที่ตัวสะสมพลังงานที่เวลาต่างๆ พร้อมกันนั้นให้หาปริมาณของน้ำมันที่จะสามารถเก็บในตัวสะสมพลังงาน

4. ให้ชุดต้นกำลังทำงาน โดยปรับ Direction Control Valves ไว้ที่ตำแหน่ง charge พร้อมกับเปิดวาล์วที่อยู่ระหว่างตัวสะสมพลังงานและค่าของความเร็วรอบของเพลาทิ้งกรณีที่มี Magnatic Clutch จับ และไม่จับกับเพลา

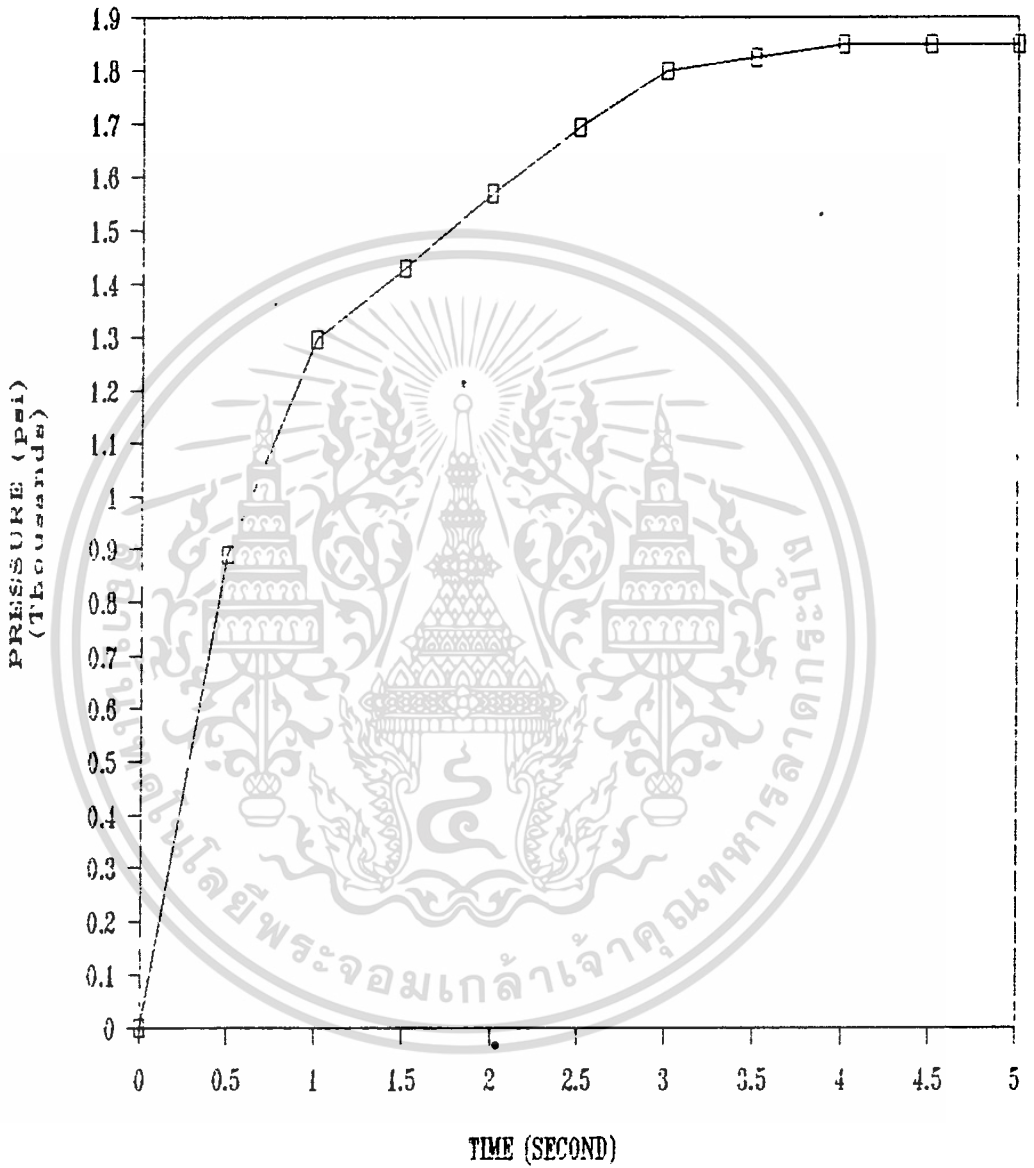
5. ให้ชุดต้นกำลังปรับวาล์วไว้ที่ตำแหน่ง bypass และตัวสะสมพลังงานที่มีพลังงานอยู่เต็ม (ส่งต่อไปยังมอเตอร์ไฮดรอลิก) พร้อมกัน แล้ววัดความเร็วรอบของเพลา

นำผลการทดลองเขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างพารามิเตอร์ต่างๆ

ผลการทดลอง

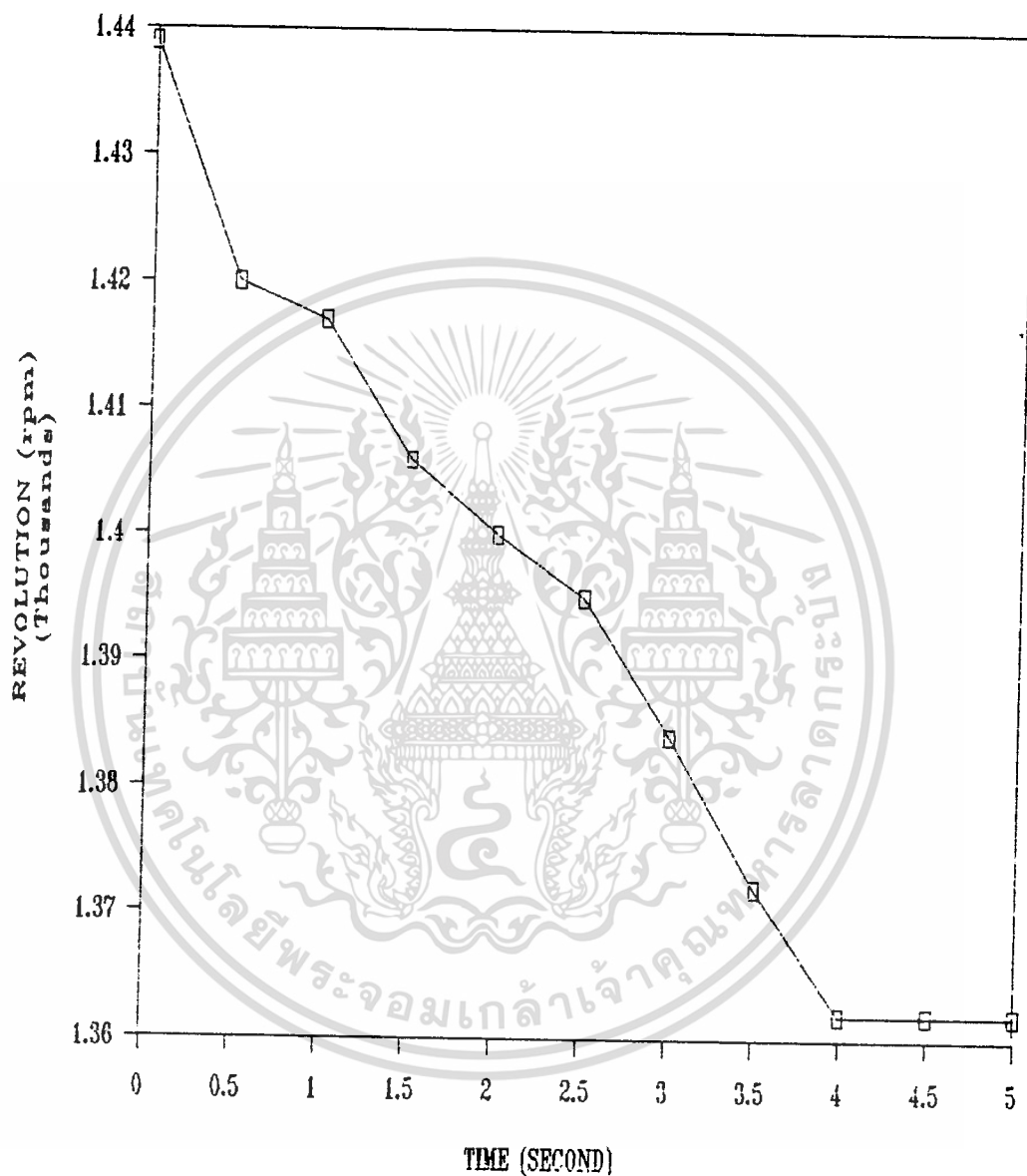
1. ได้ค่าความเร็วรอบของเพลา กรณีไม่มี Magnatic Clutch จับเพลา 1438 rpm
กรณีมี Magnatic Clutch จับเพลา 1430 rpm
 2. ความดันสูงสุดในตัวสะสมพลังงาน 1850 psi และใช้เวลาในการ charge 4 sec
- ผลการทดลองดังกราฟ ที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบกับเวลา และ ความดันกับเวลา
3. ผลการทดลองดังกราฟ และมีค่าของความเร็วรอบของเพลาสูงสุด 1433.48 rpm
 4. กรณีไม่มี Magnatic Clutch จับได้ $P = 700$ psi ความเร็วรอบของเพลา 1468 rpm
กรณี มี Magnatic Clutch จับได้ $P = 1800$ psi ความเร็วรอบของเพลา 1438 rpm
 5. ได้ความเร็วรอบของเพลา 1,509 rpm ได้ปริมาตรของตัวสะสมพลังงาน 1.36 litre

FIG.4.3 PRESSURE WHEN CHARGING



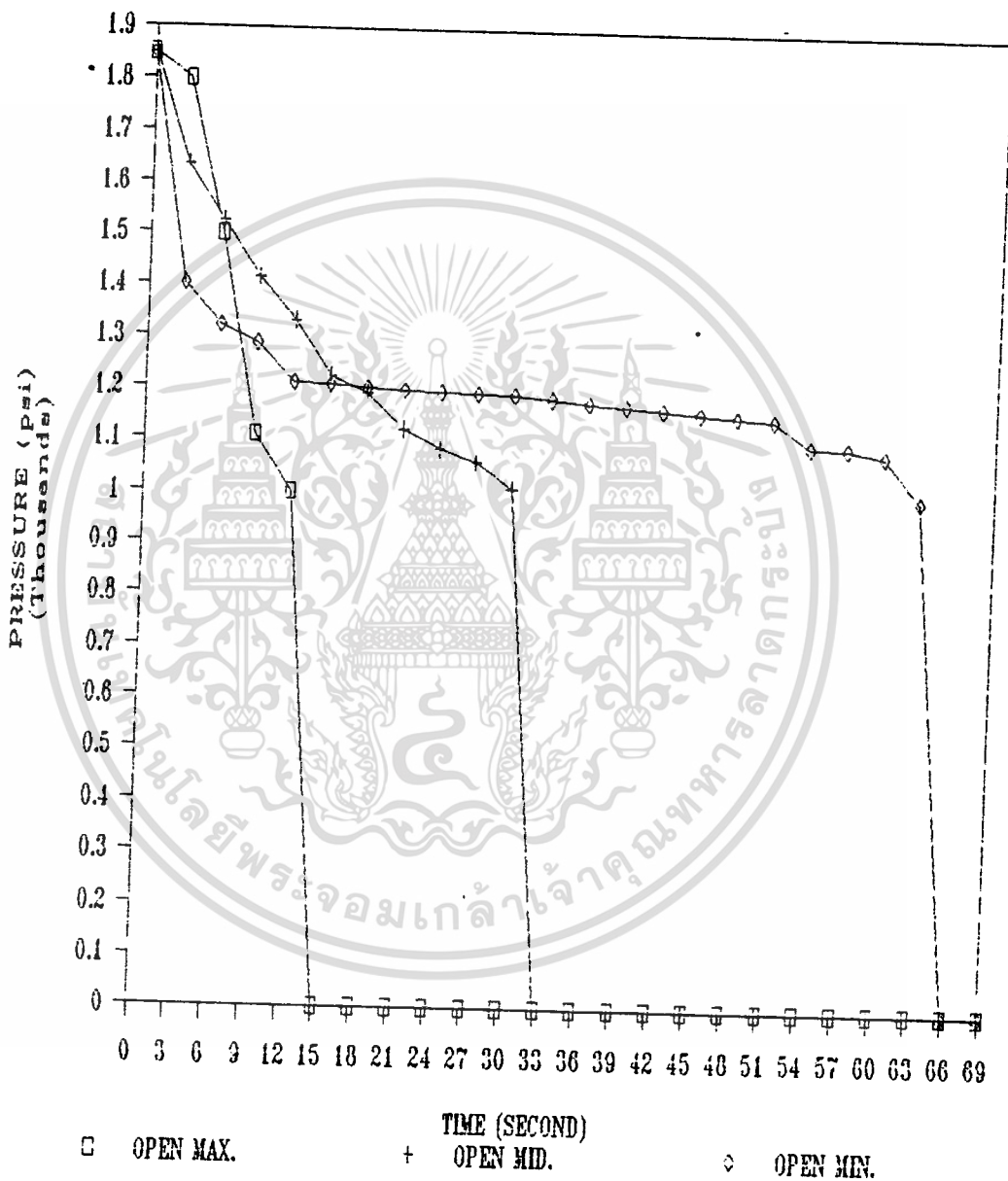
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

FIG.4.4 SPEED WHEN CHARGING



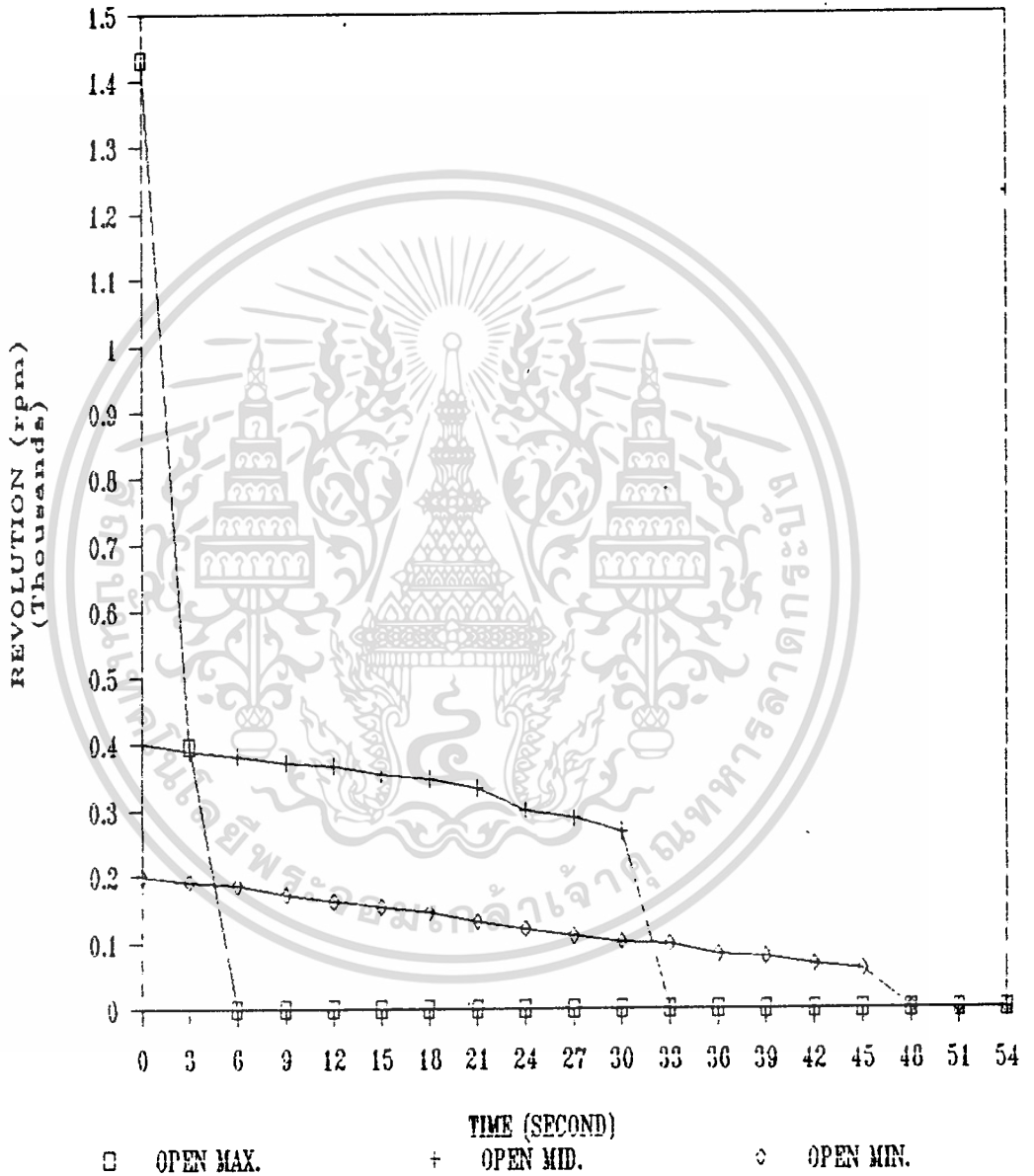
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

FIG.4.5 PRESSURE WHEN DISCHARGING



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

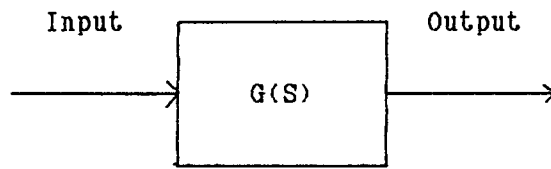
FIG.4.6 REVOLUTION WHEN DISCHARGING



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ระบบควบคุมของการส่งกำลัง

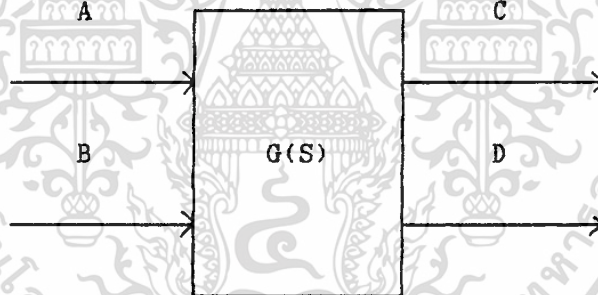
ความสัมพันธ์ระหว่าง Input กับ Output แสดงให้เห็นดัง Block Diagram



จะได้ $\text{Output}/\text{Input} = G(S)$

$G(S)$ เรียกว่า Transfer Function ซึ่งเป็นค่าที่อธิบายถึงความสัมพันธ์ระหว่าง Input และ Output

ในระบบซึ่งมี Input หลายค่า และ Output หลายค่า สามารถเขียน Block Diagram ได้ดังนี้



ซึ่งมี A และ B เป็น Input C และ D เป็น Output และสามารถเขียนให้อยู่ในรูปเมตริกได้

$$\begin{bmatrix} C \\ D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} A \\ B \end{bmatrix}$$

เขียนในรูปของสมการได้ดังนี้

$$C = G_{11}A + G_{12}B$$

$$D = G_{21}A + G_{22}B$$

ซึ่งการทดลองที่จะทำนั้นเพื่อหา Transfer Function ซึ่งสามารถเขียนให้อยู่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ในรูปของเมตริกได้ดังนี้
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

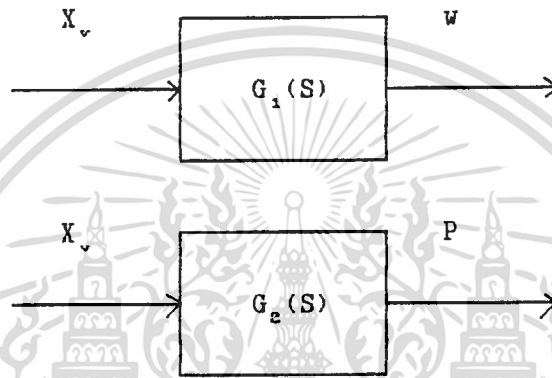
$$\begin{bmatrix} W \\ P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_1 \\ G_2 \end{bmatrix} * X_v$$

โดยที่ $w = \text{rad/s}$

$P = \text{ความดัน}$

$X_v = \text{ระยะในการปรับวาล์ว}$

ซึ่งสามารถเขียนในรูปของความสัมพันธ์ของ Input และ Output ได้ดังนี้



ถ้ามี Disturbance เข้ามาเกิดจะเขียนความสัมพันธ์ในรูปของเมตริกได้ดังนี้

$$\begin{bmatrix} W \\ P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_1 \\ G_2 \end{bmatrix} X_v * \begin{bmatrix} G_{d1} \\ G_{d1} \end{bmatrix} T$$

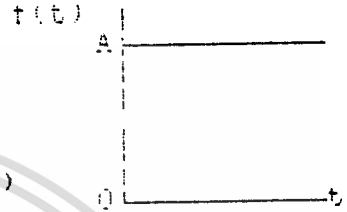
การวิเคราะห์

การตอบสนองและการจำลองทางคณิตศาสตร์

สำหรับสมการ differential ทั่วไป first order เมื่อ $D = d(\)/dt$

$$(D+1)\cdot y(t) = K\cdot f(t) \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$(D+1/\tau)\cdot y(t) = (K/\tau)\cdot f(t)$$



Laplace Transform

$$(s+1/\tau)\cdot Y(s) - y(0) = (K/\tau)\cdot F(s)$$

$$Y(s) = [(K/\tau)\cdot F(s) + y(0)] / (s+1/\tau) \quad \dots\dots\dots(2)$$

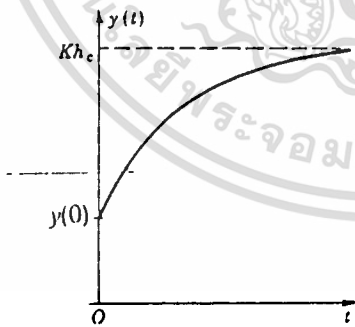
กรณีมีเฉพาะค่า $y(0)$, $f(0)=0$, $F(s) = h_c / s$

$$Y(s) = (Kh_c / \tau) / [s\cdot(s+1/\tau)] + y(0) / (s+1/\tau)$$

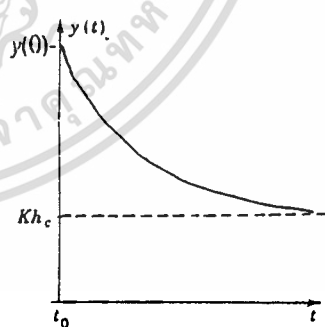
$$y(t) = Kh_c \cdot [1 - \exp(-t/\tau)] + y(0) \cdot \exp(-t/\tau) \quad \dots\dots(3)$$

$$= Kh_c + [y(0) - Kh_c] \cdot \exp(-t/\tau) \quad \dots\dots\dots(4)$$

$$y(t) = Kh_c + .368 \cdot [y(0) - Kh_c] \quad \dots\dots\dots(5)$$



$y(0) < Kh_c$



$y(0) > Kh_c$

จากผลการทดลอง FIG 4.3

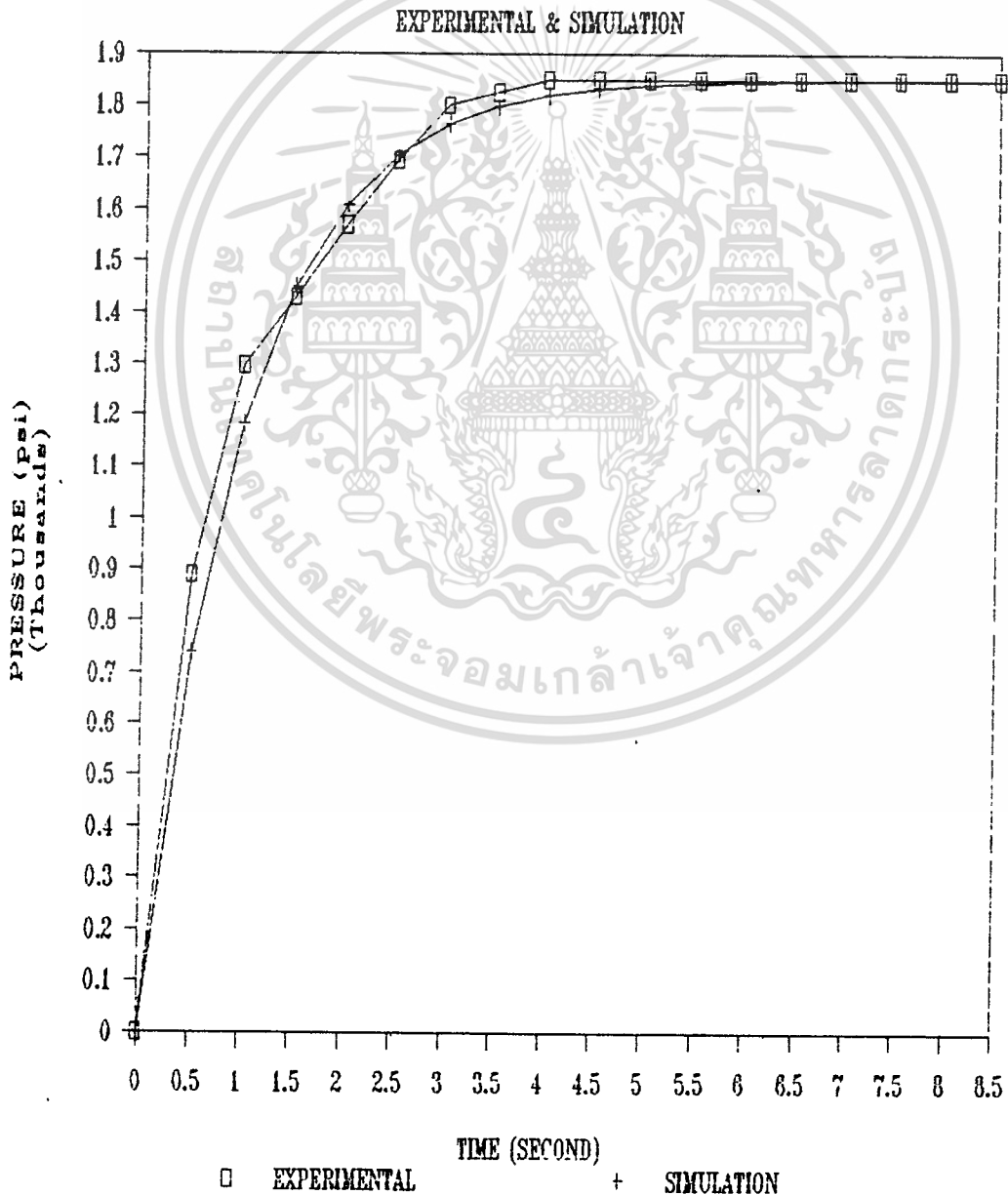
จากสมการ (3) $Y(0)=0$, จะได้ $Y(t)=Kh_c*[1-\exp(-t/Z)]$

จาก FIG 4.3 จะได้ $Kh_c=1850$, $Z=0.98$ ได้สมการเป็น

$$P(t)=1850*[1-\exp(-t/0.98)]$$

เปรียบเทียบผลการทดลองที่ได้กับสมการที่ได้แสดงใน FIG 4.7

FIG.4.7 PRESSURE WHEN CHARGING



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากผลการทดลอง FIG 4.4

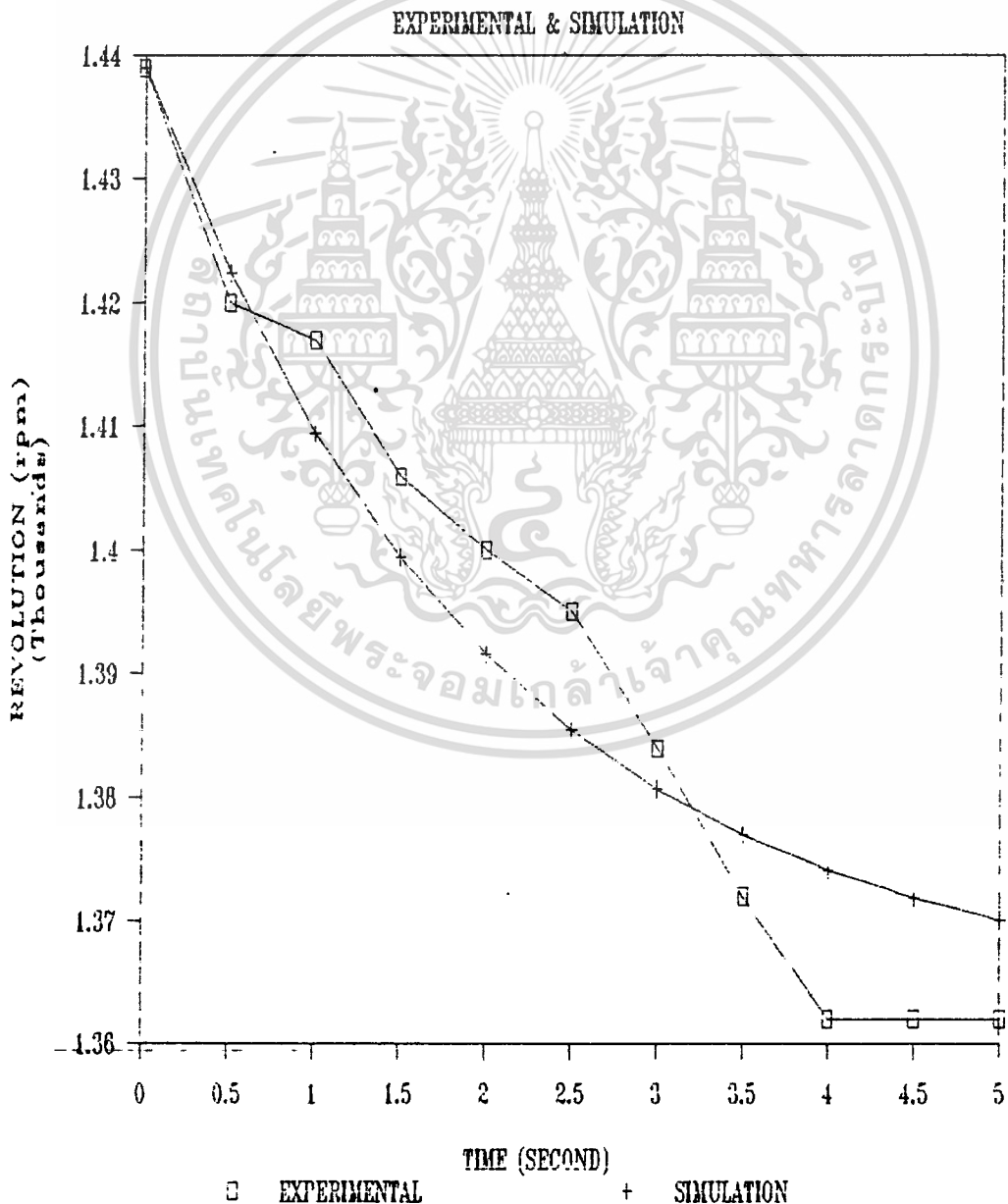
จากสมการ(4) $Y(t)=K h_c + [Y(0) - K h_c] \exp(-t/\tau)$

จาก FIG 4.4 จะได้ $K h_c = 1364$, $Y(0) = 1439$, $\tau = 2$

$$W(t) = 1364 + [1439 - 1364] \exp(-t/2)$$

เปรียบเทียบผลการทดลองที่ได้กับสมการที่ได้แสดงใน FIG 4.8

FIG.4.8 SPEED WHEN CHARGING



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการทดลองเราสามารถเขียน transfer function ได้ดังนี้

$$\begin{bmatrix} W \\ P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_1 \\ G_2 \end{bmatrix} x_v + \begin{bmatrix} G_{d1} \\ G_{d2} \end{bmatrix} T$$

จาก Fig 4.5 discharge Accumulator ระหว่าง ความดันกับเวลา

และจากสมการ differential แบบทั่วไปสมการที่ (2)

$$Y_{(s)} = [(K/\tau) * F_{(s)} + Y_{(s)}] / (S + 1/\tau) \dots\dots\dots (5)$$

และ $F_{(s)}$ ซึ่งในที่นี้คือ torque ได้ $F_{(s)} = A/S \dots\dots\dots (6)$

$$\text{ได้ } P_{(s)} = [(K_1/\tau_1) * F_{(s)} + P_{(s)}] / (S + 1/\tau_1)$$

$$P_{(s)} = [K_1 A [1 - \exp(-t/\tau_1)] + P_o * \exp(-t/\tau_1)$$

$$P_{(s)} = [K_1 A [Y_{(s)} - K_1 A] * \exp(-t/\tau_1)$$

ได้ transfer function คือ $P_{(s)}/T_{(s)} = (K_1/\tau_1)/(S+1/\tau_1)$
 $= G_{d2}$

และความสัมพันธ์ระหว่าง W กับ T ก็จะมีลักษณะคล้ายกันคือ

$$W_{(s)} = [(K_2/\tau_2) * A/S + W_{(s)}] / (S+1/\tau_2)$$

เพราะความเร็วรอบลดลงจนเหลือ 0 , $K A = 0$, $K = 0$

ได้ $W_{(s)} = Y_{(s)} \exp(-t/\tau_2)$ transfer function จะมีค่า

$$W_{(s)}/T_{(s)} = Y_{(s)} s / (s+1/\tau_2) A = G_{d1}$$

จาก Fig 4.5 และสมการ differential สมการที่ (2)

$$P_{(s)} = [(K_3 X_v / \tau_3) s * K X_v + P_{(s)}] / (s+1/\tau_3)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ K₃X_v ใช้ของ [P_(s) - KX_v] * exp(-t/τ₃) ให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

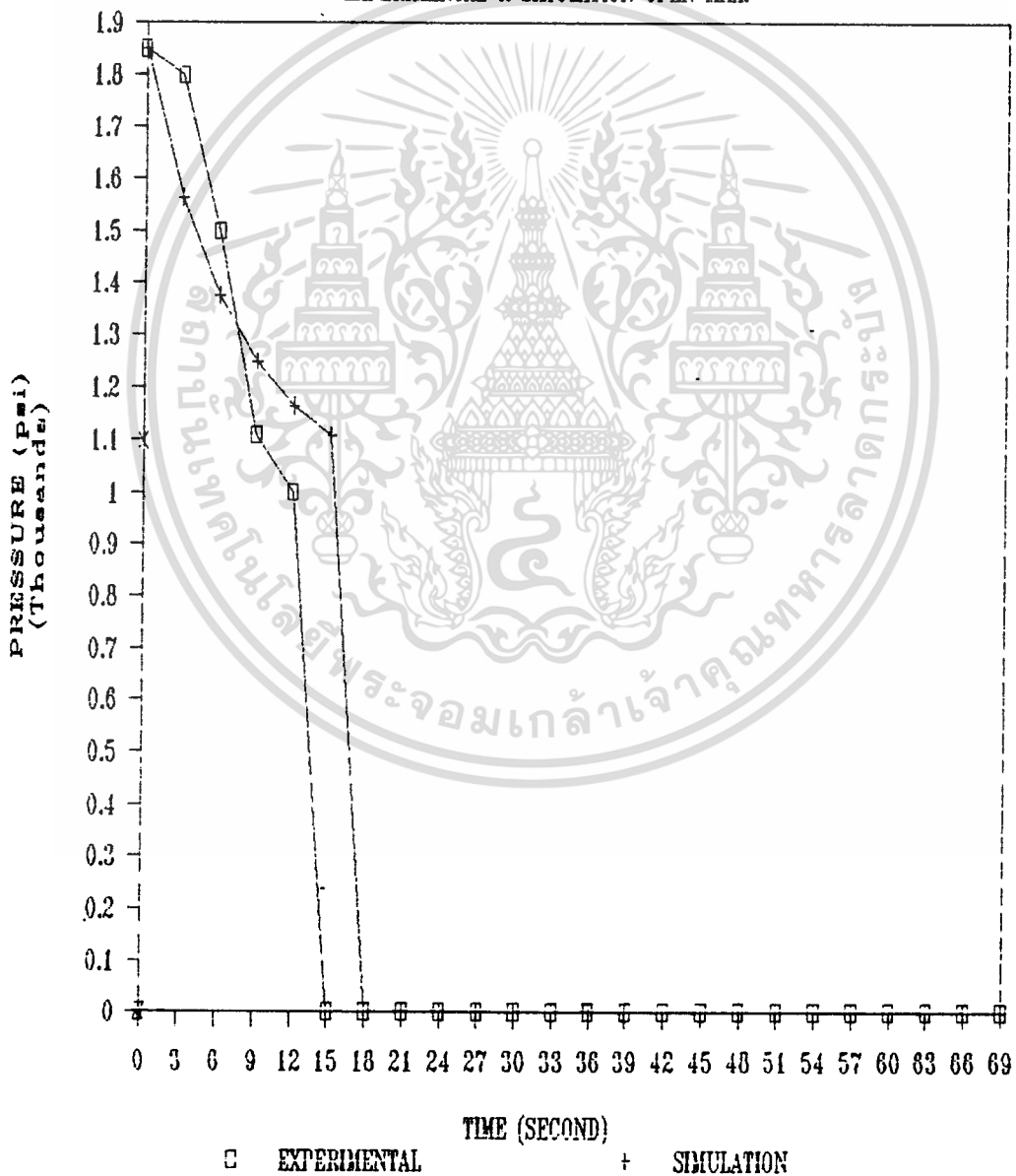
จาก Fig 4.5 $K_3 X_v = 1000$, $P_{(o)} = 1850$, $\tau_3 = 7$, $K_3 = 9090$

$$P(t) = 1000 + 850 \cdot \exp(-t/7.3)$$

เปรียบเทียบสมการที่ได้กับผลการทดลองแสดงใน Fig 4.9

FIG.4.9 PRESSURE WHEN DISCHARGING

EXPERIMENTAL & SIMULATION OPEN MAX.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned} \text{TRANSFER FUNCTION} &= P_{(s)} / X_{v(s)} = (K_3 / \zeta_3) / (s + 1/\zeta_3) \\ &= (9090/7) / (s + 1/7) \\ &= 1298.57 / (s + 0.1428) = G_2 \end{aligned}$$

จาก Fig 4.6 simulate จะได้สมการ

$$W_{(t)} = 1433.48 - 29.311*t - 27.03*t^2$$

$$W_{(s)} = 1433.48/s - 29.311/s^2 - 54.06/s^3$$

และ $X_{v(s)} = 0.375/s$

transfer function

$$W_{(s)} / X_{v(s)}$$

$$= [1433.48/s - 29.311/s^2 - 54.03/s^3] / (0.375/s)$$

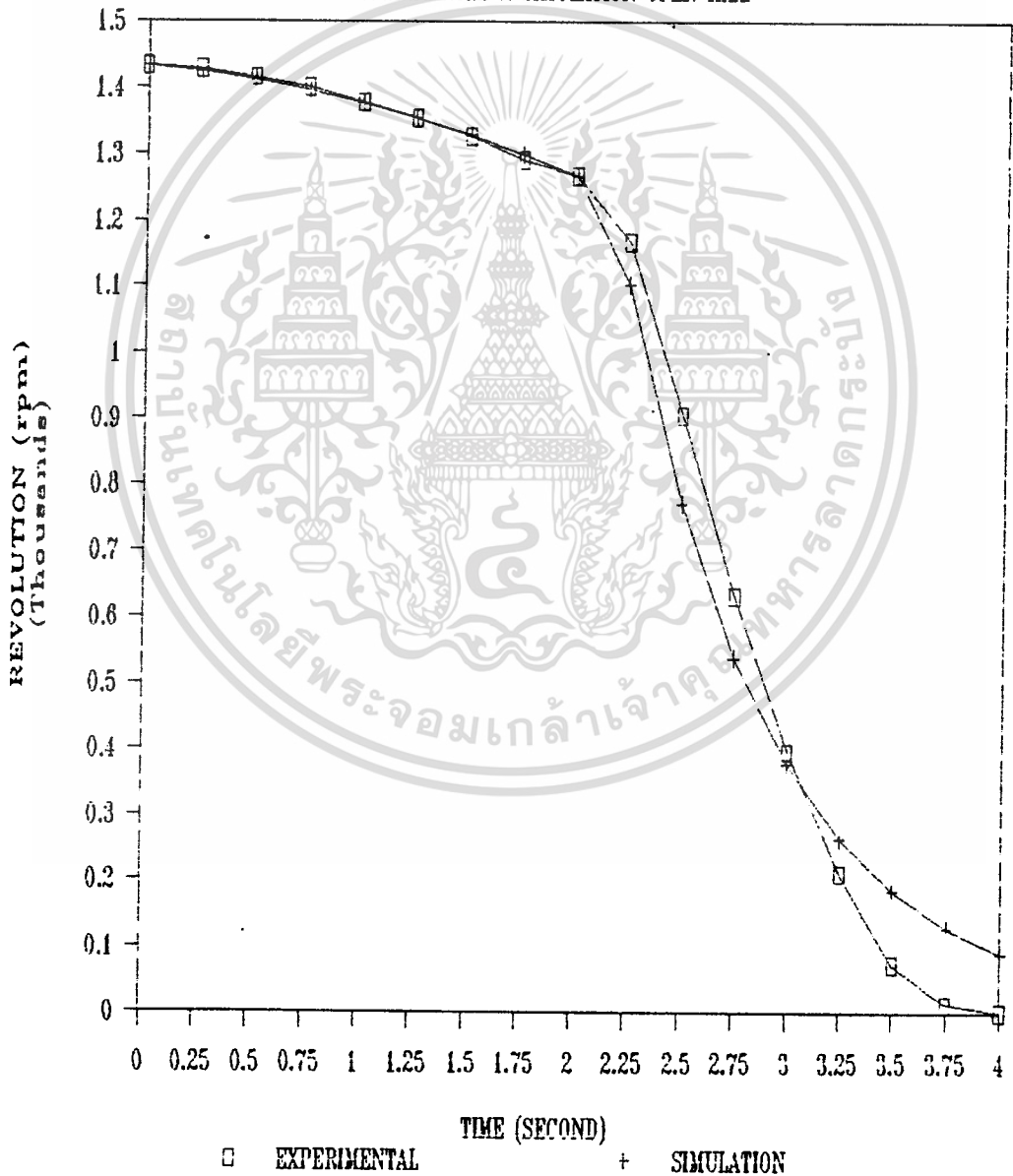
$$= 3822.61 - 78.16/s - 144.16/s^2 = G_1$$

$$W_{(t)} = 1433.48 - 29.311*t - 27.03*t^2$$

เปรียบเทียบสมการที่ได้กับผลการทดลองที่ได้แสดงใน Fig 4.10

FIG.4.10 SPEED DISCHARGING

EXPERIMENTAL & SIMULATION OPEN MAX.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

MATH MODEL หรือ TRANSFER FUNCTION จากการวิเคราะห์ผลกาทลดลงเป็น

ดังนี้

$$G_1 = 3822.61 - 78.16/s - 144.16/s^2$$

$$G_2 = 1298.57/(s+0.1428)$$

$$G_{d1} = Y_{(o)} * s / (s+1/\tau) * A$$

$$G_{d2} = (K_1/\tau) / (s+1/\tau)$$

จะได้

$$\begin{bmatrix} W \\ P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 3822.61 - 78.16/S - 144.16/S^2 \\ 1298.57 / (S + 0.1428) \end{bmatrix} \times V$$

$$+ \begin{bmatrix} (P_{(o)} * s) / (s + 1/\tau) * A \\ (K_1/\tau) / (s + 1/\tau) \end{bmatrix} T$$

สรุป วิจารณ์และแนวทางพัฒนาในอนาคต

สรุปและวิจารณ์

จาก math model ที่ได้จากการ simulate เปรียบเทียบกับผลการทดลองจะมีค่า error เกิดขึ้น ค่าที่ได้จากการ simulate จะยอมรับได้ในช่วงหนึ่งเท่านั้น เนื่องจาก factor ต่างๆที่มีในการทดลองกับที่ simulate ไม่อาจทำให้เหมือนกันได้ทั้งหมด เพราะจะทำให้การวิเคราะห์หยุ่งยากมาก และทำให้การหา transfer function ลำบากมากขึ้นด้วย นอกจากนี้ ในการทำการทดลองก็มีข้อผิดพลาดขึ้นเช่นกัน ดังเช่น

-การใช้ manual valve ปิด-เปิด น้ำมันไฮดรอลิก จะมีความคลาดเคลื่อนจากการที่กำหนดให้เป็น step function

-ลักษณะการทำงานของ accumulator ก็ว่าใน accumulator จะมีความดันประมาณ 1000 psi ฉะนั้น accumulator จะทำงานที่ความดันสูงกว่า 1000 psi ในขณะที่ discharge เมื่อความดันลดลงจนถึง 1000 psi พลังงานที่ให้กับมอเตอร์ก็จะหมดลงทันที ทำให้ได้กราฟที่แสดงใน FIG 4. 9 ส่วนความเร็วของมอเตอร์นั้น เมื่อพลังงานที่ได้ หมดลงมอเตอร์ก็จะหมุนต่อไปด้วยความเฉื่อย ทำให้ต้องใช้สมการสองสมการในการ simulate ดังแสดงใน FIG 4. 10

-การวัดค่าโดยใช้คนอ่านก็มีส่วนทำให้ค่าที่ได้มีโอกาสผิดพลาดได้มาก และผลจาก delay time ของเครื่องวัด ทำให้ค่าจากการทดลองกับค่าจากการ simulate แตกต่างกันค่อนข้างมาก ดังเช่น FIG 4. 8

-การเกิด loss จากส่วนประกอบต่างๆ เช่น pressure loss ในวงจรไฮดรอลิก, transmission loss ในเพลลา, แบริ่ง, เกียร์ ทำให้ประสิทธิภาพของระบบลดลง

แนวทางพัฒนาในอนาคต

ควารใช้ accumulator ที่มีขนาดใหญ่ เพื่อศึกษาความเปลี่ยนแปลงของระบบได้ชัดเจน
ขึ้นและจะได้บันทึกข้อมูลได้ถูกต้องมากขึ้น

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่หาได้จากการทดลองนี้จะนำไปใช้เป็นข้อมูลในการสร้างแบบจำลอง
ลงในอนาคตในการศึกษาเรื่องนี้ต่อไป

ใช้การควบคุมและการบันทึกค่าแบบอัตโนมัติ เข้ามาแทนการใช้คนควบคุม โดยใช้
computer ควบคุมและบันทึกข้อมูลที่ได้เพื่อที่จะได้ผลการทดลองที่ถูกต้องยิ่งขึ้น
ถ้าสามารถวัดแรงบิดได้ ก็จะทำให้ได้ transfer function ที่สมบูรณ์ขึ้น



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก
เครื่องมือวัด

ENGINE DYNAMOMETER

Model CAM-250 ("CAM Series")

CAM SERIES SPECIFICATIONS

ดูรายละเอียดจากตาราง 1-1 และ รูป 1-1, 1-2, 1-3

ส่วนประกอบ (CAM COMPONENTS)

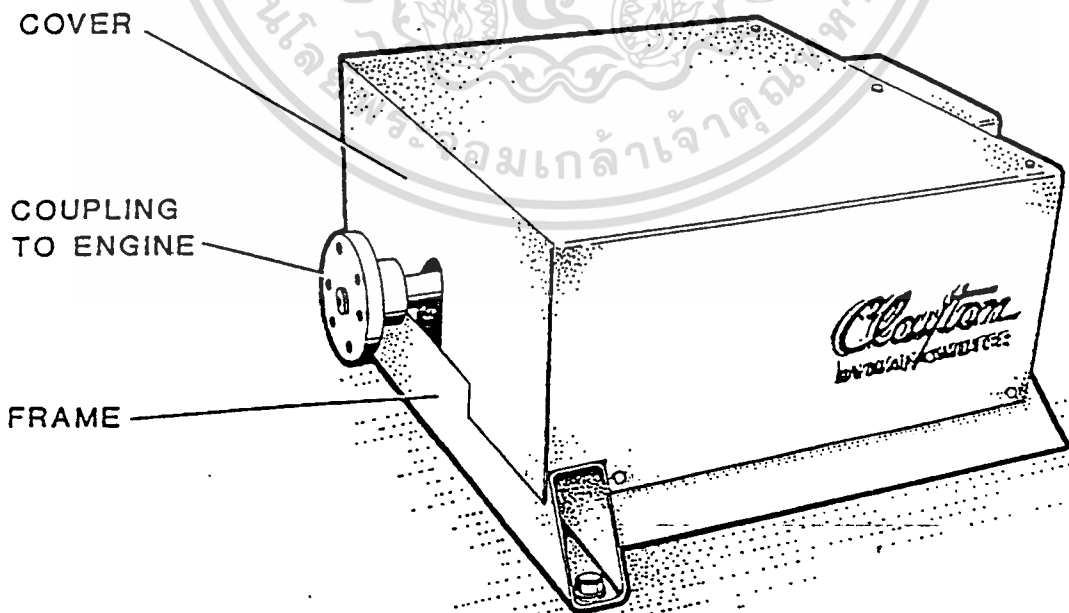
เพลลาของต้นกำลังที่ต้องการวัดจะต่ออยู่กับเพลลาของ Power Absorber Unit (PAU) และมีเครื่องวัด ความเร็ว อยู่ข้างในเมื่อมีการหมุน Rotor ใน PAU Load cell ก็จะถูกกดโดย PAU และเปลี่ยนเป็นสัญญาณ แรงบิด

พลังงานจาก เพลลา จะถูกเปลี่ยนไปเป็นพลังงานความร้อนให้กับน้ำที่เป็น Load แล้วแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำหล่อเย็นโดยมี THERMO VALVE เป็นตัวควบคุมการไหลของน้ำหล่อเย็นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ปริมาตรของน้ำที่เป็น Load ใน PAU จะเป็นตัวต้านแรงของเครื่องชนิด น้ำที่เป็น Load จะถูกควบคุมให้เข้าออกโดย Toggle Switch ที่ J-BOX

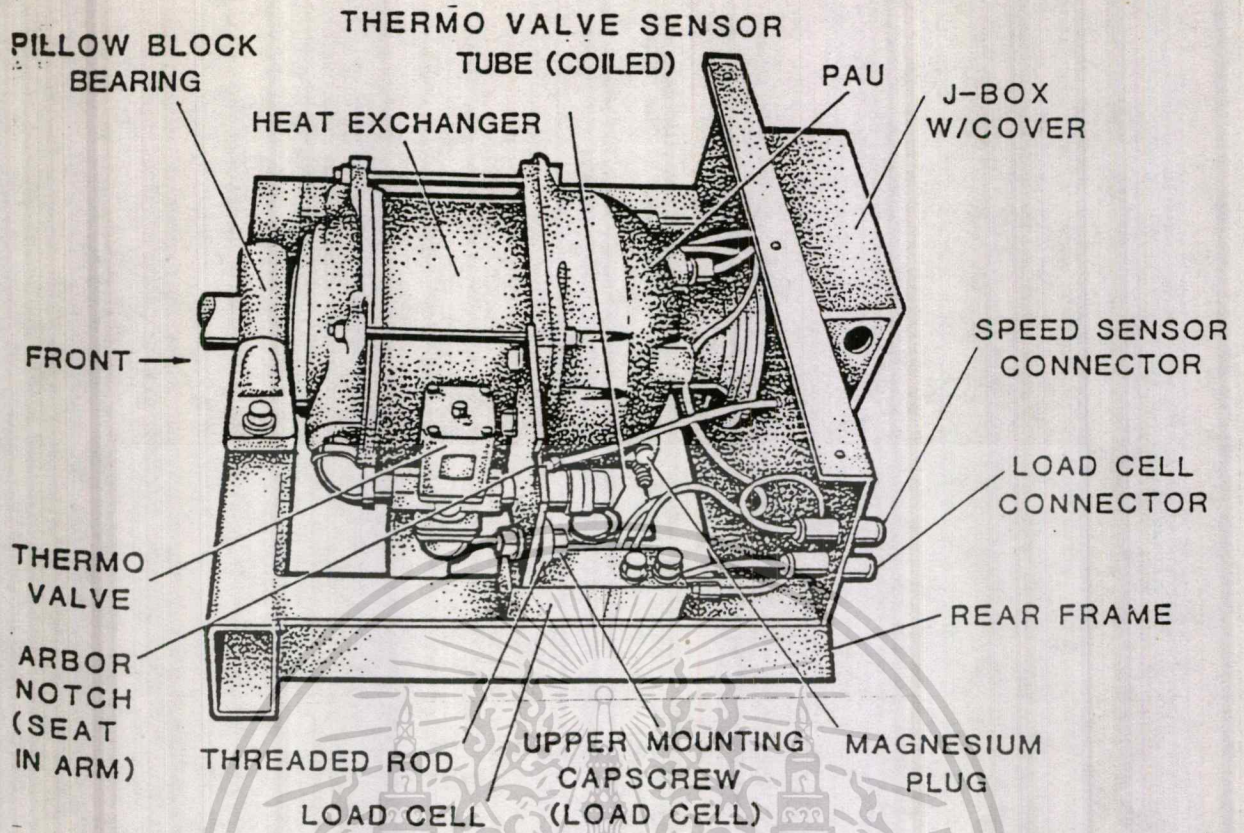
ตารางที่ 1-1 CAM SERIES SPECIFICATIONS

Item	Data
Absorption Capacity	- CAM-50E: 50 HP (37 Kw) @ 750 to 8000 RPM - CAM-250E: 250 HP (200 Kw) @ 2190 to 8000 RPM
Maximum Speed	- 8000 RPM
Maximum Torque	- CAM-50E: 350 Ft-Lb (339 N·m) - CAM-250E: 600 Ft-Lb (813 N·m)
Absorption Type	- Turboclosed Hydrokinetic
Load Control	- Momentary-Closed Double-Throw Toggle Switch (with Pendant option)
Mounting Dimensions	- See Figure 2-5
Weight (Approx.)	- 233 lbs. (106 kg)
Facility Service	- Water: 35 to 70* psi (2.4 to 4.8 bar) Volume @80°F supply 140°F disposal (27°C; 60°C) CAM-50E - up to 5 GPM (19 l/min) CAM-250E - up to 25 GPM (95 l/min) Disposal, as above, gravity drain - Electric Power: 115V, 50/60 Hz, 1 Phase 3 amp (plus instrument amp): CD-1400 = 1/2 amp CSS/1200 = (Meters = 1 amp) MFSC = 1/2 amp (STP = 1/2 amp)
Finish	- Yellow Powder Paint (Cover) - Gold Iridite Zinc Plate (Frame & PAU)

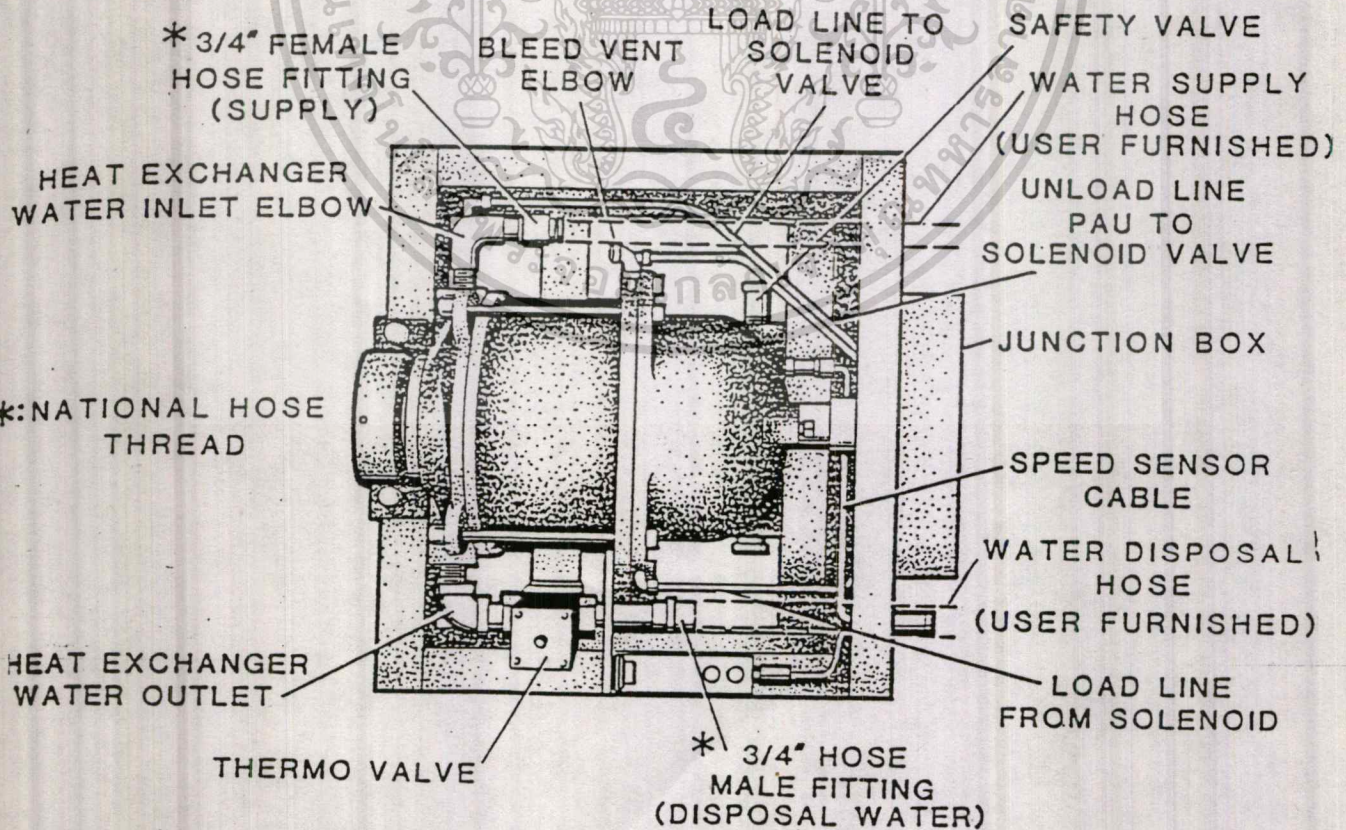
*Maximum allowable, static pressure



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
รูปที่ 1-1 CAM Series Engine Dynamometer
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูป 1-2 CAM-250E, Cover Removed



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 รูป 1-3 CAM-250E , Cover Removed

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

กลุ่มผู้จัดทำปฏิญานินพนธ์ ฉบับนี้

ขอขอบคุณ ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์ ที่ได้กรุณาให้คำปรึกษาและแนะนำ

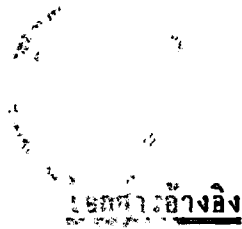
ขอขอบคุณ อาจารย์จำลอง ปรามแก้ว ที่ได้กรุณาให้คำปรึกษาและแนะนำทางด้านเทคนิค
และข้อมูล

ขอขอบคุณ คุณเมฆตา เกี่ยมเมือง เจ้าหน้าที่ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
ให้ความช่วยเหลือและคำแนะนำทางด้านเทคนิค

ขอขอบคุณ คุณพงษ์ศักดิ์ คำมูล เจ้าหน้าที่ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
ให้ความช่วยเหลือและคำแนะนำทางด้านเทคนิค

ขอขอบคุณ เพื่อนๆทุกคน ที่ให้ความสนใจ , คำแนะนำปรึกษา , ความช่วยเหลือ
และให้ความสนุกสนาน จนเมื่อกาลล่วงนานจนครบหมด
ทุกคนได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



โสมบุรุษ และปานเพชร ชินนทร : "ไฮดรอลิก

เลขที่ 5071308

STEM DYNAMIC ", Prentice Hall, 1978,

DESIGN OF CONTROL SYSTEM ",

27-29

JOHN G. ASHBY : " POWER HYADRALIC"

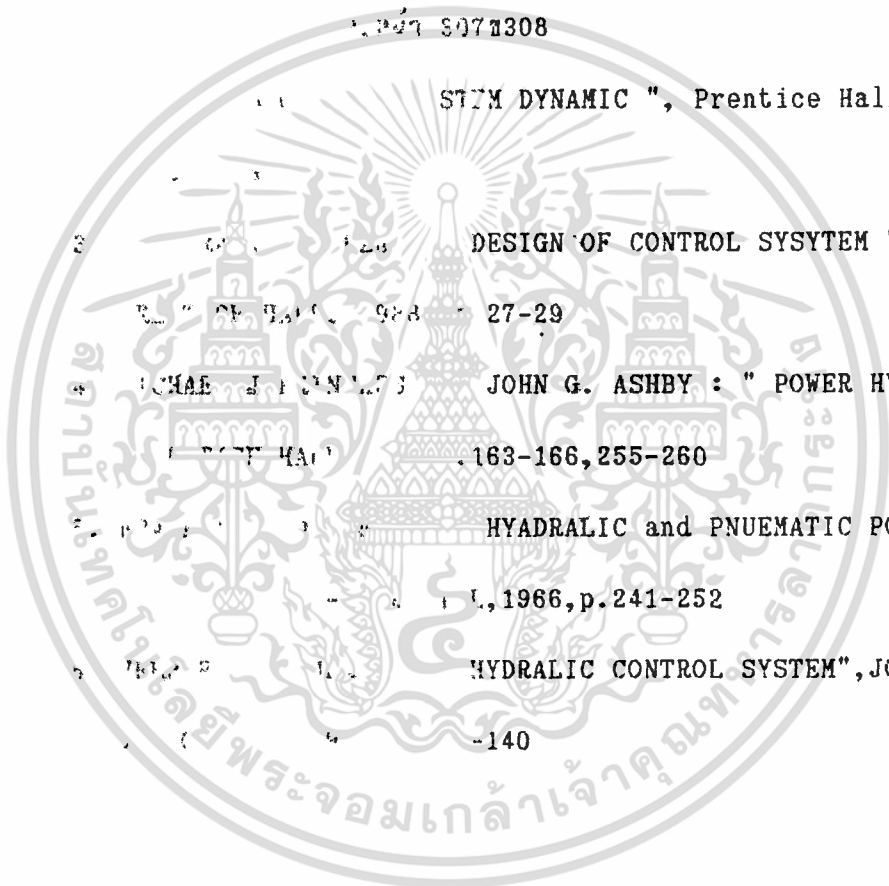
163-166, 255-260

HYADRALIC and PNUEMATIC POWER and

1, 1966, p. 241-252

HYDRALIC CONTROL SYSTEM", JOHNWILLEY

-140



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้