



การศึกษาการใช้พลังงานในเครื่องอัดไฮดรอลิก
The study of energy used in hydraulic press machine

อนันต์
กุลยศ

เต็มเปี่ยม
สุวันทโรจน์

งานวิจัยนี้ได้รับทุนอุดหนุนจากงบประมาณ ประจำปีงบประมาณ พ.ศ. ๒๕๕๗

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร

ชื่อเรื่อง : การศึกษาการใช้พลังงานในเครื่องอัดไฮดรอลิก
 ผู้วิจัย : นายอนันต์ เต็มเปี่ยม คณะวิศวกรรมศาสตร์ มทร.พระนคร
 นายกุลยศ สุวันทโรจน์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มทร.พระนคร
 พ.ศ. : 2557

บทคัดย่อ

ปัจจุบันภาคอุตสาหกรรมได้มีการนำเอาเครื่องอัดไฮดรอลิกมาใช้เป็นเครื่องทุ่นแรง ในการทำงานสำหรับการผลิตชิ้นส่วนต่างๆ แต่เครื่องอัดไฮดรอลิกที่สร้างขึ้นในอดีตส่วนใหญ่ไม่ได้คำนึงถึงการใช้พลังงานของเครื่องอัดไฮดรอลิก จึงทำให้เกิดการสิ้นเปลืองพลังงานไฟฟ้าในขณะรอบเปลี่ยนชิ้นงานจากปัญหาดังกล่าวทางผู้วิจัยจึงได้มีแนวคิดที่จะทำการศึกษาการใช้พลังงานของเครื่องอัดไฮดรอลิก เพื่อศึกษาปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อการสูญเสียพลังงานในเครื่องอัดไฮดรอลิกและเพื่อเป็นแนวทางในการตัดสินใจเลือกใช้อินเวอร์เตอร์ควบคุมมอเตอร์ไฟฟ้าขับปั๊มไฮดรอลิก

ในการสร้างเครื่องอัดไฮดรอลิก เพื่อใช้ในการศึกษาหาการใช้พลังงานไฟฟ้าสำหรับงานวิจัยนี้ได้มีการติดตั้งอุปกรณ์ต่างในระบบไฮดรอลิก อันได้แก่ มอเตอร์ไฟฟ้า 3 เฟส ขนาด 3.7 กิโลวัตต์ พร้อมอินเวอร์เตอร์ควบคุมความเร็วรอบ ปั๊มไฮดรอลิก 2 ชุด แบบเพลลาเดียว ชุดที่ 1 อัตราการไหลต่ำความดันสูงมีอัตราการไหล 3.65 ลิตรต่อนาที และชุดที่ 2 อัตราการไหลสูงความดันต่ำมีอัตราการไหล 6.79 ลิตรต่อนาที อัตราการไหลรวม 10.44 ลิตรต่อนาที วาล์วปลดความดันแบบไม่มีระบายความดัน และวาล์ว 2 ช่องทาง 2 ตำแหน่งสำหรับระบายความดันให้วาล์วปลดความดัน วาล์วควบคุมทิศทางแบบ 4 ช่องทาง 3 ตำแหน่ง กระบอกสูบทำงานสองทิศทาง ขนาด 100 มิลลิเมตร ระยะชัก 250 มิลลิเมตร และเกจวัดความดัน

การศึกษาการใช้พลังงานของเครื่องอัดไฮดรอลิกแบ่งการทดสอบออกเป็น 5 กรณี แต่ละกรณีจะเปลี่ยนอุปกรณ์ไฮดรอลิกในระบบให้แตกต่างกัน เพื่อหาความแตกต่างของการใช้พลังงาน จากผลทดลองพบว่า กรณีที่ 1 มีการสูญเสียพลังงานไฟฟ้ามากที่สุดอัตราการสูญเสียพลังงานไฟฟ้าจะเพิ่มมากขึ้นตามอัตราร้อยละของการรองานที่เพิ่มขึ้น กรณีที่ 2 ถึง 4 มีค่าการสูญเสียพลังงานไฟฟ้าใกล้เคียงกันและมีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้นตามอัตราร้อยละของการรองานที่เพิ่มขึ้นเช่นกัน ส่วนการทดลองในกรณีที่ 5 เป็นการนำเอากรณีที่ 4 มาใช้อินเวอร์เตอร์ช่วยปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าให้ลดลงเหลือ 435 รอบต่อนาที ในช่วงเวลารองานจึงเป็นกรณีที่มีการสูญเสียพลังงานไฟฟ้าน้อยที่สุด จากการทดลองทั้ง 5 กรณี ทำการเปรียบเทียบผลการสูญเสียพลังงานไฟฟ้า โดยให้นำกรณีที่ 2 ถึง กรณีที่ 5 มาเปรียบเทียบกับกรณีที่ 1 ที่ช่วงเวลารองานร้อยละ 20-200 จะได้ผลการสูญเสียพลังงานไฟฟ้าลดลงจากกรณีที่ 1 คือ กรณีที่ 2 พลังงานไฟฟ้าสูญเสียลดลงร้อยละ 17.07-30.46 กรณีที่ 3 - 5 ลดลงร้อยละ 16.06-29.52, 17.37-30.80 และ 23.90-50.55 ตามลำดับ

Title : The study of energy used in hydraulic press machine
Researcher: Mr. Anan Tempiam Faculty of Engineering, RMUTP
Mr. Kullayot Suwantaroj Faculty of Engineering, RMUTP
Year : 2014

ABSTRACT

Recently, Hydraulic Press has been generally used as a labor-saving device in several functions through industrial section. Previously, most of the factory merely concern about using this powerful device and that caused so much electric energy wasted during the pending process on equipment transformation. Therefore, our team initiated a conceptual study of energy consumption on using hydraulic press.

The invention of hydraulic press for the study of electric energy requires hydraulic devices installation. This includes 3.7 kW 3 phases system induction motor and VSD, hydraulic pump single shaft 2 sets, set 1 low flow high pressure at flow rate 3.65 liters per minute, and set 2 high flow low pressure at flow rate 6.79 liters per minute, and total flow rate 10.44 liters per minute, pressure relief valve and 2 ports 2 positions Bypass control valve and 4 ports 3 positions directional control valve, double acting cylinder 100 mm diameter and 250 mm stroke, and pressure gauge.

The experiment on energy consumption using hydraulic press has been considered in 5 cases. Each case operated by different hydraulic devices in order to observe the differences of energy consumption. The result of experiment showed that case 1 had electric energy lost the most, the rate of loss will increase as a percentage of the increase in pending. Case 2 to 4, with the lost of electric energy are similar. Case 5 is bringing the case 4 added VSD to adjust the speed of the electric motor is reduced to 435 rpm during the waiting period, so this case had the lost of energy is minimal. After comparative experiment between case 1 and the other 4 cases during the pending process on equipment transformation at 20 % - 200%, it revealed that case 2 reduced electric energy wasted more than case 1, accounted for 17.07% - 30.46% , while case 3 to 5 reduced electric energy wasted more than case 1, accounted for 16.06% - 29.52% , 17.37% - 30.80% and 23.90% - 50.55% respectively.

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบพระคุณคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร ที่สนับสนุน ตลอดจนเจ้าหน้าที่ทุกๆ ท่านที่อำนวยความสะดวกในการประสานงานทั้งหมดจนบรรลุผลสำเร็จอย่างดียิ่ง

ขอกราบขอบพระคุณท่านอธิการบดีมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร ผู้ซึ่งให้โอกาสและสนับสนุนงานวิจัยในครั้งนี้และทุกๆ ครั้งที่ผ่านมามีความดีเยี่ยมมาโดยตลอด

ขอขอบพระคุณ คณาจารย์สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ทุกท่าน ที่ได้ให้ความอนุเคราะห์และกำลังใจตลอดระยะเวลาการวิจัยที่ผ่านมา รวมถึงผู้มีพระคุณทุกท่านที่มีได้กล่าวถึงไว้ ณ ที่นี้ ผู้วิจัยจึงขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง มา ณ โอกาสนี้

คณะผู้วิจัย



สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อ	ก
ABSTRACT	ข
กิตติกรรมประกาศ	ค
สารบัญ	ง
สารบัญรูป	ช
สารบัญตาราง	ฉ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ญ
บทที่ 1	1
บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของงานวิจัย	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการวิจัย	2
1.3 ขอบเขตของโครงการวิจัย	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
บทที่ 2	4
วรรณกรรมและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	4
2.1 วรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง	4
2.2 แรง	6
2.3 ความดัน	7
2.4 การส่งผ่านกำลังไฮดรอลิก	7
2.5 อัตราการไหลและความเร็วของของเหลวในท่อทาง	7
2.6 ถังพักน้ำมัน	9
2.7 น้ำมันไฮดรอลิก	10
2.8 ท่อทางในระบบไฮดรอลิก	10
2.9 ปัมไฮดรอลิก	12
2.10 ระบายกลับไฮดรอลิก	18

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
2.11 วาล์วควบคุมไฮดรอลิก	21
2.12 อินเวอร์เตอร์ (Inverter)	27
2.13 พร็อกซิมีตี้เซนเซอร์ (Proximity sensor)	30
2.14 การคำนวณทางไฮดรอลิก	31
บทที่ 3	34
การออกแบบและการคำนวณ	34
3.1 บทนำ	34
3.2 ลำดับขั้นการดำเนินงานวิจัย	34
3.3 การออกแบบโครงสร้างเครื่องอัดไฮดรอลิก	35
3.4 การวิเคราะห์ความแข็งแรงโครงสร้างเครื่องอัดไฮดรอลิก	36
3.6 การคำนวณ	41
3.7. การหาเปอร์เซ็นต์การรองาน	46
3.8 การเตรียมเครื่องอัดไฮดรอลิก	46
3.9 เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง	47
3.11 ขั้นตอนการใช้งานเครื่องอัดไฮดรอลิก	48
3.12 ขั้นตอนการทดสอบ	51
บทที่ 4	53
ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง	53
4.1 ผลการทดสอบในกรณีที่ 1	53
4.2 ผลการทดสอบในกรณีที่ 2	55
4.3 ผลการทดสอบในกรณีที่ 3	56
4.4 ผลการทดสอบในกรณีที่ 4	58
4.5 ผลการทดสอบในกรณีที่ 5	60
4.6 ผลการเปรียบเทียบการสูญเสียพลังงานไฟฟ้าทั้ง 5 กรณี	62
บทที่ 5	66
บทสรุปการวิจัยและข้อเสนอแนะ	66
5.1 สรุปผลการวิจัย	66

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
5.2 ข้อเสนอแนะ	66
บรรณานุกรม	68
ภาคผนวก ก รายละเอียดอุปกรณ์	69
ภาคผนวก ข รายละเอียดแบบเครื่องอัตโนมัติ	74
ประวัติคณะผู้วิจัย	80



สารบัญรูป

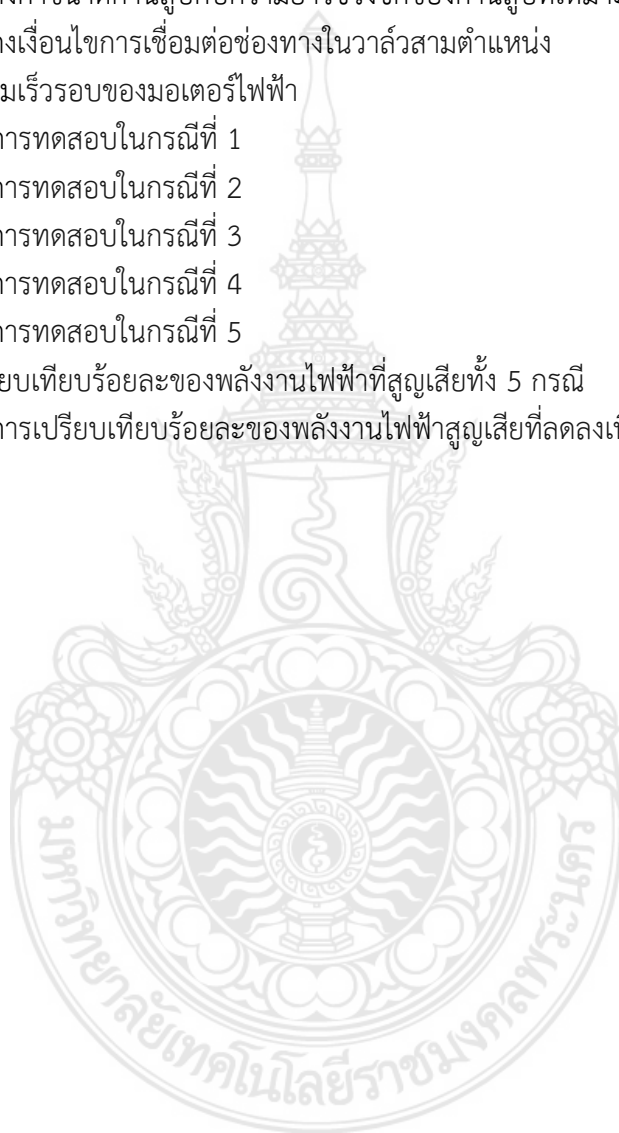
	หน้า
รูปที่ 1.1 เครื่องอัดไฮดรอลิกสำหรับอุตสาหกรรมแม่พิมพ์	1
รูปที่ 1.2 เครื่องอัดไฮดรอลิกสำหรับตัดโลหะ บริษัทชนเทคเมทลส์ จำกัด	2
รูปที่ 2.1 วงจรไฮดรอลิกควบคุมลิฟท์ [3]	4
รูปที่ 2.2 วงจรไฮดรอลิกควบคุมกระบอกสูบโดยวาล์วโปรแกรม [4]	5
รูปที่ 2.3 การใช้มอเตอร์กระแสตรงควบคุมปั๊มไฮดรอลิก [5]	5
รูปที่ 2.4 วงจรการทดสอบการใช้วาล์วเบี่ยง [5]	6
รูปที่ 2.5 แรงที่กระทำในระบบไฮดรอลิก [3]	6
รูปที่ 2.6 การหาค่าความดันจากแรงภายนอก [6]	7
รูปที่ 2.7 การส่งผ่านแรงและกำลังงานในระบบไฮดรอลิก [6]	7
รูปที่ 2.8 ความเร็วของน้ำมันแปรผันตามขนาดของท่อ [1]	8
รูปที่ 2.9 องค์ประกอบของถังพัก	9
รูปที่ 2.10 หน้าที่ของน้ำมันไฮดรอลิก	10
รูปที่ 2.11 ปัญหาในระบบไฮดรอลิกที่เกิดจากน้ำมันไฮดรอลิก	10
รูปที่ 2.12 ส่วนประกอบของสายไฮดรอลิก [2]	11
รูปที่ 2.13 ข้อต่อหัวสายไฮดรอลิก [6]	12
รูปที่ 2.14 ประเภทของปั๊มไฮดรอลิก	13
รูปที่ 2.15 ประเภทของปั๊มเฟือง	13
รูปที่ 2.16 ประเภทของปั๊มใบพัดวน	14
รูปที่ 2.17 ประเภทของปั๊มแบบลูกสูบ	15
รูปที่ 2.18 กราฟแสดงสมรรถนะการทำงานของปั๊มที่แรงดันทำงานของระบบ	18
รูปที่ 2.19 ชนิดของกระบอกสูบไฮดรอลิก	18
รูปที่ 2.20 กระบอกสูบสองทาง	19
รูปที่ 2.21 การคดงอของก้านสูบ	20
รูปที่ 2.22 ประเภทของวาล์วไฮดรอลิก	22
รูปที่ 2.23 ประเภทของวาล์วควบคุมทิศทาง	22
รูปที่ 2.24 วาล์วกันกลับ	23
รูปที่ 2.25 วาล์วกันกลับชนิดทำงานด้วยความดันไฟฟ้า	23
รูปที่ 2.26 ตำแหน่งของวาล์วควบคุมทิศทาง	24
รูปที่ 2.27 วาล์วระบายชนิดทำงานโดยตรง	26
รูปที่ 2.28 วาล์วจำกัดความดันชนิดทำงานด้วยความดันไฟฟ้า	27
รูปที่ 2.29 อินเวอร์เตอร์	28
รูปที่ 2.30 วงจรการทำงานของอินเวอร์เตอร์	29

สารบัญรูป (ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 2.31 วงจรเรกติไฟเออร์แบบใช้ SCR	29
รูปที่ 2.32 ตัวอย่างเซนเซอร์แบบเหนี่ยวนำ [1]	30
รูปที่ 3.1 ลำดับขั้นตอนการสร้างเครื่องอัดไฮดรอลิกเพื่อศึกษาการใช้พลังงาน	34
รูปที่ 3.2 ส่วนประกอบเครื่องอัดไฮดรอลิก	35
รูปที่ 3.3 โครงสร้างส่วนติดตั้งชุดต้นกำลังไฮดรอลิกและระบบควบคุม	35
รูปที่ 3.4 แสดงการกำหนดแรงกระทำและจุดจับยึดที่เกิดแรงปฏิกิริยา	36
รูปที่ 3.5 แสดงเมชบนโครงสร้างเครื่องอัดไฮดรอลิก	36
รูปที่ 3.6 ค่าความเค้นที่เกิดขึ้นบนโครงสร้างเครื่องอัดไฮดรอลิก	37
รูปที่ 3.7 ระยะเคลื่อนตัวที่เกิดขึ้นบนโครงสร้างเครื่องอัดไฮดรอลิก	38
รูปที่ 3.8 วงจรเครื่องอัดไฮดรอลิก	39
รูปที่ 3.9 กราฟการทำงานของกระบอกสูบไฮดรอลิก	46
รูปที่ 3.10 เภจวัดความดันน้ำมันไฮดรอลิก	47
รูปที่ 3.11 วาล์วควบคุมทิศทางการไหลน้ำมันของเครื่องอัดไฮดรอลิก	47
รูปที่ 3.12 อินเวอร์เตอร์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ไฟฟ้า	47
รูปที่ 3.13 อุปกรณ์วัดค่ากำลังไฟฟ้า	48
รูปที่ 3.19 สวิตช์และหลอดไฟบนตู้ควบคุม	48
รูปที่ 3.15 สวิตช์เบรกเกอร์หลักตำแหน่ง ON	49
รูปที่ 3.16 หน้าจอแสดงผลของอินเวอร์เตอร์ไฟติด	49
รูปที่ 3.17 สวิตช์และหลอดไฟควบคุมมอเตอร์ไฟฟ้า	50
รูปที่ 3.18 สวิตช์ควบคุมการทำงานและหยุดงานของกระบอกสูบไฮดรอลิก	50
รูปที่ 3.19 สวิตช์เลือกกรณีการใช้งานของเครื่องอัดไฮดรอลิก	51
รูปที่ 4.1 กราฟแสดงกำลังไฟฟ้าเฉลี่ย 1 รอบการทำงานกรณีที่ 1 ช่วงเวลารองานร้อยละ 200	53
รูปที่ 4.2 กราฟแสดงร้อยละของพลังงานไฟฟ้าที่สูญเสียของกรณีที่ 1	54
รูปที่ 4.3 กราฟแสดงกำลังไฟฟ้าเฉลี่ย 1 รอบการทำงานกรณีที่ 2 ช่วงเวลารองานร้อยละ 200	55
รูปที่ 4.4 กราฟแสดงร้อยละของพลังงานไฟฟ้าที่สูญเสียของกรณีที่ 2	56
รูปที่ 4.5 กราฟแสดงกำลังไฟฟ้าเฉลี่ย 1 รอบการทำงานกรณีที่ 3 ช่วงเวลารองานร้อยละ 200	57
รูปที่ 4.6 กราฟแสดงร้อยละของพลังงานไฟฟ้าที่สูญเสียของกรณีที่ 3	58
รูปที่ 4.7 กราฟแสดงกำลังไฟฟ้าเฉลี่ย 1 รอบการทำงานกรณีที่ 4 ช่วงเวลารองานร้อยละ 200	58
รูปที่ 4.8 กราฟแสดงร้อยละของพลังงานไฟฟ้าที่สูญเสียของกรณีที่ 4	59
รูปที่ 4.9 กราฟแสดงกำลังไฟฟ้าเฉลี่ย 1 รอบการทำงานกรณีที่ 5 ช่วงเวลารองานร้อยละ 200	60
รูปที่ 4.10 กราฟแสดงร้อยละของพลังงานไฟฟ้าที่สูญเสียของกรณีที่ 5	61
รูปที่ 4.11 เปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าเฉลี่ยช่วงรองานร้อยละ 200 ใน 1 รอบการทำงานทั้ง 5 กรณี	62
รูปที่ 4.12 กราฟเปรียบเทียบร้อยละของพลังงานไฟฟ้าที่สูญเสียทั้ง 5 กรณี	63
รูปที่ 4.13 กราฟแสดงร้อยละของพลังงานไฟฟ้าสูญเสียที่ลดลงเทียบกับกรณีที่ 1	64

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 2.1 เปรียบเทียบการทำงานของปั๊มประเภทต่างๆ	16
ตารางที่ 2.2 แสดงค่าขนาดก้านสูบกับความยาวช่วงชักของก้านสูบที่เหมาะสมกับโหลด	21
ตารางที่ 2.3 แสดงเงื่อนไขการเชื่อมต่อช่องทางในวาล์วสามตำแหน่ง	24
ตารางที่ 2.4 ความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้า	28
ตารางที่ 4.1 ผลการทดสอบในกรณีที่ 1	54
ตารางที่ 4.2 ผลการทดสอบในกรณีที่ 2	55
ตารางที่ 4.3 ผลการทดสอบในกรณีที่ 3	57
ตารางที่ 4.4 ผลการทดสอบในกรณีที่ 4	59
ตารางที่ 4.5 ผลการทดสอบในกรณีที่ 5	60
ตารางที่ 4.6 เปรียบเทียบร้อยละของพลังงานไฟฟ้าที่สูญเสียทั้ง 5 กรณี	63
ตารางที่ 4.7 ผลการเปรียบเทียบร้อยละของพลังงานไฟฟ้าสูญเสียที่ลดลงเทียบกับกรณีที่ 1	64



คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

สัญลักษณ์และคำย่อ	ความหมาย	หน่วย
A	พื้นที่หน้าตัดของการบอกลูกสูบ	mm ²
d	เส้นผ่านศูนย์กลางของกระบอกสูบ	mm
Q	อัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก	LPM
Q _p	อัตราการจ่ายน้ำมันของปั๊มไฮดรอลิก	LPM
P	ความดันในระบบไฮดรอลิก	bar
F	แรงที่ใช้ในการอัด	N
P _{max}	ความดันสูงสุดที่ใช้ในระบบไฮดรอลิก	bar
P _{Relief valve}	ความดันที่ใช้ตั้งค่าวาล์วปลดความดัน	bar
P _{Work}	ความดันใช้งาน	bar
V	ความเร็วของลูกสูบไฮดรอลิก	mm/sec
ID _{pipe}	เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อน้ำมันไฮดรอลิก	cm
A _H	พื้นที่หน้าตัดของกระบอกสูบ	mm ²
A _R	พื้นที่หน้าตัดของก้านสูบ	mm ²
P _e	กำลังไฟฟ้าที่ใช้	kW



บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของงานวิจัย

ปัจจุบันโรงงานอุตสาหกรรมการผลิตได้เติบโตอย่างรวดเร็ว ซึ่งมีปัจจัยมาจากความต้องการทางการตลาดที่สูงขึ้น พร้อมทั้งนโยบายทางรัฐเพื่อกระตุ้นเศรษฐกิจ โรงงานอุตสาหกรรมจึงต้องเร่งพัฒนาการผลิตเพื่อตอบสนองผู้บริโภคให้ได้มากที่สุด โดยการนำเครื่องจักรกลเข้ามาใช้ในการผลิตเพื่อลดต้นทุนในด้านเวลา แรงงาน และเพิ่มคุณภาพของผลิตภัณฑ์ด้วย

โรงงานอุตสาหกรรมต่างๆ ได้มีการนำเอาเครื่องจักรระบบอัตโนมัติเป็นจำนวนมาก เข้ามาใช้ในการส่งถ่ายกำลัง เพื่อเป็นเครื่องทุ่นแรงในกระบวนการการผลิต ดังรูปที่ 1.1 แสดงเครื่องอัดไฮดรอลิกสำหรับอุตสาหกรรมแม่พิมพ์ สำหรับผลิตชิ้นส่วนยานยนต์ในประเทศไทย โดยที่ผ่านมาในการออกแบบเครื่องอัดไฮดรอลิกนั้นไม่ได้คำนึงถึงการสูญเสียพลังงานในช่วงระยะเวลาที่โรงงาน เช่น ระยะเวลาที่รอการนำชิ้นงานเข้ามาทำการอัดหรือปั๊ม หรือช่วงพักกลางวันที่ทางโรงงานเปิดเครื่องอัดไฮดรอลิกทิ้งไว้ ดังรูปที่ 1.2 เป็นตัวอย่างอุปกรณ์ที่เป็นเครื่องอัดไฮดรอลิกสำหรับตัดโลหะของบริษัท บริษัท ชั้นเทคเมทัลส์ จำกัด จังหวัด ชลบุรี ประกอบด้วยมอเตอร์ของปั๊มไฮดรอลิก 50 kW หลักการทำงานโดยย่อคือ ระบายออกสู่อากาศยกมีดขึ้นไปแล้วรอเศษโลหะแล้วค่อยตัด ซึ่งเป็นลักษณะเดียวกันกับเครื่องอัดไฮดรอลิกทั่วไป ในการรอชิ้นงานก่อนอัด ซึ่งเป็นช่วงที่มีการสูญเสียพลังงานของปั๊มไฮดรอลิกและอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าของมอเตอร์ไฟฟ้า เนื่องจากเกิดการอันของน้ำมันไฮดรอลิกที่หน้าปั๊มไฮดรอลิก ทำให้มอเตอร์ทำงานหนักและส่งผลให้สูญเสียพลังงานไฟฟ้า



รูปที่ 1.1 เครื่องอัดไฮดรอลิกสำหรับอุตสาหกรรมแม่พิมพ์

ที่มา : <http://www.b2bthai.com/Search/Product/Detail/18632>



รูปที่ 1.2 เครื่องอัดไฮดรอลิกสำหรับตัดโลหะ บริษัทชินเทคเมทัลส์ จำกัด

จากปัญหาดังกล่าวจึงทำให้คณะผู้วิจัย มีแนวคิดที่จะทำการทดสอบการใช้พลังงานของเครื่องอัดไฮดรอลิก และหาวิธีการลดใช้พลังงานของเครื่องอัดไฮดรอลิกโดยวิธีการต่างๆ ให้สูญเสียพลังงานไฟฟ้าน้อยที่สุด ทำให้โรงงาน อุตสาหกรรมในประเทศไทยลดการใช้พลังงานไฟฟ้า ซึ่งเป็นการลดต้นทุน ทำให้โรงงานอุตสาหกรรมมีขีดความสามารถในการแข่งขันด้านราคาของสินค้ากับต่างประเทศ ยิ่งไปกว่านั้นการที่ประเทศไทยเข้าประชาคมเศรษฐกิจอาเซียน (Asean Economic Community) ในปี พ.ศ. 2558 ทำให้การแข่งขันด้านราคาและคุณภาพทวีความรุนแรงขึ้นตามไปด้วย องค์กรความรู้ที่เกิดขึ้นจากแนวคิดข้างต้นจะเป็นการช่วยเหลือด้านอุตสาหกรรมเพื่อที่จะนำไปเป็นแนวทางการพัฒนาเครื่องอัดไฮดรอลิกในโรงงานอุตสาหกรรมต่างๆต่อไป

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการวิจัย

- 1.2.1 เพื่อศึกษาการทำงานของเครื่องอัดไฮดรอลิกแบบควบคุมด้วยไฟฟ้า
- 1.2.2 เพื่อศึกษาให้รู้จักการเลือกใช้เครื่องมือและอุปกรณ์ของระบบไฮดรอลิกได้อย่างถูกต้องและเหมาะสม
- 1.2.3 เพื่อศึกษาปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อการสูญเสียพลังงานในเครื่องอัดไฮดรอลิก
- 1.2.4 เพื่อเป็นแนวทางในการตัดสินใจเลือกใช้อินเวอร์เตอร์ที่จะติดตั้งกับเครื่องอัดไฮดรอลิก

1.3 ขอบเขตของโครงการวิจัย

- 1.3.1 สร้างเครื่องอัดไฮดรอลิกที่ควบคุมด้วยระบบไฟฟ้า ขนาด 10 ตัน
- 1.3.2 ใช้วาล์วควบคุมทิศทางไม่ต่ำกว่า 2 ชนิด ในการศึกษา
- 1.3.3 เปรียบเทียบการใช้ Pressure Relief Valve แบบระบายกลับถังโดยตรง และมี Vent Relief Valve
- 1.3.4 ทดสอบการใช้อินเวอร์เตอร์ปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ปั๊มไฮดรอลิก

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1.4.1 ได้รู้หลักการทำงานและการออกแบบเครื่องอัดไฮดรอลิก
- 1.4.2 ได้ทราบแนวทางการลดใช้พลังงานของเครื่องอัดไฮดรอลิก
- 1.4.3 สามารถนำเครื่องอัดไฮดรอลิกต้นแบบไปใช้ประโยชน์ในงานอัดขึ้นรูปผลิตภัณฑ์ได้
- 1.4.4 สามารถเป็นศูนย์การเรียนรู้เครื่องอัดไฮดรอลิกเพื่อเผยแพร่องค์ความรู้



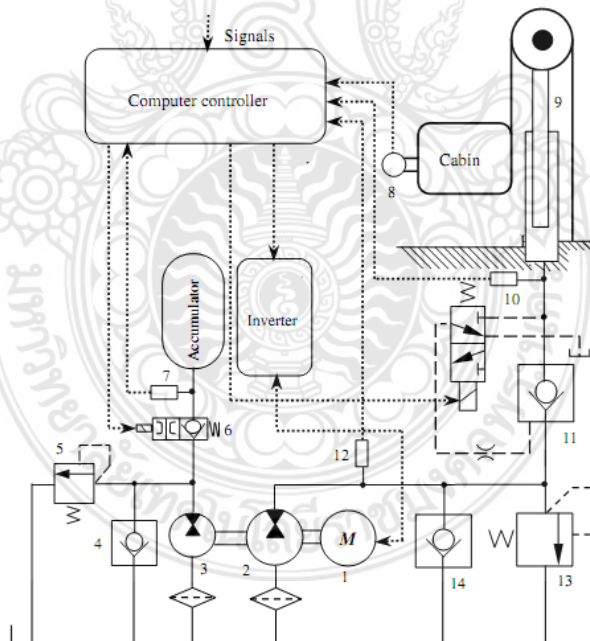
บทที่ 2

วรรณกรรมและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 วรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง

จากผลการทบทวนวรรณกรรมพบว่ามีการศึกษาและวิจัยเพื่อทำการศึกษการใช้พลังงานในระบบไฮดรอลิกเพื่อการประหยัดพลังงาน ซึ่งมีการศึกษาโดยแบ่งได้ 3 ลักษณะดังต่อไปนี้

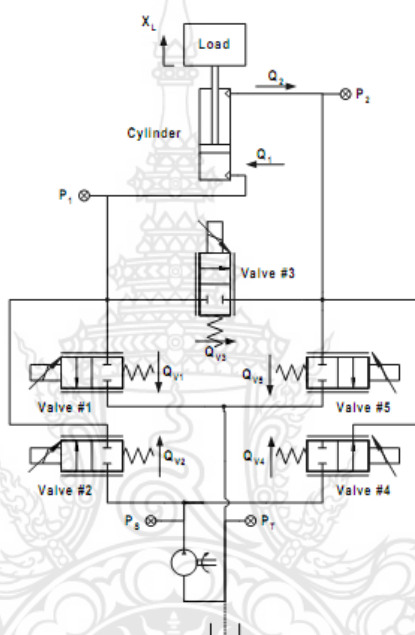
1. การควบคุมด้วยอินเวอร์เตอร์และการใช้ถังสะสมความดัน (pressure accumulator) ซึ่ง Xu Bing และคณะ[3] ได้ออกแบบระบบควบคุมความเร็วตัวแปรความถี่ แรงดันไฟฟ้า (VVF) ของลิฟต์ไฮดรอลิกที่มีถังสะสมความดัน ซึ่งเป็นนวัตกรรมใหม่ของลิฟต์ไฮดรอลิกประหยัดพลังงานดังรูปที่ 2.1 ระบบการควบคุมของลิฟต์ไฮดรอลิก VVF พร้อมทั้งถังสะสมความดัน มีการวิเคราะห์และการควบคุมความเร็วของลิฟต์ไฮดรอลิก VVF กับถังสะสมความดัน โดยใช้อัลกอริทึมการควบคุม PID การเปรียบเทียบการทดลองของการประหยัดพลังงานโดยวัดกำลังฟ้าของอุปกรณ์ไฮดรอลิก ความเร็วของการเคลื่อนที่ และเวลา ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าลิฟต์ไฮดรอลิก VVF กับถังสะสมความดันมีประสิทธิภาพสูงกว่าเมื่อ เปรียบเทียบกับลิฟต์ไฮดรอลิก VVF ที่ไม่มีถังสะสมความดัน



รูปที่ 2.1 วงจรไฮดรอลิกควบคุมลิฟท์ [3]

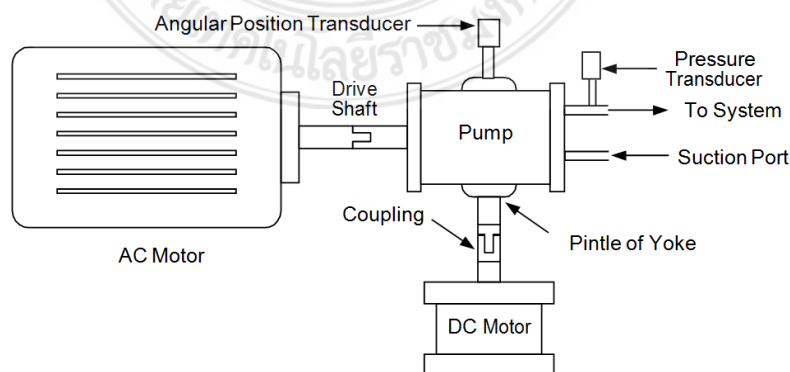
2. การใช้วาล์วคาร์ทริดจ์ (cartridge valve) หรือบางครั้งเรียก วาล์วคาร์ทริดจ์มาต่อกันหลายๆ ตัวชื่อว่าวาล์วโปรแกรม (programmable valve) ควบคุมกระบอกสูบของระบบไฮดรอลิกเพื่อการประหยัดพลังงาน

โดยที่มวิจัยของ Song Liu และคณะ[4] ได้ศึกษาการประหยัดพลังงานปรับตัวควบคุมความแม่นยำมีประสิทธิภาพการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบไฮดรอลิกตัวเดียวกันผ่านการใช้งานโปรแกรมของวาล์วโดย วาล์วโปรแกรมที่ใช้ในการศึกษาครั้งนี้เป็นชุดพิเศษประกอบด้วยวาล์วคาร์ทริดจ์ 5 ตัว เชื่อมต่อในลักษณะที่ควบคุมการไหลทางเข้า (meter in) และควบคุมการไหลทางออก (meter out) สามารถควบคุมได้อย่างอิสระโดยวาล์ว 4 วาล์ว และควบคุมการไหลข้ามพอร์ตโดยวาล์วตัวที่ 3 ดังรูปที่ 2.2 ซึ่งโปรแกรมสามารถควบคุมการไหลทั้งทางเข้าและทางออก ให้มีความยืดหยุ่นในการลดความดันสูญเสียเป็นผลให้การใช้พลังงานมีประสิทธิภาพสูงขึ้น

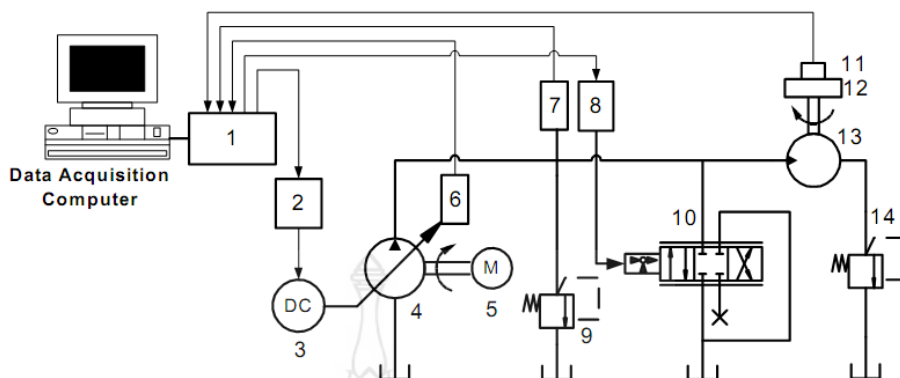


รูปที่ 2.2 วงจรไฮดรอลิกควบคุมกระบอกสูบเดี่ยววาล์วโปรแกรม [4]

3. การใช้ปั๊มไฮดรอลิกส์แบบสวอชเพลต (Swash plate) โดยใช้มอเตอร์กระแสตรงหรือมอเตอร์ DC ควบคุมพร้อมทั้ง ติดตั้ง วาล์วเบี่ยง (bypass Valve) สำหรับการควบคุมการไหลกลับ ซึ่งเป็นการวิจัยของ Tonglin Shang ได้ทำการศึกษพบว่าระบบไฮดรอลิกที่มีการใช้การเบี่ยงการไหลจะใช้พลังงานน้อยและมีผลตอบสนองทางไดนามิกสูง



รูปที่ 2.3 การใช้มอเตอร์กระแสตรงควบคุมปั๊มไฮดรอลิก [5]



รูปที่ 2.4 วงจรการทดสอบการใช้วาล์วเบี่ยง [5]

2.2 แรง

การกระทำของวัตถุกับวัตถุอื่นหรือสาเหตุใดๆ ก็ตามที่กระทำกับวัตถุแล้วพยายามผลักดันให้วัตถุนั้นเกิดการเคลื่อนที่ เกิดจากความดันของของไหลที่กระทำกับพื้นที่หน้าตัด

ความสัมพันธ์ของแรง ความดันและพื้นที่หน้าตัดอาจจะเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

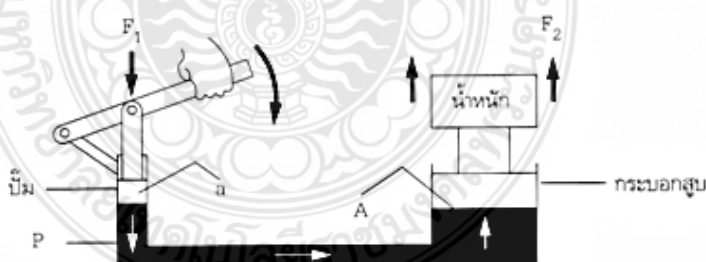
$$F = P \times A \quad (2-1)$$

โดยที่ F คือ แรงที่กระทำบนพื้นที่ (lb)

P คือ ความดันของของไหล (Psi)

A คือ พื้นที่หน้าตัดของภาชนะที่ถูกแรงกระทำ (in^2)

ในระบบไฮดรอลิกจึงจะต้องมีแรงเกิดขึ้นตลอดเวลาจากกำลังงานของไหลเพื่อให้เกิดการทำงานในระบบได้ ดังรูปที่ 2.5



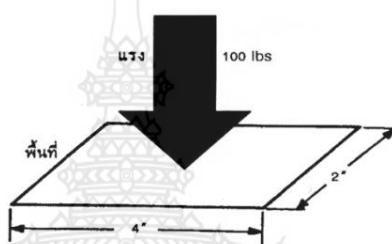
รูปที่ 2.5 แรงที่กระทำในระบบไฮดรอลิก [3]

ในรูปที่ 2.5 แสดงให้เห็นว่าเมื่อปั๊มทำงานดูดและอัดส่งน้ำมันไฮดรอลิกให้ไหลไปตามท่อทางนั้น จะต้องมีกำลังมากพอ เพื่อเอาชนะความเสียดทานต่างๆ ตามผนังท่อจึงจะสามารถดันให้น้ำมันไหลเข้าในกระบอกสูบ จากนั้นความดันก็จะเกิดขึ้นเนื่องจากการไหลของน้ำมันถูกขวางทางด้วยลูกสูบภายในกระบอกสูบความดันที่เกิดขึ้นนี้จะมากหรือน้อยขึ้นอยู่กับไหลที่ระบบต้องการทำงาน ถ้าไหลตมมาก

ความดันก็จะมีมากขึ้น โดยความดันจะกระทำกับพื้นที่ลูกสูบจนได้แรงผลักดันเท่ากับโหลด ลูกสูบจะเริ่มการเคลื่อนที่เพื่อผลักดันโหลด

2.3 ความดัน

ความดัน คือ ค่าของแรง (มีหน่วยเป็นปอนด์) ที่กระทำกับของไหลหารด้วยพื้นที่ที่ถูกกระทำ จากรูปที่ 2.6 แสดงให้เห็นว่าเมื่อเราให้แรง 100 ปอนด์ กระทำลงบนพื้นที่ 8 ตารางนิ้ว ความดันจะมีค่าเท่ากับ 12.5 ปอนด์ต่อ 1 ตารางนิ้ว (100 ปอนด์หารด้วย 8 ตารางนิ้ว) นอกจากนั้นเราอาจคำนวณปริมาณแรงได้จากการนำเอาความดันคูณกับพื้นที่ที่ถูกกระทำ

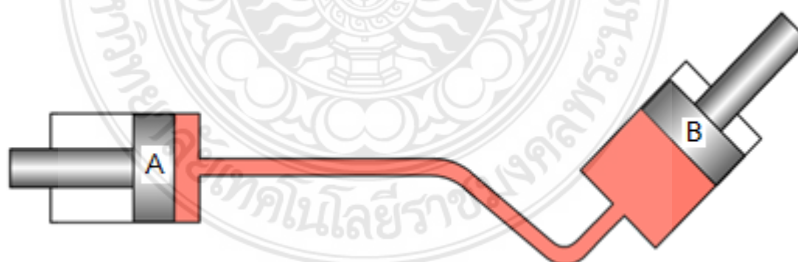


รูปที่ 2.6 การหาค่าความดันจากแรงภายนอก [6]

2.4 การส่งผ่านกำลังไฮดรอลิก

จากรูปที่ 2.7 แสดงให้เห็นว่า เมื่อแรงกดลงบนลูกสูบ A แรงนี้จะส่งผ่านของเหลวในท่อถึงแม้ท่อจะเลี้ยวเป็นมุมก็ทำได้ง่ายและส่งผ่านไปยังลูกสูบ B ซึ่งมีพื้นที่หน้าตัดเท่ากับลูกสูบ A ตามกฎการถ่ายทอดกำลังงานสามารถคำนวณแรงที่ลูกสูบ B ได้จากสมการ

$$P_A = P_B = \frac{F_A}{A_A} = \frac{F_B}{A_B} \quad (2-2)$$



รูปที่ 2.7 การส่งผ่านแรงและกำลังงานในระบบไฮดรอลิก [6]

2.5 อัตราการไหลและความเร็วของของเหลวในท่อทาง

ปริมาณของเหลวที่ไหลผ่านพื้นที่หน้าตัดที่กำหนดในหนึ่งหน่วยเวลาเรียกว่า อัตราการไหลหน่วยของอัตราการไหลจึงเป็นหน่วยของปริมาตรต่อหน่วยของเวลา นิยมใช้ลักษณะงานต่างกัน

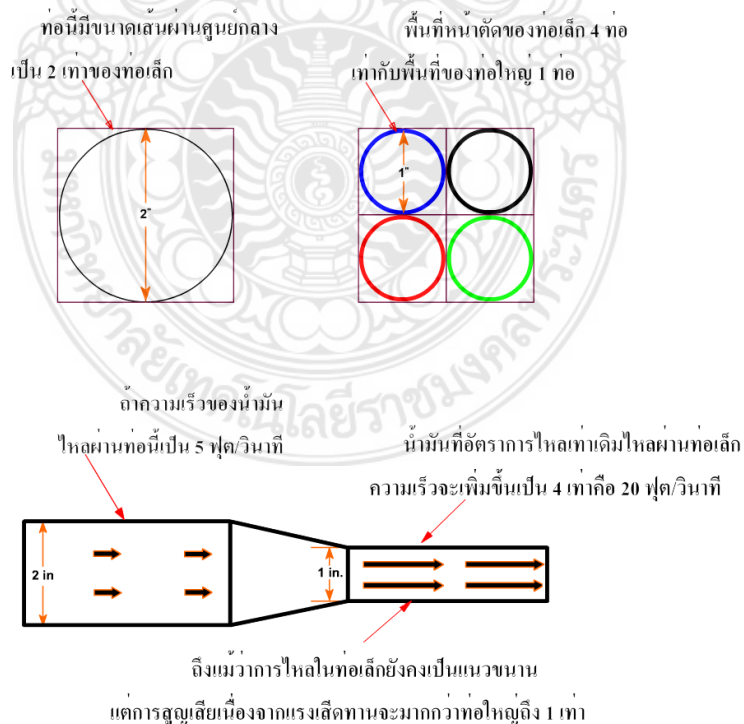
จากสมการแห่งการไหลอย่างต่อเนื่อง ในกรณีที่เป็นของไหลที่ยุบตัวไม่ได้ ซึ่งหมายถึงของไหลนั้นมีอัตราการไหลในท่อเท่ากับความเร็วของของไหลในท่อทางคูณกับพื้นที่หน้าตัดของลำของไหลที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหล ซึ่งก็คือพื้นที่หน้าตัดของท่อนั้นเอง ตามสมการ

$$Q = A \times v \quad (2-3)$$

โดยที่ Q คือ อัตราการไหล
A คือ พื้นที่หน้าตัด
v คือ ความเร็วของของไหล

ส่วนความเร็วของของไหลในท่อทางจะเป็นความเร็วเฉลี่ยของของไหลที่ไหลผ่านจุดใดจุดหนึ่งหรือวัดเป็นระยะที่ของไหลเคลื่อนที่ต่อเวลา เพราะเป็นการไหลของของไหลจริง ของไหลชั้นที่อยู่ติดกับผนังจะมีความเร็วเป็นศูนย์เนื่องจากความฝืดที่ผนังต่อจากนั้นก็เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเมื่ออยู่ห่างจากผนังออกไป และชั้นของของไหลที่ความเร็วมากที่สุดคือชั้นที่อยู่ตรงกึ่งกลางของท่อดังนั้นตามสมการจะเห็นว่า ความเร็วแปรตรงข้ามกับพื้นที่หน้าตัดของท่อถ้ารู้ขนาดของพื้นที่หน้าตัดและสมการการไหล ก็สามารถรู้การเปลี่ยนแปลงของความเร็วตลอดการไหลในท่อ

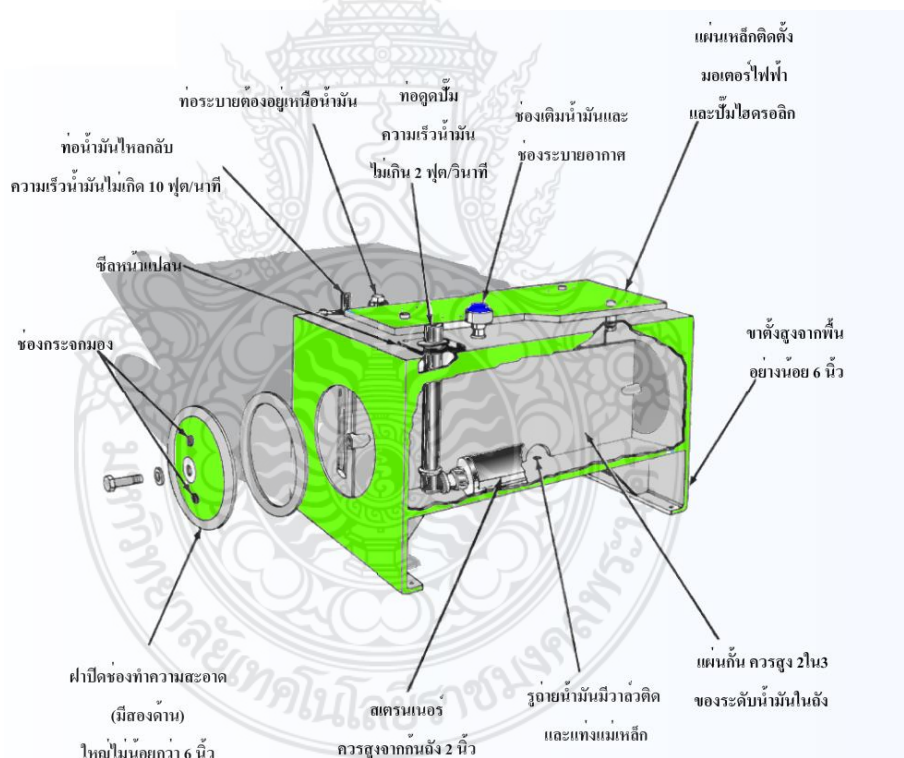
จากรูปที่ 2.8 แสดงให้เห็นว่า ถ้าเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อมีขนาดลดลงเป็น 2 เท่า พื้นที่หน้าตัดก็จะลดลงเป็น 4 เท่า ดังนั้นความเร็วของน้ำมันก็จะเพิ่มขึ้น 4 เท่าของความเร็วในท่อใหญ่ ความเร็วของน้ำมันไฮดรอลิกในท่อเป็นองค์ประกอบสำคัญในการออกแบบวงจร เพราะเป็นผลเกี่ยวกับแรงเสียดทานด้วยแรงเสียดทานในท่อมักทำให้การไหลช้าลงและเกิดความดันลดในท่อเพิ่มขึ้น



รูปที่ 2.8 ความเร็วของน้ำมันแปรผันตามขนาดของท่อ [1]

2.6 ถังพักน้ำมัน

ถังพักน้ำมันไฮดรอลิก มีหน้าที่ เก็บและพักน้ำมันไฮดรอลิกที่จะจ่ายน้ำมันให้กับระบบทั้งหมด เป็นที่ระบายความร้อนของน้ำมันออกจากระบบ เป็นที่ขจัดสิ่งสกปรกหรือสิ่งเจือปนมากับน้ำมัน และขจัดฟองอากาศโดยให้ฟองอากาศในน้ำมันกระจายตัวและลอยหลุดไปสู่ช่องว่างของอากาศเหนือผิวน้ำมันได้ ในขณะที่น้ำมันไหลกลับมายังถัง ซึ่งภายในถังพักจะประกอบด้วย แผ่นกั้น (Baffle Plate) โดยทั่วไปแผ่นกั้นจะกั้นตลอดความยาวผ่านกึ่งกลางถังพัก มักจะมีความสูงประมาณ $2/3$ ของระดับน้ำมัน และใช้ในการกั้นท่อดูดของปั๊มให้แยกจากท่อน้ำมันไหลกลับ เพื่อป้องกันไม่ให้น้ำมันเกิดหมุนเวียนกลับเข้าไปในระบบทันที แต่จะให้น้ำมันไหลผ่านเส้นทางหมุนเวียนตลอดถังพักเพื่อระบายความร้อนก่อน ดังนั้น แผ่นกั้นจึงป้องกันความปั่นป่วนในถังพัก ทำให้สิ่งแปลกปลอมตกตะกอนลงสู่ก้นถังพัก ให้ความแก่ น้ำมันเพื่อกำจัดฟองอากาศภายใน และยังช่วยเพิ่มการกระจายความร้อนผ่านทางผนังของถังพักอีกด้วย ดังนั้นท่อทั้งหมดที่ต่อกลับมาถังพักจะต่อลงไปต่ำกว่าระดับน้ำมันภายในถังพัก และที่ด้านน้ำมันไหลกลับของแผ่นกั้นต้องอยู่ตรงกันข้ามกับด้านท่อดูด



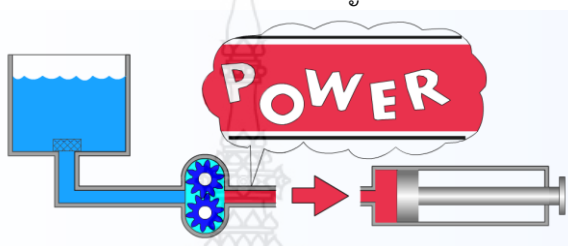
รูปที่ 2.9 องค์ประกอบของถังพัก

กรองและแม่เหล็ก ที่อยู่ภายในถังพักช่วยป้องกันไม่ให้อสิ่งเจือปนหลุดเข้าไปยังส่วนอื่นๆ ของระบบ ถังพักส่วนใหญ่มีระบบตรวจระดับน้ำมันด้วยแท่งจุ่มวัดระดับน้ำมันหรือที่วัดระดับน้ำมัน (Level gauge) ถังพักมีทั้งแบบอัดแรงดัน และแบบระบายอากาศ ถังพักอัดแรงดันจะป้องกันสิ่งสกปรกไม่ให้หลุดเข้าไปในถังพักได้ และสามารถปั๊มได้เร็วมาก (ซูเปอร์ชาร์จ) ส่วนถังพักแบบระบายอากาศมีราคาถูกกว่า และเหมาะสำหรับการทำความสะอาด อากาศที่ระบายออกมาถูกกรองผ่านรูระบายอากาศที่อยู่

ด้านบนถึงพัก โดยทั่วไปถึงพักทั้งสองแบบมักมีตัวตักอยู่ในช่องเติมน้ำมันเพื่อกักสิ่งเจือปนขนาดใหญ่เข้าสู่ถังพัก และใช้ปลั๊กระบายสำหรับถ่ายน้ำมันออก

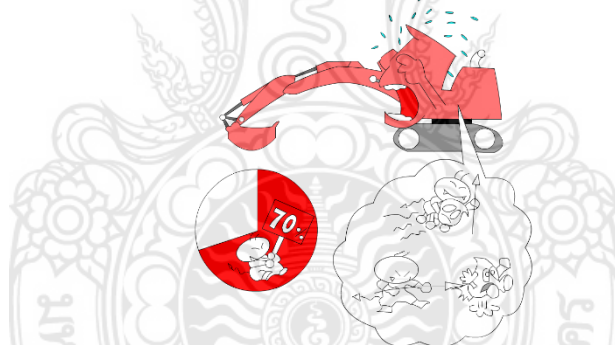
2.7 น้ำมันไฮดรอลิก

น้ำมันในระบบไฮดรอลิก ทำหน้าที่เป็นสารตัวกลางในการถ่ายทอดพลังงาน เป็นสารหล่อลื่นสำหรับชิ้นส่วนที่มีพิกัดความละเอียดสูง และช่วยระบายความร้อนให้กับระบบ น้ำมันไฮดรอลิกจึงจัดเป็นส่วนประกอบส่วนหนึ่งของระบบไฮดรอลิกที่สำคัญ



รูปที่ 2.10 หน้าที่ของน้ำมันไฮดรอลิก

กล่าวกันว่าประมาณ 70% ของปัญหาในระบบไฮดรอลิกมักมีสาเหตุมาจากการใช้ชนิดของน้ำมันไฮดรอลิกที่ไม่เหมาะสม หรือน้ำมันสกปรก หรือมีสิ่งปนเปื้อนในน้ำมันมากเกินไป



รูปที่ 2.11 ปัญหาในระบบไฮดรอลิกที่เกิดจากน้ำมันไฮดรอลิก

การเลือกใช้น้ำมันไฮดรอลิกให้เหมาะสมกับระบบหรือสภาวะการทำงานนั้นเป็นการเพิ่มสมรรถนะให้แก่อุปกรณ์ และอายุการใช้งานของระบบก็จะยาวนานขึ้น ในการพัฒนาอุปกรณ์ไฮดรอลิกนั้น ผู้ผลิตต้องศึกษาถึงคุณสมบัติของน้ำมันที่มีอยู่อย่างระมัดระวัง เพื่อค้นหาชนิดที่เหมาะสมที่สุดกับการทำงานในสภาวะต่าง ๆ ในบางครั้งก็จำเป็นต้องพัฒนาน้ำมันชนิดใหม่ขึ้นมาด้วยเพื่อให้ได้คุณสมบัติที่ถูกต้อง นี่จึงเป็นเหตุผลสำคัญว่า ทำไมเราจึงต้องเลือกใช้น้ำมันที่ผู้ผลิตอุปกรณ์แนะนำให้ใช้

2.8 ท่อทางในระบบไฮดรอลิก

ในระบบไฮดรอลิกอุปกรณ์ต่างๆที่ใช้ในการทำงานจะถูกเชื่อมให้ต่อกันด้วยระบบท่อทางที่จะให้น้ำมันไฮดรอลิกไหลผ่านอุปกรณ์ต่างๆไปทำงานได้ระบบท่อทางประกอบด้วยแป็บท่อสายไฮดร

ลิก ข้อต่อชนิดต่างๆ และซีล ดังนั้นเราจึงต้องรู้วิธีการเลือกใช้ ข้อจำกัด รวมทั้งขีดความสามารถในการทำงานของอุปกรณ์ต่างๆในระบบท่อทางนี้

ท่อทางที่ใช้ในงานไฮดรอลิกทำหน้าที่เป็นทางผ่านของน้ำมันไฮดรอลิก จากปั๊มไปสู่วาล์วควบคุมชนิดต่างๆจนถึงอุปกรณ์การทำงานคือ หลังจากทำงานแล้ว ท่อทางทั้งหมดนี้ต้องไม่ทำให้เกิดการสูญเสียความดันมากเกินไปซึ่งจะมีผลทำให้กำลังงานไฮดรอลิกลดลงและต้องสามารถทนต่อความดันที่เกิดขึ้นในระหว่างการทำงานของระบบ

ในการเลือกชนิดและขนาดของท่อไฮดรอลิกจะต้องพิจารณาจากองค์ประกอบหลายประการคือ อัตราการไหลที่ระบบต้องการ ความดันในขณะทำงานรวมทั้งระยะทางและเส้นทางการไหล กล่าวคือ

1. ท่อไฮดรอลิกควรมีขนาดพอเหมาะ ไม่ควรเลือกใช้ขนาดเล็กเกินไปเพราะจะทำให้เกิดการสูญเสียความดันภายในระบบท่อมาก
2. ควรใช้ท่อไฮดรอลิกที่มีความยาวพอดี เพื่อหลีกเลี่ยงการใช้ข้อต่อหลายๆ
3. ผิวภายในของท่อควรเรียบ ไม่มีการหักงอหรือเชื่อมต่อกันมากเกินไป และมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางสม่ำเสมอ

สายไฮดรอลิก เป็นส่วนประกอบในระบบท่อทางที่นิยมใช้กันมากเนื่องจากมีประโยชน์หลายประการคือ

1. ป้องกันเสียงดัง และแรงสั่นสะเทือน
2. เป็นตัวเชื่อมต่อระหว่างท่อกับอุปกรณ์ทั้งที่เคลื่อนไหว และไม่เคลื่อนไหว
3. ใช้เป็นตัวเชื่อมต่อกับแป็บ และท่อในบริเวณที่มีเนื้อที่จำกัด
4. ใช้เป็นข้อต่อท่อแบบชั่วคราวได้ถึงแม้ว่าสายไฮดรอลิกจะมีประโยชน์หลายอย่างดังกล่าว แต่ก็มีข้อจำกัดในการใช้ กล่าวคือไม่ค่อยมีความทนทานเนื่องจากทำด้วยยางจึงเก่า และชำรุดง่าย



รูปที่ 2.12 ส่วนประกอบของสายไฮดรอลิก [2]

ส่วนประกอบของสายไฮดรอลิก ประกอบด้วยส่วนต่างๆดังนี้

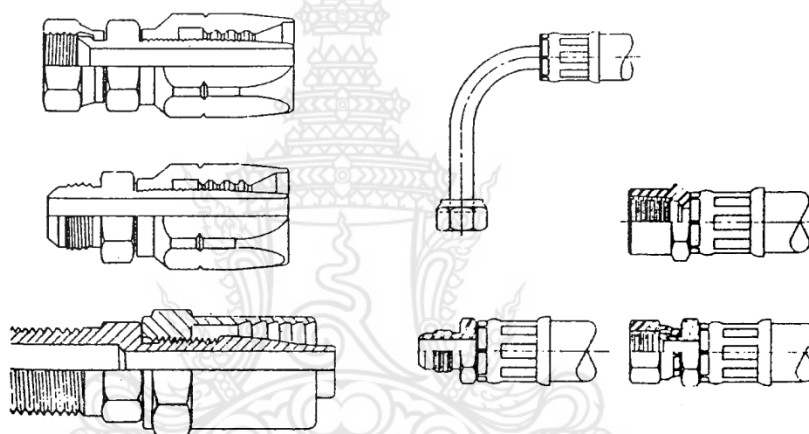
1. ท่อภายใน เป็นทางไหลผ่านของน้ำมันไฮดรอลิก ทำด้วยยางสังเคราะห์ในลอน เทฟลอน หรือวัสดุอื่นๆ ที่มีผิวเรียบ ทนความร้อนและไม่รั่วซึม

2. ผ้าใบ อาจทำจากฝ้ายหรือใยสังเคราะห์ไนลอน หรือไฟเบอร์กลาสหรือวัสดุหลายอย่างผสมกัน ส่วนที่เป็นผ้าใบนี้เป็นส่วนที่ทำให้สายไฮดรอลิก ทนความดันได้ แต่จะทนเท่าไรขึ้นอยู่กับชนิดของวัสดุ

3. เปลือกนอก เป็นส่วนนอกสุดของสายไฮดรอลิก ใช้หุ้มผ้าใบอีกทีหนึ่ง มักทำมาจากวัสดุที่เป็นพลาสติกหรือยาง

โดยค่าแฟกเตอร์ความปลอดภัยของสายไฮดรอลิก คือ 4 อย่างไรก็ตามในระหว่างที่ระบบทำงาน ความดันอาจขึ้นหรือลงเป็น 2 เท่าของความดันปกติได้

การเลือกใช้งานสายไฮดรอลิกจะต้องพิจารณาจากอัตราความดันไฮดรอลิกจะทนได้ เช่นเดียวกับแป็บและท่อ สายไฮดรอลิกที่มีขนาดต่างกันและมีจำนวนชั้นผ้าหนาไม่เท่ากันก็จะทนความดันได้ต่างกัน



รูปที่ 2.13 ข้อต่อหัวสายไฮดรอลิก [6]

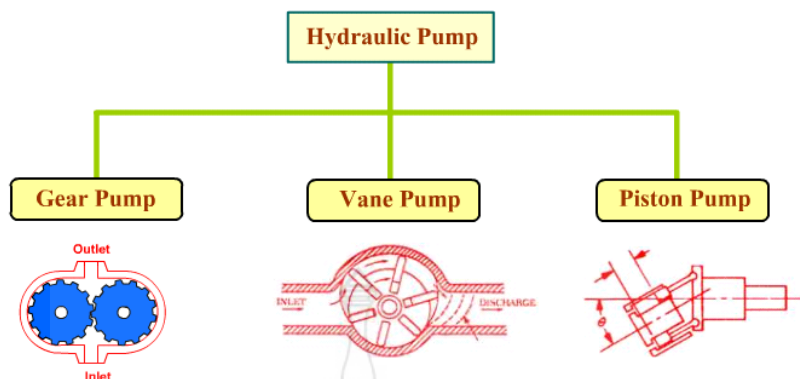
ข้อต่อปลายสายไฮดรอลิก หรือที่เรียกกันว่าหัวสายไฮดรอลิก มี 2 แบบ คือ

1. แบบถาวร (Permanent) ข้อต่อจะยึดติดกับท่ออย่างแน่นหนาด้วยวิธีการอัดติดกับหัวสายและจะแยกออกจากกันไม่ได้ ส่วนชนิดของข้อต่อจะใช้ชนิดเดียวกับข้อต่อของท่อ

2. ข้อต่อหัวสายชนิดถอดเร็ว (Quick – disconnect coupling) หัวสายแบบนี้ต่อเข้ากับอุปกรณ์ได้ง่ายโดยการเสียบสายและดันให้เข้าล็อก เวลาถอดก็ถอยร่นหัวข้อต่อถอดเร็วให้คลายล็อกแล้วดึงออก ที่ปลายทั้ง 2 หัวของชุดข้อต่อถอดเร็วจะมีซิลิโคนในตัวและป้องกันการรั่วโดยใช้สปริงดันวาล์วกันกลับหรือป๊อปเป็ตให้ปิดน้ำมัน ดังนั้นเมื่อถอดท่อออกจากอุปกรณ์จะไม่มีน้ำมันไหลออกจากหัวต่อ

2.9 ปัมไฮดรอลิก

ปัมไฮดรอลิกคือหัวใจของระบบไฮดรอลิกซึ่งมีหน้าที่สร้างอัตราการไหล ทำให้น้ำมันไหลเวียนในระบบโดยปัมไฮดรอลิกเปลี่ยนพลังงานกลให้เป็นพลังงานของไหล ปัมที่ใช้ในระบบไฮดรอลิก แบ่งออกเป็น 3 ประเภท ได้แก่ ปัมเฟืองปัมใบพัดเวน และปัมลูกสูบ

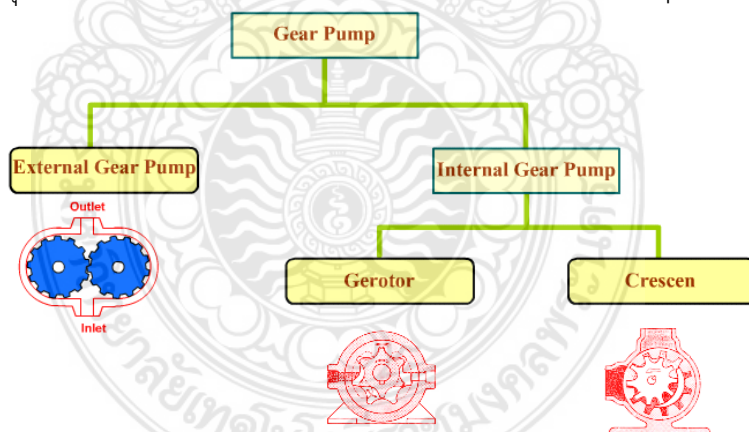


รูปที่ 2.14 ประเภทของปั๊มไฮดรอลิก

2.9.1 ปั๊มเฟือง (Gear Pump)

ปั๊มเฟืองหรือเกียร์ปั๊ม จะประกอบด้วยเฟืองเกียร์สองตัวขบกัน ซึ่งตัวหนึ่งทำหน้าที่ขับถูกต้องเข้ากับเพลาคับ ส่วนอีกตัวจะเป็นเฟืองตาม ห้องปั๊มจะอยู่ระหว่างฟันของเฟืองที่ขบกัน ซึ่งถูกปิดด้วยเสื้อปั๊ม และแผ่นแรงดัน (Pressure plate) หรือภาษาช่างทั่วไปเรียกว่า แวนตา

เมื่อปั๊มทำงานจะ ทำให้เกิดสุญญากาศเป็นผลให้เกิดการไหลขึ้นในระบบ โดยน้ำมันจะถูกดูดเข้ามาทางช่องดูด (Suction Port) แล้วส่งออกไปยังท่อส่ง (Outlet Port) แบ่งออกเป็น 2 แบบคือแบบเฟืองฟันนอก ซึ่งเป็นปั๊มที่นิยมใช้กันมาก และปั๊มเฟืองฟันใน โดยเฉพาะชนิดซี่ลรูปเสี้ยวจะทำงานเงียบกว่า จึงถูกพัฒนาให้ทนความดันได้สูงขึ้น และถูกนำไปใช้ทดแทนในงานที่ใช้ปั๊มแบบไบพัตเวนด์ได้ ปั๊มเฟืองทุกประเภทจะเป็นปั๊มแบบจ่ายอัตราการไหลคงที่ (Fixed Displacement Pumps)



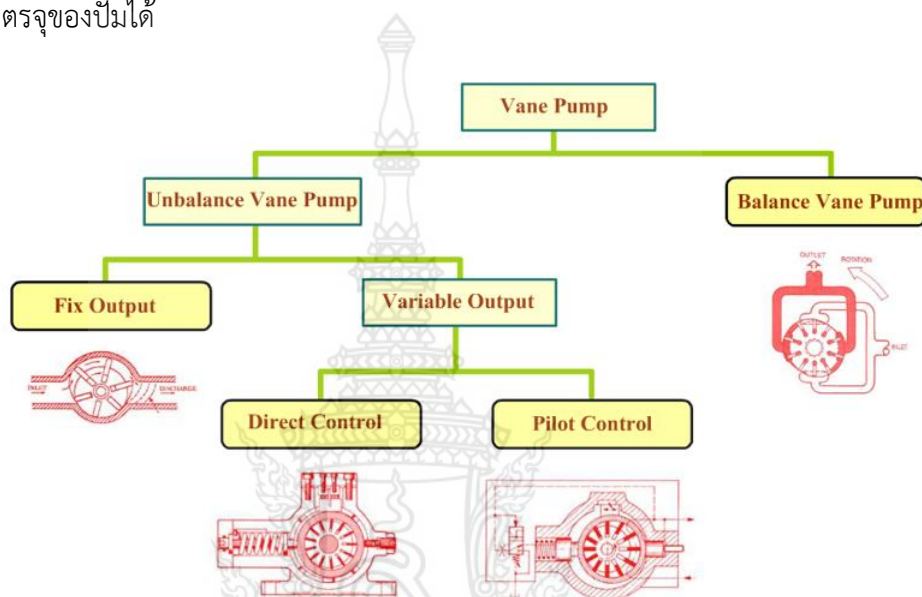
รูปที่ 2.15 ประเภทของปั๊มเฟือง

2.9.2 ปั๊มไบพัตเวนด์ (Vane Pumps)

ปั๊มไบพัตเวนด์เป็นปั๊มที่เสียงเงียบกว่า สามารถปรับขีดเซยความลึกหรือได้เอง แต่จะทนสิ่งปนเปื้อนได้เล็กน้อยและสร้างอัตราการไหลได้ไม่เท่ากับปั๊มเฟืองที่ขนาดเท่ากัน

ปั๊มแบบไบพัตเวนด์ประกอบด้วยตัวเสื้อปั๊ม โรเตอร์และไบพัตหรือไบเวนด์โดยจะถูกสอดอยู่ในตัวโรเตอร์ด้วยกันหลายแผ่นและจะรวมเรียกว่า ชุดใส่ปั๊ม (Cartridge) โดยชุดนี้จะถูกสวมอยู่ภายในเสื้อปั๊มที่มีลักษณะเป็นวงแหวนลูกเบี้ยว เมื่อเพลาคับหมุนตัวโรเตอร์ก็จะหมุนและเหวี่ยงสลัดให้ไบเวนด์เลื่อนเข้าออกภายในร่องของตัวโรเตอร์โดยเฉลี่ยความเร็วรอบที่หมุนขับปั๊ม จะต้องไม่น้อยกว่า 600

รอบต่อนาที(RPM)จึงจะสามารถสลับให้ใบวนเลื่อนออกจากร่องภายในโรเตอร์ได้ จากนั้นใบพัดวนที่เลื่อนประชิดผนังภายในเสื้อปั๊มได้แล้วก็ทำหน้าที่กวาดน้ำมันให้ไหลออกทางช่องทางออกได้และเมื่อใบวนสึกหรือไป ก็ยังสามารถเลื่อนประชิดผนังได้ด้วยแรงเหวี่ยง จึงทำให้ปั๊มประเภทนี้ สามารถปรับขนาดเขยการสึกหรือได้เอง เพื่อรักษาประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของปั๊มไว้ได้ ปั๊มใบพัดวนมีทั้งประเภทที่จ่ายอัตราการไหลคงที่หรือปริมาตรคงที่และประเภทปรับค่าอัตราการไหลได้หรือปั๊มแบบปรับปริมาตรจุของปั๊มได้



รูปที่ 2.16 ประเภทของปั๊มใบพัดวน

2.9.3 ปั๊มลูกสูบ (Piston Pump)

เป็นปั๊มอีกชนิดหนึ่งที่นิยมใช้ในระบบไฮดรอลิกโดยเฉพาะในระบบที่มีแรงดันสูง โครงสร้างภายในผลิตขึ้นอย่างละเอียด การรั่วซึมน้อย ประสิทธิภาพของปั๊มแบบนี้ถือว่าสูงมากมีขนาดอัตราการไหลที่สูงและความดันทำงานสูงอีกด้วย ปั๊มลูกสูบบมีทั้งชนิดจ่ายอัตราการไหลคงที่และชนิดปรับค่าอัตราการไหลได้ หลักการทำงานของปั๊มชนิดนี้คือให้ลูกสูบเคลื่อนที่ไปมาภายในกระบอกสูบซึ่งจะดูดของเหลวเข้ามาในขณะที่ลูกสูบเลื่อนออกและผลักดันของเหลวออกในขณะที่เลื่อนเข้าโดยทั่วไปปั๊มลูกสูบบมี 2 แบบ คือลูกสูบบแนวแกน(Axial Piston Pump) และปั๊มลูกสูบบแนวรัศมี (Radial Piston Pump)

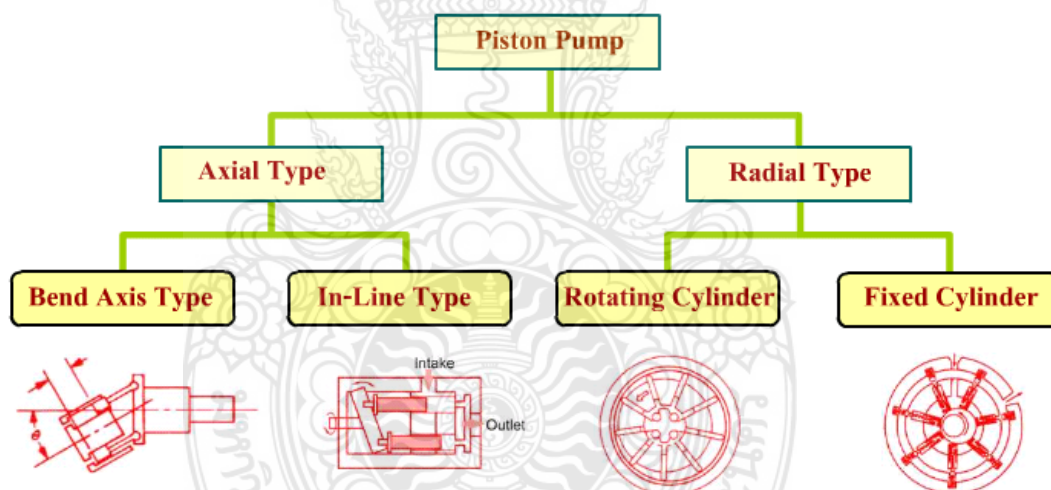
ปั๊มลูกสูบบแนวรัศมีมีรูปร่างเหมือนเครื่องยนต์ในเครื่องบินรุ่นโบราณกล่าวคือ โรเตอร์ตัวหนึ่งหมุนอยู่ภายในชุดลูกสูบบ การทำงานของตัวโรเตอร์ทำให้ลูกสูบบเคลื่อนที่เข้าและออกซึ่งดูเผินๆ คล้ายกับตัวโรเตอร์ปั๊มใบพัดนั่นเอง ลูกสูบบเหล่านี้จะดูดของไหลเข้าไปในตัวเรือนและดันออกผ่านช่องทางออก

ปั๊มลูกสูบบแนวแกนทำงานในทิศทางแนวเชิงเส้นแทนแนวรัศมี โดยการต่อลูกสูบบเข้ากับวงแหวนที่เรียกว่า จานสวอชเพลทหรือแผ่นเอียง (Swash plate) ซึ่งเคลื่อนที่เดินหน้าถอย

หลังในกระบอกสูบ มุมเอียงของจานสวอชเพลตสามารถปรับให้อยู่ในระนาบเอียงได้ เมื่อจานสวอชเพลตอยู่ตำแหน่งกลาง (Neutral) ลูกสูบจะอยู่นิ่งกับที่ เมื่อมุมเอียงของจานสวอชเพลตเปลี่ยนเอียงไป ลูกสูบก็จะเคลื่อนที่เดินหน้าถอยหลังเป็นระยะที่ไม่เท่ากันในกระบอกสูบ นั่นก็คือการเลื่อนเข้า-ออกเพื่อการดูดอัดน้ำมันส่งออกผ่านแผ่นวาล์วไปที่ช่องทางออกดังนั้น จานสวอชเพลตจึงเป็นตัวควบคุมปริมาตรของปั๊มได้

ปั๊มลูกสูบทั้งหมดทำงานโดยอาศัยหลักการเคลื่อนที่สองทางคือการเลื่อนเข้า-ออกของลูกสูบในกระบอกสูบ ซึ่งจะดูดของไหลเข้าขณะลูกสูบเลื่อนเข้าและดันของไหลออกเมื่อจังหวะเลื่อนออก

การออกแบบปั๊มลูกสูบพื้นฐานทั้งแบบแนวรัศมีและแนวแกน เป็นได้ทั้งแบบมีปริมาตรคงที่หรือแบบปรับค่าปริมาตรได้ ปั๊มแนวรัศมีมีลูกสูบซึ่งจัดเรียงในแนวรัศมีภายในกระบอกสูบ ในขณะที่ลูกสูบของชุดแนวแกนจัดเรียงขนานกันไปตามแกนกระบอกสูบซึ่งลูกสูบแนวแกนยังแบ่งเป็นแบบแกนในแนวระนาบและแบบเอียงทำมุมกับแกน



รูปที่ 2.17 ประเภทของปั๊มแบบลูกสูบ

2.9.4 ขีดความสามารถและการเลือกชนิดของปั๊ม

ปั๊มไฮดรอลิกเป็นตัวส่งถ่ายกำลังงานของไหลไปยังระบบไฮดรอลิก การเลือกใช้ปั๊มอย่างเหมาะสมกับการทำงาน จะช่วยให้ระบบสามารถทำงานได้เต็มที่ ความสามารถในการทำงานของปั๊มแต่ละประเภท จะขึ้นอยู่กับลักษณะรูปร่างส่วนประกอบและลักษณะการทำงานรวมทั้งราคา การเลือกใช้งานปั๊มไฮดรอลิกจะต้องพิจารณาองค์ประกอบต่างๆ ดังต่อไปนี้

1. ความจุหรือปริมาตรจุ
2. ความดัน
3. ความเร็วขับเคลื่อน
4. ประสิทธิภาพ

ตารางที่ 2.1 เปรียบเทียบการทำงานของปั๊มประเภทต่างๆ

ชนิดของปั๊ม	ความจุ (GPM)	ความดัน(psi)	ความเร็ว (RPM)	ประสิทธิภาพ(%)
แบบเฟือง	150	2500	1800	90
แบบเวน	95	2000	1800	95
แบบลูกสูบแนวแกน	140	5000	1800	98
แบบลูกสูบแนวรัศมี	190	3000	1800	95

2.9.5 ความจุหรือปริมาตรจุ (Pump Displacement)

คือ ปริมาตรการไหลใน 1 รอบการหมุนของปั๊ม ถ้าปั๊มถูกกำหนดว่า 5 in³ หมายความว่า ในหนึ่งรอบการหมุนของปั๊มสามารถส่งของไหลได้ 5 in³ หรืออาจเขียนได้ว่า 5 in³/rev

2.9.6 อัตราการไหลของปั๊ม (Pump Flow rate)

เนื่องจาก ปริมาตรจุของปั๊ม (Pump Displacement) คือปริมาณของการส่งจ่ายของไหลใน 1 รอบของปั๊ม และอัตราการไหลของปั๊ม (Pump Flow rate) จะหมายถึง ปริมาตรของไหลที่ปั๊มจ่ายออกมาต่อเวลา ส่วนใหญ่จะเทียบเป็นนาที เช่น ลิตร/นาที (LPM), แกลลอน/นาที (GPM)

เพราะฉะนั้น ปริมาตรจุของปั๊ม (Pump Displacement) จะคงที่สำหรับปั๊ม 1 ตัว แต่อัตราการไหลของปั๊ม (Pump Flow rate) จะเปลี่ยนแปลงได้โดยการเพิ่มจำนวนรอบการหมุนของปั๊ม

$$GPM = \frac{\text{Displacement (in}^3/\text{rev)} \times RPM}{231}$$

$$LPM = \frac{\text{Displacement (cc/rev)} \times RPM}{1000}$$

GPM คืออัตราการจ่ายน้ำมันของปั๊มไฮดรอลิก หน่วย Gallon/min

LPM คืออัตราการจ่ายน้ำมันของปั๊มไฮดรอลิก หน่วย Liter/min

2.9.7 ประสิทธิภาพของปั๊มไฮดรอลิก (Hydraulic pump Efficiency)

ประสิทธิภาพของปั๊ม เป็นสิ่งที่บ่งบอกได้ว่า ปั๊มสามารถเปลี่ยนพลังงานกล ไปเป็นพลังงานของไหลได้ดีเพียงไร ประสิทธิภาพของปั๊มโดยทั่วไปจะแสดงในรูปของเปอร์เซ็นต์ ซึ่งสามารถแบ่งได้เป็น 3 ลักษณะด้วยกันคือ

1. ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (Volumetric efficiency, η_{VP})

เป็นตัวชี้ความสามารถในการดูดน้ำมันเป็นอัตราส่วนระหว่างอัตราการดูดได้ตามทฤษฎี สาเหตุที่ทำให้ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรลดลงคือ การรั่วภายในขณะที่ปั๊มทำหน้าที่ส่งจ่ายน้ำมันไปยังระบบ เมื่อเกิดความต้านทานการไหลซึ่งอาจเกิดจากภาระงาน (Load) ซึ่งจะทำให้เกิดความดันสูงขึ้นทางด้านช่องทางส่งน้ำมันของปั๊ม ขณะที่โครงสร้างภายในของปั๊มเป็นแบบ Metal seal จึงทำให้น้ำมันทางด้านส่งที่มีความดันสูงไหลกลับไปยังทางด้านดูดของปั๊มซึ่งมีความดันที่ต่ำกว่า ทำให้ปริมาตร การส่งจ่ายของปั๊มลดลง ยิ่งความดันในขณะที่ปั๊มทำงานสูงขึ้นมากเท่าไร ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของปั๊มก็จะลดลงด้วยเช่นกัน จากโครงสร้างส่วนประกอบของปั๊มแต่ละชนิดที่แตกต่างกัน จึงทำให้ ปริมาตรการรั่วของน้ำมันขณะปั๊มทำงานที่ความดันสูงแตกต่างกันด้วย

$$\text{ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของปั๊ม, } \eta_{VP} = \frac{Q_A}{Q_T}$$

เมื่อ Q_A คือ อัตราการจ่ายน้ำมันได้จริงที่ความดันทำงานของระบบ
 Q_T คือ อัตราการจ่ายน้ำมันได้ตามทฤษฎีที่ความดันต่ำ

2. ประสิทธิภาพเชิงกล (Mechanical efficiency, η_{MP})

เป็นประสิทธิภาพที่เกิดขึ้นจากการเคลื่อนไหวของชิ้นส่วนต่างๆ ในตัวปั๊ม หรือเป็นอัตราส่วนระหว่างประสิทธิภาพรวมต่อประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของปั๊ม

$$\text{ประสิทธิภาพเชิงกลของปั๊มไฮดรอลิก, } \eta_{MP} = \frac{\eta_{TP}}{\eta_{VP}}$$

3. ประสิทธิภาพโดยรวมของปั๊ม (Overall efficiency, η_{TP})

เป็นตัวชี้ความสามารถโดยรวมของปั๊มในการเปลี่ยนพลังงานกลเป็นพลังงานของไหล ประสิทธิภาพโดยรวมของปั๊มสามารถหาได้จาก

$$\text{ประสิทธิภาพโดยรวมของปั๊ม, } \eta_{TP} = \eta_{VP} \times \eta_{MP}$$

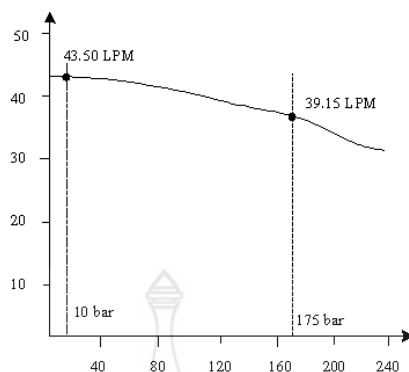
อัตราการส่งจ่ายน้ำมันของปั๊มมีผลกระทบมาจากแรงดันทำงานของระบบ ซึ่งจะทำให้ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรลดลง เนื่องจากปั๊มเมื่อต้องทำงานที่ระดับแรงดันทำงานที่สูงขึ้น ปั๊มจะมีความสามารถส่งจ่ายน้ำมันได้น้อยลง เพราะการออกแบบให้มีอัตราการไหลรั่วซึมภายในสูงขึ้น เมื่อความดันสูงขึ้นระยะช่องว่างระหว่างการเปียดอัดก็จะสูงขึ้นจึงมีความจำเป็นในการหล่อลื่นที่มากขึ้นตามไปด้วย ดังนั้นจึงต้องระบุความเร็วรอบของปั๊มและแรงดันระบบด้วยเมื่อต้องการรู้ถึงสมรรถภาพของปั๊ม ตัวอย่าง เช่น ปั๊มมีปริมาตรจุขนาด 30 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อรอบ(cm^3/rev)ถูกหมุนด้วยความเร็วรอบ 1450 รอบต่อนาที ทำงานที่แรงดันระบบ 175 บาร์

$$\begin{aligned} \text{อัตราการส่งจ่ายน้ำมันได้ตามทฤษฎีที่แรงดันต่ำ} &= \frac{30 \text{ cc/rev} \times 1450 \text{ RPM}}{1000} \\ &= 43.50 \text{ LPM} \end{aligned}$$

อัตราการส่งจ่ายน้ำมันได้จริง = อัตราการส่งจ่ายน้ำมันได้ตามทฤษฎี \times ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรที่แรงดันทำงานของระบบ

สมมติว่าประสิทธิภาพเชิงปริมาตร 90%

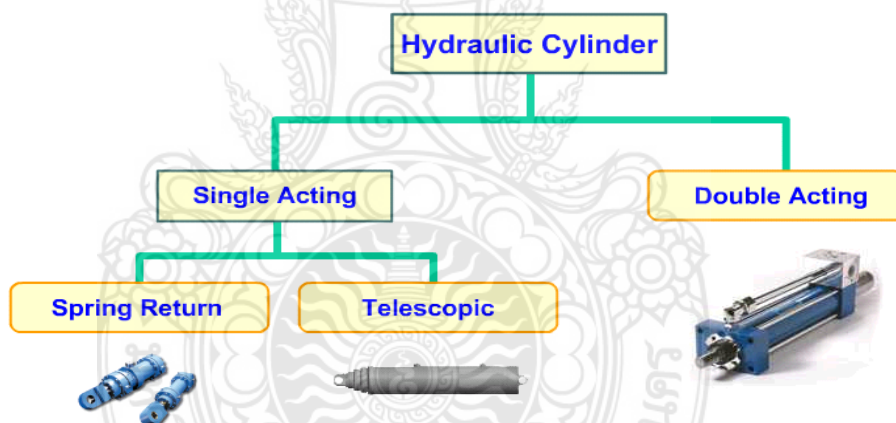
$$\begin{aligned} \text{ดังนั้น} \quad \text{อัตราการส่งจ่ายน้ำมันได้จริง} &= 43.50 \times 0.9 \\ &= 39.15 \text{ LPM} \end{aligned}$$



รูปที่ 2.18 กราฟแสดงสมรรถนะการทำงานของปั๊มที่แรงดันทำงานของระบบ

2.10 กระบอกลูกสูบไฮดรอลิก

กระบอกลูกสูบคือ ส่วนที่เชื่อมระหว่างวงจรรีดไฮดรอลิกและเครื่องจักรที่ทำงาน กระบอกลูกสูบไฮดรอลิก ต่างจากมอเตอร์ไฮดรอลิก ซึ่งมอเตอร์ไฮดรอลิกควบคุมการเคลื่อนที่แบบหมุน แต่กระบอกลูกสูบไฮดรอลิกเคลื่อนที่ในการถ่ายเทเชิงเส้น ผ่านแรงที่ถูกถ่ายเทมานั่นเอง



รูปที่ 2.19 ชนิดของกระบอกลูกสูบไฮดรอลิก

ชนิดของกระบอกลูกสูบจำแนกตามหน้าที่

เนื่องจากหน้าที่ที่แตกต่างกัน จึงแบ่งกระบอกลูกสูบออกเป็นสองกลุ่มดังนี้:

- กระบอกลูกสูบทำงานเดียวหรือทางเดียว
- กระบอกลูกสูบทำงานคู่หรือสองทาง

2.10.1 กระบอกลูกสูบทางเดียว (Single Acting Cylinder)

กระบอกลูกสูบแบบทำงานทางเดียว กระบอกลูกสูบชนิดนี้มีด้านกำลังเพียงด้านเดียว การถอยของลูกสูบจะมี 2 แบบคือ

- แบบลูกสูบถอยกลับด้วยแรงภายนอก ในจังหวะกลับลูกสูบจะกลับตำแหน่งโดยอาศัยแรงจากน้ำหนักหรือจากแรงอื่นภายนอก

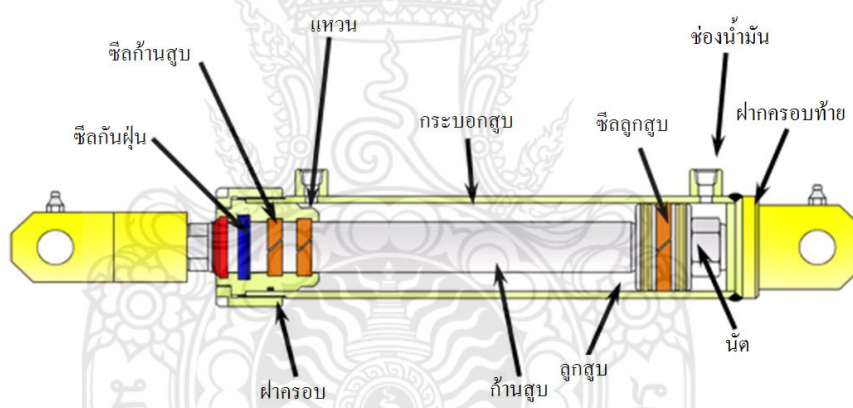
- แบบลูกสูบถอยกลับด้วยแรงสปริง สปริงในกระบอกสูบเป็นตัวดันลูกสูบกลับตำแหน่งเดิม โดยจะต้องเอาชนะแรงเสียดทานภายในและดันน้ำมันออกจากกระบอกสูบกลับไปถังพัก

- กระบอกสูบแบบกล้องส่องหรือแบบเทเลสโคป (Telescoping cylinders) กระบอกสูบแบบนี้ประกอบด้วย กระบอกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 2-8 นิ้ว ซ้อนกันประมาณ 2-6 ชั้น เป็นการลดความยาวช่วงชักของกระบอกสูบ สามารถทำงานที่ความดัน 1000-1500 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว ลักษณะการทำงานคือ กระบอกจะทำงานตามลำดับจากกระบอกโตที่สุดไปจนถึงเล็กที่สุด ขนาดของกระบอกที่ต่างกันทำให้แรงลดลง แต่ความเร็วเพิ่มขึ้น

นอกจากนี้แล้ว กระบอกสูบทำงานทางเดียวยังมีชื่อเรียกอีกหลายอย่างตามลักษณะโครงสร้างและการใช้งาน

2.10.2 กระบอกสูบสองทาง (Double Acting Cylinder)

กระบอกสูบแบบทำงานสองทางมีพื้นที่ทำงานตรงข้ามกันสองบริเวณ ซึ่งอาจมีขนาดเท่ากันหรือไม่เท่ากันก็ได้ ตัวกระบอกสูบต่อกับช่องทางออก 2 ท่อ ซึ่งแยกออกจากกัน เมื่อของไหลผ่านทางช่อง "A" หรือ "B" ของวาล์วควบคุมเข้ามา ลูกสูบจะถ่ายเทแรงดึงและแรงผลักไปทั้งสองจังหวะ กระบอกสูบแบบนี้พบได้ในการใช้งานเกือบทุกประเภท

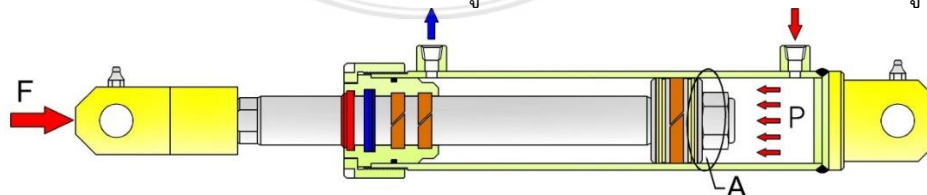


รูปที่ 2.20 กระบอกสูบสองทาง

2.10.3 กำลังและความเร็วของกระบอกสูบไฮดรอลิก

แรงกระทำบนหัวลูกสูบ กระบอกสูบมีก้านสูบต่อเข้ากับลูกสูบด้านเดียวดังนั้นพื้นที่หน้าตัดของ ลูกสูบทั้ง 2 ด้านจะไม่เท่ากัน

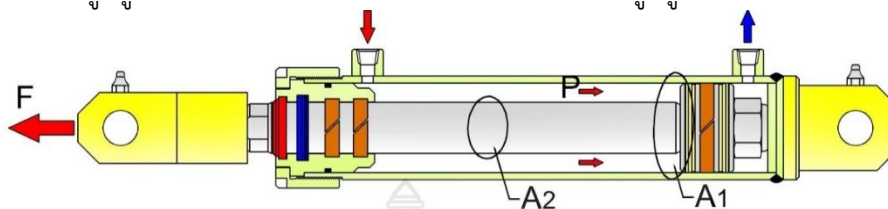
ในจังหวะเลื่อนออกความดันของน้ำมันในกระบอกสูบจะกระทำกับพื้นที่ผิวหน้าทั้งหมดของลูกสูบ



แรงที่กระทำกับลูกสูบในจังหวะเลื่อนออก = ความดันเกจของน้ำมัน \times พื้นที่หน้าตัดทั้งหมดของลูกสูบ

$$F = P \times A$$

ในจังหวะเลื่อนกลับพื้นที่หน้าตัดของลูกสูบที่รับแรงจะลดลงไป เนื่องจากมีก้านสูบติดตั้งอยู่ ทำให้แรงที่จะดันลูกสูบกลับมีน้อยกว่าแรงที่กระทำบนพื้นที่เต็มของลูกสูบ



แรงที่กระทำกับลูกสูบในจังหวะเลื่อนกลับ = ความดันเกจของน้ำมัน \times พื้นที่หน้าตัดสุทธิบนผิวหน้าลูกสูบด้านก้านสูบ

$$F = P \times (A1 - A2)$$

2.10.4 ความเร็วกระบอกสูบ ความเร็วในการเคลื่อนที่ของลูกสูบ หรือก้านสูบในกระบอกสูบไฮดรอลิกจะขึ้นอยู่กับองค์ประกอบสำคัญคือ อัตราการไหลของน้ำมันที่ป้อนให้แก่กระบอกสูบ โดยที่ไม่จำเป็นต้องเพิ่มขนาดของวาล์วและท่อใดๆ

ความเร็วของลูกสูบหรือก้านสูบในกระบอกสูบไฮดรอลิกหาได้จากความสัมพันธ์สูตรในสมการ

$$V_c = Q_c / A_c$$

เมื่อ V_c คือ ความเร็วลูกสูบ
 Q_c คือ อัตราการไหลที่ป้อนเข้ากระบอกสูบ
 A_c คือ พื้นที่หน้าตัดสุทธิของลูกสูบ

การเลือกขนาดกระบอกสูบไฮดรอลิก การเลือกใช้กระบอกสูบให้มีขนาดพอเหมาะกับงานในระบบไฮดรอลิก มีองค์ประกอบในการพิจารณามากมาย เช่น เมื่อต้องการเปลี่ยนกระบอกสูบในระบบ สิ่งที่จะต้องคำนึงก็คือ

- ความทนทานของกระบอกสูบต่อความดันใช้งานในระบบ
- จะต้องทราบค่าของแรง ระยะชัก และความเร็วของกระบอกสูบ
- ระบบต้องจ่ายน้ำมันป้อนให้แก่กระบอกสูบในอัตราส่วนที่พอเพียง

2.10.5 การเลือกขนาดก้านสูบ ตามปกติกระบอกสูบทุกชนิดจะต้องมีขนาดมาตรฐานของก้านสูบกำหนดไว้เพื่อให้สามารถรับแรงดึงในระยยะสุดช่วงชักได้พอดี ในงานแบบรับแรงดึงนี้จะไม่ใช้ก้านสูบที่มีขนาดใหญ่เกินไปหรืองานที่มีน้ำหนักไม่มากนัก ส่วนกรณีที่ใช้กระบอกสูบในงานผลักดันขึ้นงาน (Push) มักจะใช้ก้านสูบที่มีขนาดใหญ่กว่ามาตรฐาน โดยจะต้องพิจารณาลักษณะการจับยึดกระบอกสูบว่าเป็นแบบยึดตายตัวหรือแบบแขวนประกอบด้วย



รูปที่ 2.21 การคดงของก้านสูบ

ปัญหาที่เกิดขึ้นกับแกนหรือก้านสูบเสมอคือก้านสูบคดง อาจเกิดขึ้นถ้าขนาดก้านสูบเล็กเกินไปสำหรับที่จะรับโหลดมาก ๆ หรือใช้ช่วงชักในการทำงานยาวมากไป จึงควรเลือกใช้ก้านสูบที่มี

ขนาดและความยาวพอเหมาะกับโหลด โดยใช้ตาราง ช่วยในการพิจารณาเลือกใช้ และถ้าไม่แน่ใจว่า ก้านสูบจะพอเหมาะกับโหลดหรือไม่ ควรเลือกใช้ก้านสูบที่มีขนาดใหญ่กว่าที่กำหนดไว้ในตารางจะปลอดภัยขึ้น

ตารางที่ 2.2 แสดงค่าขนาดก้านสูบกับความยาวช่วงชักของก้านสูบที่เหมาะสมกับโหลด

แรงที่กระทำ (lb)	เส้นผ่านศูนย์กลางก้านสูบ (in)							
	5/8	1	1 3/8	1 3/4	2	2 1/2	3	3 1/2
50	62							
100	55	112						
200	47	99						
300	44	88	142					
500	38	75	130	180				
750	28	70	122	170	198	272		
1000	25	60	103	156	191	258	332	
1250	21	52	94	140	183	251	316	400
1500	19	50	92	136	168	240	300	390
2000	15	43	81	113	150	229	291	309

การเลือกขนาดก้านสูบให้พอเหมาะกับโหลดนั้น ถ้าเป็นก้านสูบสั้นจะพิจารณาจากจุดคราก (Yield point) ของวัสดุที่ใช้ทำก้านสูบ ถ้าก้านสูบยาวจะพิจารณาจากดัชนีความยืดของวัสดุ เนื่องจากก้านสูบขนาดยาวจะชำรุดเมื่อเกิดการโค้งงอ ส่วนความเค้นสูงสุดของก้านสูบจะมีค่าเป็นเพียงฟังก์ชันหนึ่งของความยาวเท่านั้นเอง

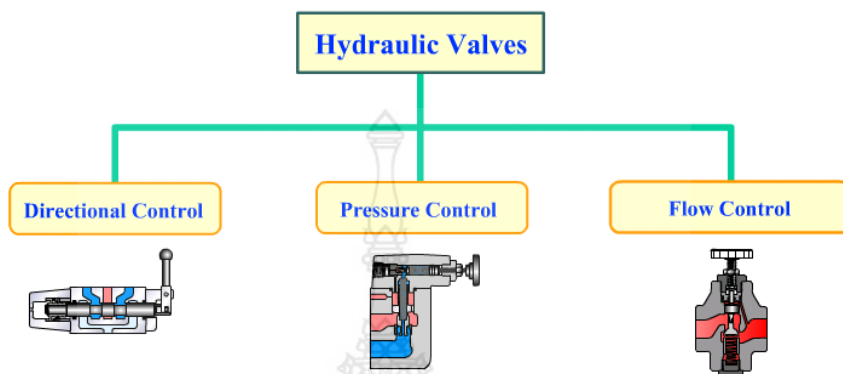
วิธีการยืดปลายก้านสูบก็เป็นข้อหนึ่งที่ทำให้ก้านสูบรับโหลดได้ต่างกัน เช่น การยืดปลายก้านสูบด้านหนึ่งอย่างแน่นหนาและปล่อยให้ปลายอีกด้านหนึ่งหมุนได้ทำหน้าที่รับน้ำหนัก จะทำให้ก้านสูบต้องรับโหลดมากเกินไป

2.11 วาล์วควบคุมไฮดรอลิก

วาล์วทำหน้าที่เป็นตัวควบคุมน้ำมันในระบบไฮดรอลิก เพื่อให้สามารถทำงานได้ตามเงื่อนไขที่ต้องการควบคุม วาล์วที่สำคัญมีสามแบบคือ วาล์วควบคุมทิศทาง วาล์วควบคุมความดัน และวาล์วควบคุมอัตราการไหล

วาล์วถูกสร้างขึ้นเพื่อให้ทำหน้าที่หลายหน้าที่ เช่น วาล์วกันกลับหรือเช็ควาล์ว (Check valve) ยอมให้ของไหลไหลผ่านทิศทางเดียวเท่านั้น วาล์วปลดความดันหรือวาล์วจำกัดความดันของระบบ วาล์วสมดุลภาระหรือคุมถ่วงน้ำหนัก (Counterbalance valve) ทำหน้าที่ป้องกันการทำงานของกระบอกสูบหรือมอเตอร์ไฮดรอลิก ไม่ให้เกิดการเคลื่อนที่แบบลื่นไถล เนื่องจากอัตราเร่งของ

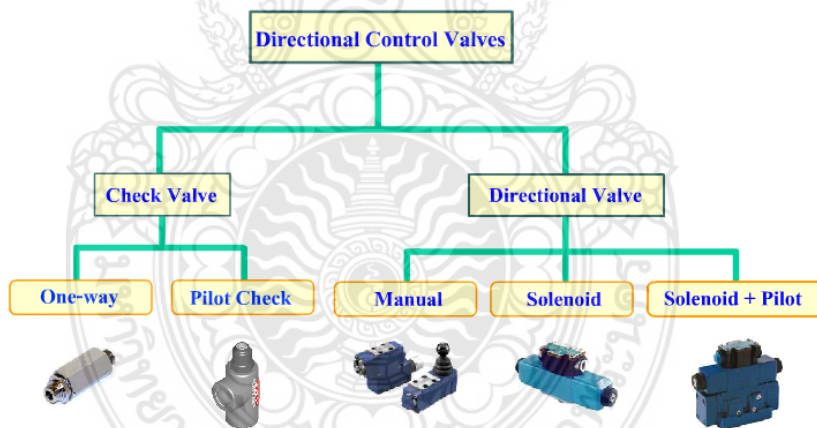
น้ำหนัก วาล์วเข็มหรือชนิดเด็ลวาล์ว (needle valve) เพื่อปรับปริมาณการไหล วาล์วควบคุมอัตราการไหลเพื่อการควบคุมความเร็วและวาล์วควบคุมทิศทาง (Directional control valve) เพื่อควบคุมการเปลี่ยนทิศทางของอุปกรณ์โรงงานหรือแอกชูเอเตอร์



รูปที่ 2.22 ประเภทของวาล์วไฮดรอลิก

2.11.1 วาล์วควบคุมทิศทาง (Directional Control Valve)

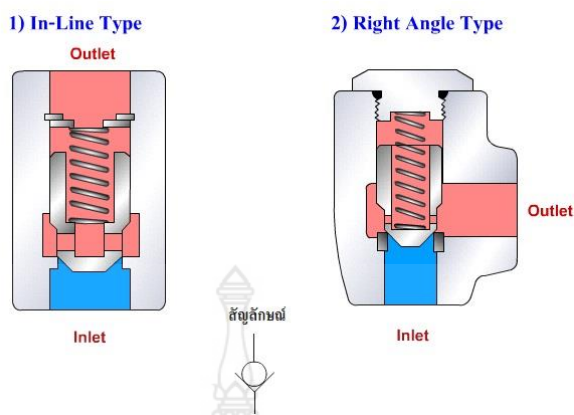
วาล์วควบคุมทิศทางใช้ในการควบคุมทิศทางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกไปยังอุปกรณ์ทำงานซึ่งมีโครงสร้างและวิธีการทำงานแตกต่างกัน สามารถจำแนกตามหลักการทำงานได้ดังนี้



รูปที่ 2.23 ประเภทของวาล์วควบคุมทิศทาง

วาล์วกันกลับหรือเช็ควาล์ว (Check Valve)

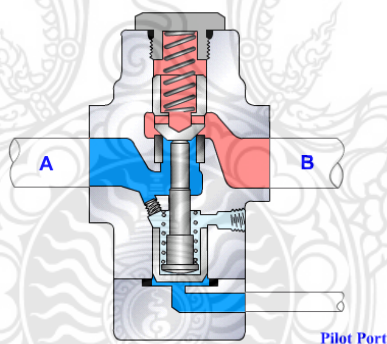
วาล์วกันกลับยอมให้ของไหลไหลผ่านทางเดียว และกีดขวางการไหลกลับในทางตรงกันข้าม ซึ่งยังแบ่งได้เป็น 2 แบบ คือวาล์วกันกลับแบบแนวตรง (Inline check valve) และวาล์วกันกลับแบบงอฉาก (Right angle check valve) ดังนั้นจึงใช้สปริงหลายแบบ: สำหรับกันการไหลกลับและยอมให้ไหลผ่านด้วยความดันต่ำ โดยปกติใช้สปริงชนิดความดันเริ่มเปิด (cracking pressure) 0.5, 1, 2, 3, 5 bar ส่วนวาล์วกันกลับที่ใช้ทำหน้าที่สร้างความดันย้อนกลับ (back pressure) ใช้สปริงขนาด 4.5 bar เพื่อนำไปใช้เป็นสัญญาณความดันสั่งงานด้วยความดันไฟล้อยอด วาล์วกันกลับแบบนี้ใช้สัญลักษณ์ “พร้อมสปริง” กำกับเมื่อใช้สำหรับสร้างความดันย้อนกลับ



รูปที่ 2.24 วาล์วกันกลับ

วาล์วกันกลับแบบสั่งงานด้วยความดันไฟลิต (Pilot Check Valve)

วาล์วแบบนี้ ตัววาล์วกันกลับถูกบังคับให้เปิดออกในทิศทางการไหลย้อนกลับได้ ด้วยสัญญาณความดันไฟลิตภายนอกผ่านทางก้านแกนวาล์วไปกระทำกับลูกเช็ควาล์ว โดยที่วาล์วกันกลับทำงานด้วยความดันไฟลิตเป็นตัวสั่งงาน จึงมักนำไปใช้สำหรับการเปิดและปิดเส้นทางของของไหลที่ควบคุมการทำงานกระบอกสูบ เพื่อการล็อคหรือกำหนดภาวะของกระบอกสูบให้หยุดนิ่งในระยะเวลาต่างๆได้ บางครั้งถูกเรียกว่าวาล์วจลลอคกระบอกสูบ



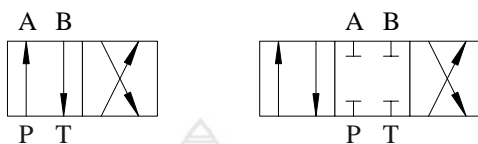
รูปที่ 2.25 วาล์วกันกลับชนิดทำงานด้วยความดันไฟลิต

วาล์วควบคุมทิศทางชนิดแกนเลื่อน (Directional Control Valve Spool type)

วาล์วแบบแกนเลื่อนคือ วาล์วควบคุมทิศทางการไหลที่ธรรมดาที่สุด ที่ใช้กันในอุตสาหกรรมไฮดรอลิก โดยทั่วไปประกอบด้วยตัวเรือน พร้อมเส้นทางของไหลภายในที่เชื่อมต่อและไม่เชื่อมต่อ เส้นทางด้วยชิ้นส่วนที่เคลื่อนได้ การประกอบโครงสร้างมีหลายแบบ เพื่อรองรับสมรรถภาพและคุณลักษณะการทำงานที่หลากหลาย เช่น การทำงานเปิด - ปิด, การทำงานไปกลับ, การทำงานแบบแบ่งสัดส่วน ซึ่งการต่อประกอบทั้งหลายสื่อถึงจำนวนตำแหน่งวาล์ว โดยทั่วไปมี 2 หรือ 3 ตำแหน่ง ที่แกนสปูลต้องเลื่อนไป ใช้สำหรับควบคุมทิศทางการไหลของน้ำมัน เพื่อวัตถุประสงค์ในการหยุดหรือเริ่มสตาร์ทอุปกรณ์ให้งาน และการเปลี่ยนทิศทางการทำงานของตัวอุปกรณ์ให้งาน

รายละเอียดการทำงาน

- 1.) จำนวนช่องทาง หมายถึงจำนวนท่อที่วาล์วต้องควบคุมทิศทางการไหลโดยทั่วไปมักใช้ชนิด 4 ทิศทาง (P, T, A, B)
- 2.) จำนวนตำแหน่ง



วาล์วสองตำแหน่ง

วาล์วสามตำแหน่ง

รูปที่ 2.26 ตำแหน่งของวาล์วควบคุมทิศทาง

วาล์วสองตำแหน่งทำหน้าที่เฉพาะตำแหน่งเดินหน้าและถอยหลังของตัวอุปกรณ์ให้งานเท่านั้น ส่วนวาล์วสามตำแหน่งมีตำแหน่งหยุด (ตำแหน่งกลาง) ของตัวอุปกรณ์ให้งานร่วมกับอีกสองตำแหน่งที่กล่าวข้างต้น คือ สามารถสั่งให้อุปกรณ์ให้งานหยุด ณ ตำแหน่งใดก็ได้

3.) ชนิดแกนสปูลเลื่อน (Spool Type)

ตารางที่ 2.3 แสดงเงื่อนไขการเชื่อมต่อช่องทางในวาล์วสามตำแหน่ง

ชนิดแกนสปูล	สัญลักษณ์	ภาพโครงสร้างภายใน (ตำแหน่งกลาง)	หน้าที่
P,T,A,B ปิดหมด (Closed center)			ช่องทางทั้งหมดปิดอยู่ ณ ตำแหน่งเป็นกลางเมื่อใช้สำหรับวาล์ว 2 ตำแหน่ง, ขณะเลื่อนแกนวาล์วความดันกระชากสูงขึ้นได้ระหว่างที่แกนวาล์วเลื่อน ผ่านช่องทางเกิดการคาบเกี่ยวกัน (Overlap)
P,T,A,B เปิดหมด (Open center)			ช่องทางทั้งหมดเชื่อมกันในตำแหน่งเป็นกลาง ใช้สำหรับปลดภาระปั๊มหรือทำให้กระบอกสูบอยู่ในสภาวะลอยตัว ณ ตำแหน่งกลาง
P ปิด A,B,T ต่อถึงกัน (Float Center)			เฉพาะช่องทางปั๊ม ปิดอยู่ตำแหน่งกลาง

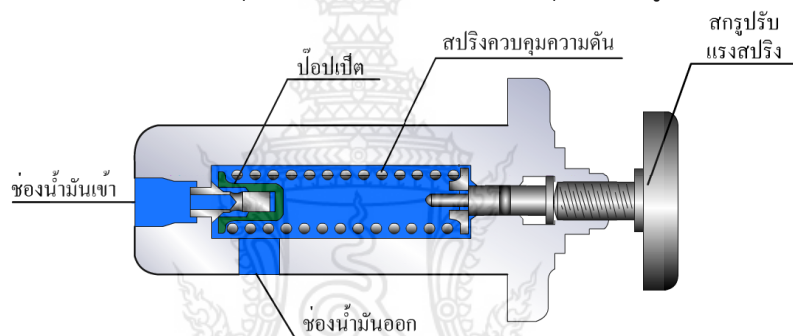
ตารางที่ 2.3 แสดงเงื่อนไขการเชื่อมต่อช่องทางในวาล์วสามตำแหน่ง (ต่อ)

<p>B ปิด P,A,T ต่อถึงกัน</p>			<p>เฉพาะช่องทางกระบอกสูบหนึ่งช่องที่ปิดอยู่ ณ ตำแหน่งกลาง ในขณะที่ช่องทางอื่นๆเชื่อมต่อถึงกันใช้สำหรับปลดภาระปั๊ม ในขณะที่ไม่มีความดันที่กระบอกสูบ ณ ตำแหน่งกลาง</p>
<p>P ต่อ T A,B ปิด (Tandem Center)</p>			<p>เฉพาะช่อง A B เท่านั้นที่ปิดและปลดภาระปั๊มในตำแหน่งกลางได้ด้วย P ต่อ T ใช้สำหรับการเชื่อมสองหน่วยหรือมากกว่าให้เป็นชุดลำดับ</p>
<p>P,T,A,B เปิดหมด มืออริฟิซหน่วยการไหล</p>			<p>แต่ละช่องทางเชื่อมต่อกับช่องทาง T ณ ตำแหน่งกลาง ในขณะที่น้ำมันจากช่อง P รักษาระดับความดันคงที่ค่าหนึ่งเมื่อใช้วาล์ว 2 ตำแหน่ง, ความดันกระแทกที่ต่ำกว่าถูกสร้างขึ้นระหว่างที่แกนสปูลเลื่อนคาบเกี่ยวกัน</p>
<p>T ปิด P,A,B ต่อถึงกัน</p>			<p>เฉพาะช่องทาง T ถูกปิดในตำแหน่งกลาง, ในขณะที่ช่องทาง P และช่องกระบอกสูบเชื่อมต่อถึงกัน</p>
<p>P,B ปิด A,T ต่อถึงกัน</p>			<p>ทั้งช่องทาง P และช่องกระบอกสูบถูกปิดในตำแหน่งกลาง</p>

วาล์วจำกัดความดันแบบไดเรกแอคตติ้ง (Direct Operate relief valve)

วาล์วระบายจำกัดความดันสูงสุดของระบบ และช่วยป้องกันรักษาท่อทางน้ำมัน และอุปกรณ์ทั้งหมดไม่ให้เกิดการเสียหายเนื่องจากความดันสูงเกินกว่ากำหนด วาล์วจำกัดความดันแบบนี้เป็นโครงสร้างง่ายๆ ประกอบไปด้วย แกนสปูลหรือป๊อปเป็ต สปริงและสกรูปรับตั้ง เพื่อควบคุมแรงกดสปริง เมื่อความดันของระบบเอาชนะความดันสปริง แกนสปูลเลื่อนขึ้นเพื่อปล่อยให้ น้ำมันในระบบไหลกลับไปยังถังพักได้ เมื่อความดันตกลงถึงระดับปกติ ที่ต่ำกว่าค่าที่ปรับตั้งไว้แกนสปูลก็จะปิด โดยสปริงปิดจะเป็นตัวดันให้นั่งติดอยู่บนบ่าและวงจรรักจะทำงานซ้ำเช่นเดิมต่อไป

วาล์วนี้มีลักษณะโครงสร้างอย่างง่าย จึงทำให้ค่าความดันที่วาล์วเริ่มเปิดถึงวาล์วเปิดสุด (Pressure Override) มีค่าสูงมากหรือมีค่าห่างกันมากประมาณ 40 % ของความดันสูงสุดที่ปรับตั้ง ทำให้มีช่วงความดันใช้งานได้น้อย กล่าวคือเมื่อตั้งค่าความดันของวาล์วไว้ที่ 1,000 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว ความดันเริ่มเปิดถึงเปิดสุดของวาล์วมีช่วงห่างกัน 400 psi ดังนั้นวาล์วจะเริ่มเปิดที่ความดัน 600 psi ถ้าใช้งานที่ความดันมากกว่า 600 psi น้ำมันก็จะเริ่มไหลกลับถึงพักมากขึ้นตามความดันที่มากขึ้น เป็นการสูญเสียอัตราการจ่ายน้ำมันของปั๊มไปโดยเปล่าประโยชน์ ทำให้ประสิทธิภาพการทำงานของวงจรต่ำลง เพราะมีการสูญเสียกำลังงานของไหล(ความดันที่สูญเสียและอัตราการไหลสูญเสียที่วาล์วจำกัดความดัน) ขณะทำงานโดยกำลังงานสูญเสียดังกล่าวก็จะเปลี่ยนแปลงไปเป็นรูปของปริมาณความร้อนหากวงจรทำงานที่ระดับความดันใช้งานที่มีค่ามากกว่าความดันเริ่มเปิด (Cracking Pressure) ของวาล์ว ก็จะมีผลทำให้เกิดปริมาณความร้อนขึ้นอย่างรวดเร็วจนระบบอาจจะทำงานไม่ได้ หรือมีผลกระทบต่อแรงและความเร็วของอุปกรณ์ทำงานด้วยจากสาเหตุของการสูญเสียกำลังงานดังกล่าว



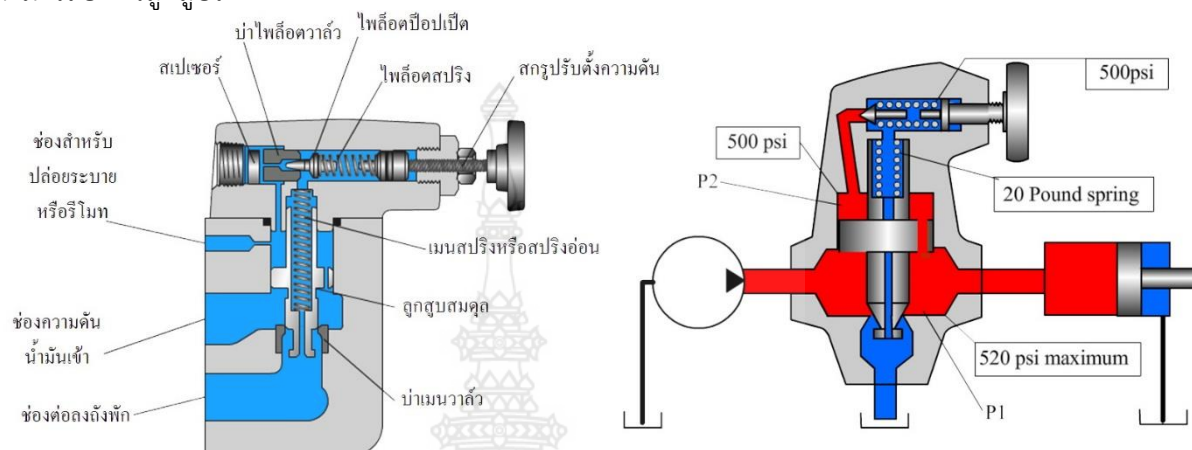
รูปที่ 2.27 วาล์วระบายชนิดทำงานโดยตรง

วาล์วจำกัดความดันชนิดทำงานโดยตรง จึงไม่นิยมนำไปใช้เป็นวาล์วจำกัดความดันหลักของวงจร ที่มีการทำงานต่อเนื่องด้วยอัตราการไหลมากกว่า 4 แกลลอน/นาทีหรือประมาณ 15 ลิตรต่อ นาที จึงมักจะนำไปใช้เป็นวาล์วจำกัดความดันระยะไกล (Remote Control) เพื่อการควบคุมการปรับความดันเพื่อจำกัดความดันของวาล์วจำกัดความดันหรือวาล์วปลดความดันชนิดทำงานทางอ้อมหรือแบบไฟลิตและนำไปใช้งานเป็นวาล์วจำกัดความดันหลักของวงจรที่มีอัตราการไหลต่ำและมีการทำงานที่ไม่ต่อเนื่องนั่นเอง

วาล์วจำกัดความดันชนิดทำงานด้วยความดันไฟลิต

ขณะเคลื่อนที่ทำงานของแกนสปูลหลักซึ่งเป็นแบบรักษาสมดุลไฮดรอลิก ด้วยโครงสร้างแบบลูกสูบสมดุล วาล์วชนิดทำงานด้วยความดันไฟลิตมีข้อดีหลายประการคือการทำงานจะไม่รุนแรงและไม่เกิดเสียงดังจากการเปิดปิดอย่างรวดเร็ว ค่าความดันเริ่มเปิดถึงเปิดสุดของวาล์วมีค่าต่ำและสามารถสั่งงานควบคุมได้จากระยะไกลด้วยการใช้ช่องปล่อยระบาย ลูกสูบของวาล์วในรูป มีพื้นที่เท่ากันทั้งด้านบนและด้านล่าง โดยที่สวมพอดีในตัวเรือนซึ่งมีเส้นทางของไหลผ่านตรงจากปั๊มส่งให้ระบบ เพื่อความสะดวกในการเดินท่อและเส้นทางท่อน้ำมันที่ด้านล่างของวาล์วซึ่งต่อกับถึงพัก น้ำมันจะไหลเข้าสู่วาล์วผ่านรอบๆ ด้านใต้ของลูกสูบ และออกไปอีกด้านหนึ่งไปยังกระบอก น้ำมันจะไหลเข้าสู่วาล์วด้วยปริมาณสัดส่วนต่างๆ ของลูกสูบ และออกอีกด้านหนึ่งไปยังกระบอกสูบ แม้กระบอกสูบรับภาระเพียงเล็กน้อยก็จะเกิดความดันเพียงพอที่ด้านใต้ของลูกสูบ ทำให้มันยกตัวขึ้นออกจาก

ตำแหน่งและยอมปล่อยให้ไขมันทั้งหมดไหลไปยังถังพัก เพื่อเป็นการป้องกันไม่ให้เกิดขึ้น จึงต้องติดตั้งสปริงไว้ที่ด้านบนของลูกสูบ ซึ่งไม่ใช่สปริงแข็งที่ไว้สำหรับปรับตั้งค่าความดันเหมือนที่ผ่านมา แต่เป็นสปริงอ่อนขนาดที่ใช้ความดันได้ลูกสูบเพียง 20 psi ถึง 30 psi หรือประมาณ 1.5 - 2 บาร์ ก็สามารถยกตัวลูกสูบได้



รูปที่ 2.28 วาล์วจำกัดความดันชนิดทำงานด้วยความดันไฟลัด

ต่อไปพิจารณาการรูเจาะเล็กๆ ผ่านลูกสูบที่เชื่อมต่อพื้นที่ด้านบน และพื้นที่ด้านล่างเข้าด้วยกัน ตอนนี้ไม่ว่าความดันใดๆ ที่อยู่ใต้ลูกสูบจะดันน้ำมันให้ไหลผ่านรูเล็กๆ เข้าไปในห้องพื้นที่ว่างที่อยู่ด้านบนของลูกสูบจนกระทั่งเต็ม และแน่นอนต่อจากนั้นการไหลย่อมหยุดลง หลักการพื้นฐานของไฮดรอลิก กล่าวคือ เพื่อให้การไหลผ่านรูออริฟิซขนาดเล็ก จำต้องมีความแตกต่างของความดันในระบบ ถ้าไม่มีการไหลแสดงว่า มีความดันเท่ากัน รูที่เจาะผ่านลูกสูบก็คือ รูออริฟิซขนาดเล็ก ซึ่งยอมให้น้ำมันไหลผ่านได้ในอัตรา 1.5 ลิตรต่อนาที หรือประมาณ 0.5 แกลลอนต่อนาที และพื้นที่ที่ห้องพื้นที่ว่างที่ปลายด้านบนเต็ม การไหลหยุดลงทำให้ความดันด้านบน (P2) และด้านล่าง (P1) มีขนาดเท่ากัน เป็นการรักษาสสมดุลไฮดรอลิกด้วยความดันไฟลัดที่เท่ากัน ลูกสูบจึงอยู่ในสถานะสมดุล และมีสปริงอ่อนขนาด 20 psi จะช่วยรักษาสภาพการปิดของวาล์วไว้ ในความเป็นจริง, ไม่ว่าความดันมีค่า 10 หรือ 10,000 psi ก็ตาม สปริงตัวน้อยยังคงรักษาสภาพปิดไว้ ผลก็คือ วาล์วจำกัดความดันแบบนี้ใช้สปริงอ่อนขนาดเล็ก ร่วมกับความดันไฮดรอลิกที่สมดุล แทนที่การใช้สปริงแข็งขนาดใหญ่เพื่อรักษาวาล์วให้ปิด

2.12 อินเวอร์เตอร์ (Inverter)

ปัจจุบันอินเวอร์เตอร์ได้พัฒนาไปอย่างรวดเร็ว และมีการใช้งานอย่างแพร่หลาย ในภาคอุตสาหกรรม อินเวอร์เตอร์ (inverter) หรือเรียกว่า เอซีไดรฟ์ (AC drives) คืออุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ที่ใช้สำหรับควบคุมความเร็วรอบ ของมอเตอร์เหนี่ยวนำหรือเอซีมอเตอร์ (ซึ่งบางครั้งก็ถูกเรียกว่า "อะซิงโครนัส หรือมอเตอร์แบบกรงกระรอก")



รูปที่ 2.29 อินเวอร์เตอร์

ที่มา : <http://www.hikarithai.com/> 27/8/52

ความเร็วรอบสามารถควบคุมได้อย่างไร เนื่องจากความเร็วรอบของอินดักชันมอเตอร์ หรือ มอเตอร์เหนี่ยวนำ จะเปลี่ยนแปลงสัมพันธ์กับสมการความเร็วรอบหรือสมการซิงโครนัส-สปีด ดังต่อไปนี้

$$\text{Synchronous speed (Ns)} = (120 * f) / P$$

โดยกำหนดให้ f = ความถี่กระแสไฟฟ้า

P = จำนวนแม่เหล็ก

จากสมการซิงโครนัส-สปีดจะเห็นว่าความเร็วรอบของมอเตอร์สามารถปรับเปลี่ยนได้ 2 เส้นทางคือ

1. เปลี่ยนจำนวนขั้วแม่เหล็ก (P) และ
2. เปลี่ยนแปลงความถี่ของกระแสไฟฟ้าที่จ่ายให้กับมอเตอร์ไฟฟ้า (f)

ดังนั้นหากความถี่กระแสไฟฟ้ามีค่าคงที่คือ 50 Hz. (หรือ 60 Hz. ในบางประเทศ เช่น อเมริกา ความเร็วรอบของมอเตอร์ แต่ละตัวก็จะมีความเร็วรอบที่แตกต่างกัน โดยขึ้นอยู่กับจำนวนขั้วแม่เหล็กของมอเตอร์แต่ละตัว ซึ่งสามารถสรุปได้ตามตารางดังนี้

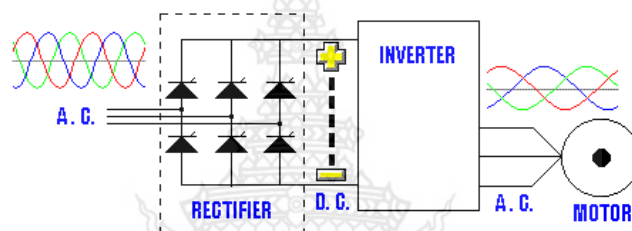
ตารางที่ 2.4 ความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้า

จำนวนขั้วแม่เหล็ก (P)	2	4	6	8	10	15
จำนวนรอบที่ความถี่ 50 Hz. (RPM)	3000	1500	1000	750	600	500
จำนวนรอบที่ความถี่ 60 Hz. (RPM)	3600	1800	1200	900	720	600

จากตารางสรุปความสัมพันธ์ของความเร็วรอบของมอเตอร์ที่มีจำนวนขั้วแม่เหล็กที่แตกต่างกันจะเห็นว่า วิธีการควบคุมความเร็วรอบด้วยการเปลี่ยนจำนวนขั้วแม่เหล็กนั้น ความเร็วจะเปลี่ยนแปลงไปครั้งละมาก ๆ เช่น เปลี่ยนจาก 3000 รอบต่อนาที ไปเป็น 1500 รอบต่อนาที หรือ จาก 1500 รอบต่อนาที ไปเป็น 3000 รอบต่อนาที (กรณีเปลี่ยนจากการต่อแบบ 2 ขั้วแม่เหล็กไปเป็นการต่อแบบ 4 ขั้วแม่เหล็ก หรือจาก 4 ขั้วแม่เหล็กลดลงมาเหลือ 2 ขั้วแม่เหล็ก) ซึ่งการ

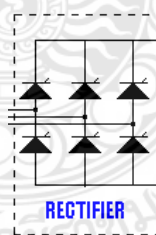
เปลี่ยนแปลงความเร็วรอบในลักษณะนี้ความเร็วรอบที่เปลี่ยนแปลงจะไม่ละเอียด ทำได้เฉพาะในกรณีที่ไม่มีโหลด และที่สำคัญคือต้องใช้มอเตอร์ที่ออกแบบพิเศษที่สามารถเปลี่ยนแปลงจำนวนขั้วแม่เหล็กได้เท่านั้น ทำให้ไม่เหมาะสมกับความต้องการของงานในหลายๆ ประเภทที่ต้องการควบคุมความเร็วรอบในขณะมีโหลดเพื่อให้ความเร็วเหมาะสมกับความเร็วของกระบวนการผลิต ดังนั้นในกระบวนการผลิตทั่วไปจึงนิยมใช้อินเวอร์เตอร์ในการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์แบบควบคุมความถี่มากกว่าเนื่องจากสามารถควบคุมให้มอเตอร์หมุนด้วยความเร็วคงที่ ปรับความเร็วรอบไปที่ความเร็วต่างๆ ได้อย่างรวดเร็วและมีความเที่ยงตรงมากกว่า

การทำงานของอินเวอร์เตอร์ จากรูปล๊อคโคโดะแกรมพื้นฐานอย่างง่าย ๆ ของอินเวอร์เตอร์ จะประกอบด้วยส่วนที่สำคัญๆ และมีการทำงานดังนี้



รูปที่ 2.30 วงจรการทำงานของอินเวอร์เตอร์

Rectifier circuit: วงจรเรกติไฟเออร์ หรือวงจรเรียงกระแส ทำหน้าที่แปลงผันหรือเปลี่ยนจากแรงดันไฟฟ้ากระแสสลับเป็นแรงดันไฟฟ้ากระแสตรง วงจรประกอบด้วย เพาเวอร์ไดโอด 4 ตัว กรณีที่อินพุตเป็นแบบเฟสเดียว หรือมีเพาเวอร์ไดโอด 6 ตัว กรณีที่อินพุตเป็นแบบ 3 เฟส ดังรูปด้านล่าง (สำหรับอินเวอร์เตอร์บางประเภทจะใช้ SCR ทำหน้าที่เป็นวงจรเรกติไฟเออร์ซึ่งทำให้สามารถควบคุมระดับแรงดันในวงจร ดีซีลิงค์ได้)



รูปที่ 2.31 วงจรเรกติไฟเออร์แบบใช้ SCR

DC link: ดีซีลิงค์ หรือ วงจรเชื่อมโยงทางดีซี คือวงจรเชื่อมโยงระหว่างวงจรเรียงกระแสและวงจรอินเวอร์เตอร์ ซึ่งจะประกอบด้วยแคปปาซิเตอร์ที่มีขนาดใหญ่ พักตึงแรงดัน ไฟฟ้า 400 VDC หรือ 800 VDC โดยขึ้นอยู่กับแรงดันอินพุตว่าเป็นแบบเฟสเดียวหรือ 3 เฟส ทำหน้าที่กรองแรงดันไฟฟ้ากระแสตรงที่ได้จากวงจรเรียงเรกติไฟเออร์ให้เรียบยิ่งขึ้น และทำหน้าที่เก็บประจุไฟฟ้าขณะที่มอเตอร์ทำงานเป็นเครื่องกำเนิดไฟฟ้าในช่วงสั้นเนื่องจากการเบรกหรือมีการลดความเร็วรอบลงอย่างรวดเร็ว (สำหรับกรณีที่ใช้งานกับโหลดที่มีแรงเฉื่อยมาก ๆ และต้องการหยุดอย่างรวดเร็ว จะเกิด

แรงดันสูงย้อนกลับมาตกรวมแคปปาซิเตอร์และทำให้ แคปปาซิเตอร์เสียหาย ได้ ดังนั้นในทางปฏิบัติ จะมีวงจรชอปเปอร์โดยต่อค่าความต้านทานอนุกรมกับทรานซิสเตอร์ และต่อขนานกับแคปปาซิเตอร์ไว้ โดยทรานซิสเตอร์จะทำหน้าที่เป็นสวิตช์ตัดต่อควบคุมให้กระแสไหลผ่านค่าความต้านทานเพื่อลดพลังงานที่เกิดขึ้น

Inverter circuit: วงจรอินเวอร์เตอร์ คือ ส่วนที่ทำหน้าที่แปลงผันจากแรงดันไฟฟ้ากระแสตรง (ที่ผ่านการกรองจากวงจรดีซีลิงค์) เป็นแรงดันไฟฟ้ากระแสสลับ วงจรจะประกอบด้วยเพาเวอร์ทรานซิสเตอร์กำลัง 6 ชุด (ปัจจุบันส่วนใหญ่จะใช้ IGBT) ทำหน้าที่เป็นสวิตช์ตัดต่อกระแสไฟฟ้าเพื่อแปลงเป็นไฟฟ้ากระแสสลับโดยอาศัยเทคนิคที่นิยมใช้กันทั่วไปคือ PWM (Pule width modulation)

Control circuit: วงจรควบคุม จะทำหน้าที่รับข้อมูลจากผู้ใช้เช่น รับข้อมูลความเร็วรอบที่ต้องการเข้าไปทำการประมวลผล และส่งนำเอาท์พุทออกไปควบคุมการทำงานของทรานซิสเตอร์เพื่อจ่ายแรงดันและความถี่ให้ได้ความเร็วรอบและแรงบิดตามที่ผู้ใช้งานต้องการ

เหตุผลที่ต้องแปลงผันจาก ดีซีเป็นเอซี และแปลงผันกลับจากดีซีเป็นเอซี อีกครั้ง เนื่องจากการแปลงจากเอซีไปเป็นเอซี โดยตรงเลยนั้น ความถี่ทางด้านเอาท์พุทจะได้สูงสุดไม่เกินความถี่ทางด้านอินพุท ทำให้ไม่สามารถควบคุมความเร็วมอเตอร์ให้มีความเร็วมากกว่าความเร็วที่บอกไว้บนแผ่นป้ายของมอเตอร์ แต่การเปลี่ยนจาก เอซี ไปเป็น ดีซี และแปลงกลับมาเป็น เอซี อีกครั้งจะทำให้ อินเวอร์เตอร์สามารถสร้างความถี่ที่สูงกว่าความถี่ทางด้านอินพุท

2.13 พร็อกซิมีตี้เซนเซอร์ (Proximity sensor)

พร็อกซิมีตี้เซนเซอร์ (Proximity sensor) แบ่งได้หลายประเภท ดังนี้

1. เซนเซอร์แบบเหนี่ยวนำ (Inductive Sensor) เป็นเซนเซอร์ที่ทำงานโดยอาศัยหลักการเปลี่ยนแปลงค่าความเหนี่ยวนำของขดลวด ซึ่งการเปลี่ยนแปลงดังกล่าวจะมีผลต่อชิ้นงานหรือวัตถุที่เป็นโลหะเท่านั้นหรือเรียกกันทางภาษาเทคนิคว่า “อินดักทีฟเซนเซอร์”

ข้อเด่นของเซนเซอร์ชนิดนี้ คือ ทนทานและสามารถทำงานได้ในช่วงอุณหภูมิที่กว้าง สามารถทำงานในสภาวะที่มีการรบกวนทางแสง (Optical) และเสียง (Acoustic) ซึ่งเทียบเท่ากับชนิดเก็บประจุ



รูปที่ 2.32 ตัวอย่างเซนเซอร์แบบเหนี่ยวนำ [1]

2. เซนเซอร์ชนิดเก็บประจุ (Capacitive Sensor) เซนเซอร์แบบเก็บประจุ หรือเรียกว่าคาปาซิทีฟเซนเซอร์ สามารถตรวจจับวัตถุหรือชิ้นงานได้ทั้งโลหะและอโลหะ การประยุกต์ใช้งาน เช่น การแยกประเภทของวัตถุที่เป็นโลหะหรืออโลหะ การตรวจสอบตำแหน่งหรือระยะทางการเคลื่อนที่ของก้านสูบ เป็นต้น

3. เซนเซอร์ชนิดใช้แสง (Optical Sensor) นิยมใช้ตรวจจับชิ้นงานที่มีระยะห่างจากตัวเซนเซอร์ค่อนข้างมาก นอกจากนี้มีคุณลักษณะเด่นในเรื่องของระยะการตรวจจับที่ไกลแล้ว เซนเซอร์แบบนี้ยังมีข้อดีอยู่อีกหลายประการด้วยกัน คือสามารถตรวจจับวัตถุได้เกือบทุกประเภท ความเร็วในการตรวจจับสูง มีรุ่นที่สามารถแยกความแตกต่างสีได้

4. เซนเซอร์ชนิดใช้คลื่นเสียง (Ultrasonic Sensor) เนื่องจากในงานบางลักษณะไม่สามารถใช้เซนเซอร์ประเภทต่างๆ ที่ได้กล่าวมาขึ้นต้นได้ เช่นการตรวจจับของเหลวในภาชนะบรรจุ ตรวจจับระดับความลึกของแหล่งน้ำ ตรวจจับพื้นผิวถนนสำหรับยานพาหนะบางชนิด เป็นต้น คลื่นเสียงที่นำมาทำเซนเซอร์ประเภทนี้จะอยู่ในช่วงความถี่ 20 kHz - 1 GHz ซึ่งเรียกว่า Ultrasonic ซึ่งหูของมนุษย์ไม่สามารถจะได้ยิน

2.14 การคำนวณทางไฮดรอลิก

2.15.1 การคำนวณหาขนาดอุปกรณ์ไฮดรอลิก

การหาขนาดอุปกรณ์ไฮดรอลิกให้เหมาะสมกับการใช้นั้นโดยปกติแล้วจะมี 2 วิธี คือ เปิดตารางหรือจากคู่มือของผู้ผลิตอุปกรณ์นั้นๆ และอีกวิธี คือ การคำนวณหาขนาดจากสมการ ซึ่งสมการที่ใช้คำนวณนั้นมีเพียง 2 สมการหลัก คือ $F = P \times A$ และ $Q = A \times V$

1) หาขนาดของกระบอกสูบ

$$ID = \sqrt{\frac{F}{\frac{P}{0.785}}} \quad (2-3)$$

$$ID(\text{mm}) = \sqrt{\frac{10 \times F(\text{N})}{\frac{P(\text{bar})}{0.7854}}}$$

โดยที่ ID คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน

F คือ แรงที่กระทำ

P คือ ความดัน

2) ความดันที่ต้องการ

สำหรับกระบอกสูบ

$$P = \frac{F}{A} \quad (2-4)$$

$$P(\text{bar}) = \frac{F(\text{N})}{10^5 \times A(\text{m}^2)}$$

โดยที่

P คือ ความดัน

F คือ แรงที่กระทำ

A คือ พื้นที่หน้าตัดของกระบอกสูบ

3) ขนาดปริมาตรจุของปั๊ม

การบอกขนาดของปั๊ม

1. บอกเป็นปริมาตรจุ

2. บอกเป็น GPM หรือ LPM ที่รอบ 1,200 rpm ขับด้วยมอเตอร์ไฟฟ้าเป็นการบอกขายโดยการเพื่อค่าประสิทธิภาพเชิงปริมาตร η_v ไว้แล้ว

3. บอกเป็น GPM หรือ LPM ที่รอบ 1,800 rpm ใช้เครื่องยนต์ขับเคลื่อน
หมายเหตุ ถ้าใช้มอเตอร์ไฟฟ้าขับเคลื่อน 2 Pol (รอบสูง) 2,750 rpm

4 Pol (รอบกลาง) 1,450 rpm (รอบหมุนมาตรฐานปกติ)

6 Pol (รอบต่ำ) 900 rpm

สำหรับกระบอกสูบ

$$Q = A \times v \quad (2-5)$$

$$Q(\text{LPM}) = 6 \times A(\text{cm}^2) \times v(\text{m/s})$$

$$= 0.006 \times A(\text{cm}^2) \times v(\text{m/s})$$

โดยที่

Q คือ อัตราการไหล

A คือ พื้นที่หน้าตัดกระบอกสูบ

V คือ ความเร็วของกระบอกสูบ

4) หาขนาดมอเตอร์ไฟฟ้า

$$P_H (\text{kW}) = \frac{P(\text{bar}) \times Q(\text{LPM})}{600} \quad (2-6)$$

$$P_{EM} (\text{kW}) = \frac{P_H}{\eta_{TP} \times \eta_{EM}} \quad (2-7)$$

โดยที่

P_H คือ แรงม้าไฮดรอลิก

P_{EM} คือ แรงม้ามอเตอร์ไฟฟ้า

η_{EM} คือ ประสิทธิภาพมอเตอร์ไฟฟ้า เท่ากับ 80 % - 85 %

η_{TP} คือ ประสิทธิภาพรวมของปั๊มไฮดรอลิก

5) ขนาดแป็บ, ท่อ และสายไฮดรอลิก

$$A = \frac{Q}{V} ; \quad ID_{\text{Pipe}} = \sqrt{\frac{A_{\text{Pipe}}}{0.7854}} \quad (2-8)$$

$$A(\text{cm}^2) = \frac{\text{LPM}}{6 \times \text{fluid velocity (m/s)}}$$

$$ID_{\text{Pipe}}(\text{cm}) = \sqrt{\frac{0.1666 \times \text{LPM}}{0.7854 \times v(\text{m/s})}}$$

6) หาอัตราส่วนของกระบอกสูบ

$$\text{อัตราส่วนของกระบอกสูบ} = \frac{A_H}{A_R} \quad (2-9)$$

โดยที่

A_H คือ พื้นที่หน้าตัดของกระบอกสูบ

A_R คือ พื้นที่หน้าตัดของก้านสูบ

7) การคำนวณหาเปอร์เซ็นต์การรองาน

$$T_2 = \frac{T_1}{100} \times T_w \quad (2-10)$$

โดยที่

T_w คือ ระยะเวลารองาน(%)

T_1 คือ ระยะเวลาที่ลูกสูบเคลื่อนที่ 1 รอบการทำงาน (ลงสุดถึงขึ้นสุด) (s)

T_2 คือ ระยะเวลารองาน (s)

8) การคำนวณหากำลังงานไฟฟ้า และพลังงานไฟฟ้า

$$P \times h = E \quad (2-11)$$

โดยที่ P คือ กำลังไฟฟ้า (kW)

E คือ พลังงานไฟฟ้า (kWh)

h คือ เวลา (h)

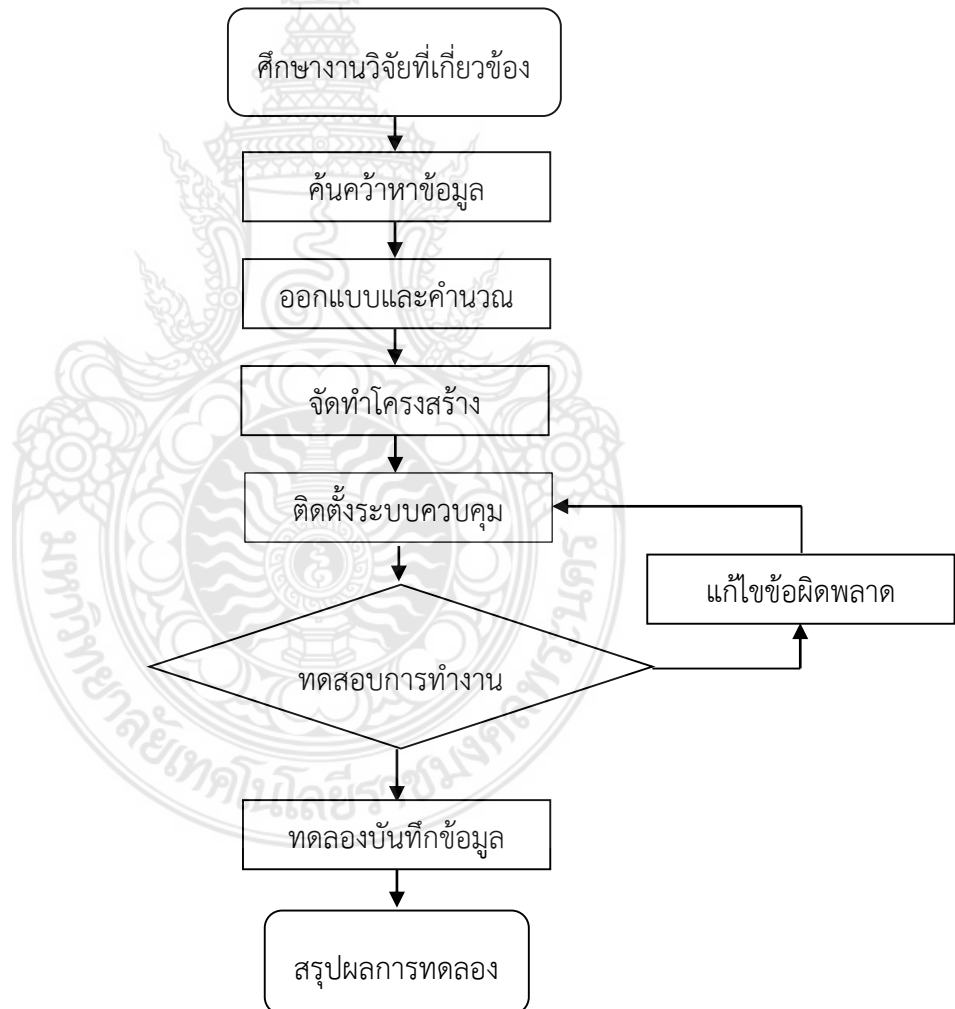
บทที่ 3

การออกแบบและการคำนวณ

3.1 บทนำ

สำหรับในบทนี้จะกล่าวถึงการออกแบบและการคำนวณเครื่องอัดไฮดรอลิกขนาด 10 ตัน รวมถึงการออกแบบวงจรไฮดรอลิกสำหรับทดสอบหาความแตกต่างกันของการใช้พลังงานไฟฟ้าทั้ง 5 กรณี โดยมีรายละเอียดดังนี้

3.2 ลำดับขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

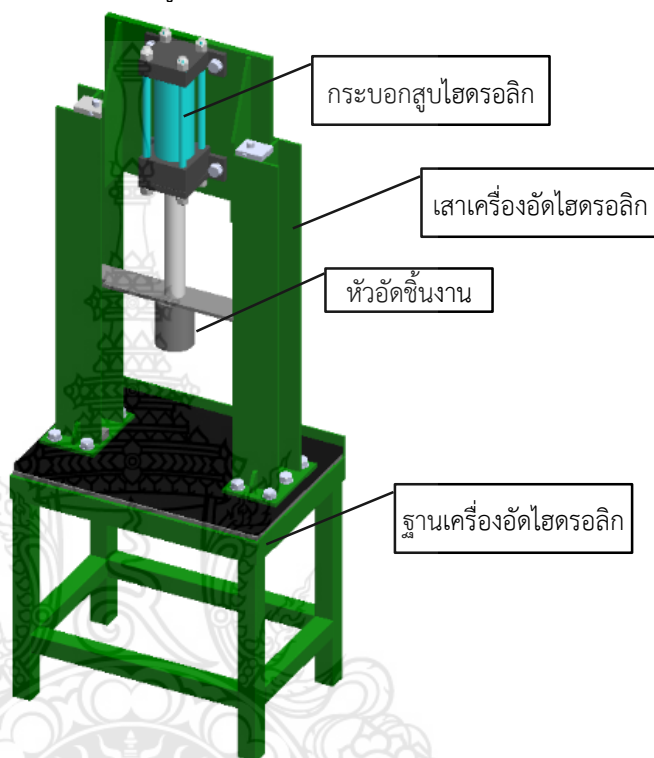


รูปที่ 3.1 ลำดับขั้นตอนการสร้างเครื่องอัดไฮดรอลิกเพื่อศึกษาการใช้พลังงาน

3.3 การออกแบบโครงสร้างเครื่องอัดไฮดรอลิก

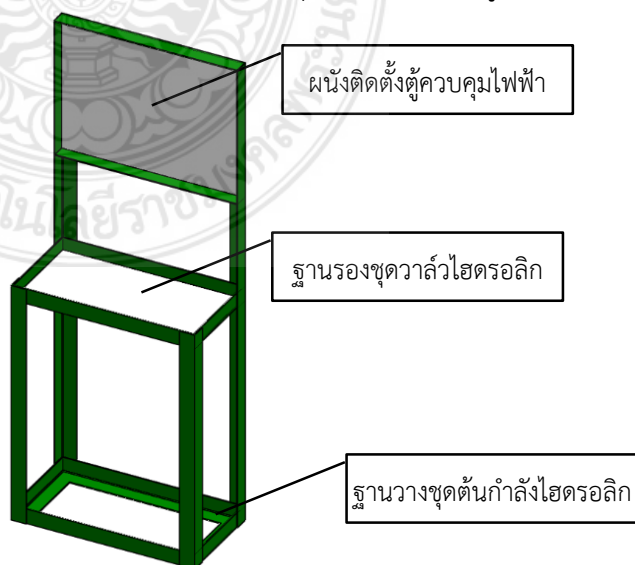
การออกแบบโครงสร้างเครื่องอัดไฮดรอลิกแบ่งออกเป็นสองส่วนแยกออกจากกัน คือ ส่วนที่เป็นเครื่องอัดและส่วนสำหรับติดตั้งชุดต้นกำลังไฮดรอลิกและระบบควบคุมต่างๆ

1. ส่วนที่เป็นเครื่องอัดไฮดรอลิกแสดงดังรูปที่ 3.2



รูปที่ 3.2 ส่วนประกอบเครื่องอัดไฮดรอลิก

2. ส่วนสำหรับติดตั้งชุดต้นกำลังไฮดรอลิกและระบบควบคุมต่างๆ แสดงดังรูปที่ 3.3

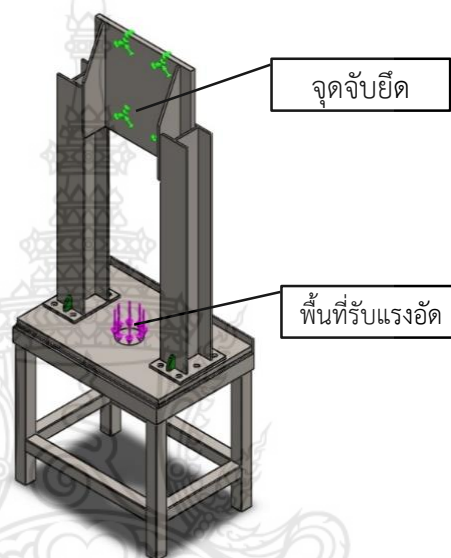


รูปที่ 3.3 โครงสร้างส่วนติดตั้งชุดต้นกำลังไฮดรอลิกและระบบควบคุม

3.4 การวิเคราะห์ความแข็งแรงโครงสร้างเครื่องอัดไฮดรอลิก

หลังจากออกแบบส่วนโครงสร้างและกำหนดขนาดชิ้นส่วนต่างๆ ของเครื่องอัดไฮดรอลิกแล้ว จำเป็นต้องคำนวณหาค่าความแข็งแรงของเครื่องอัดไฮดรอลิกเพื่อให้สามารถใช้งานได้อย่างปลอดภัย ในงานวิจัยนี้เลือกใช้วิธีการทางไฟไนต์เอลิเมนต์ด้วยโปรแกรมสำเร็จรูปเพื่อวิเคราะห์หาค่าความแข็งแรงของเครื่องอัดไฮดรอลิก โดยมีขั้นตอนดังนี้

1. กำหนดพื้นที่บริเวณที่แรงอัดจากกระบอกสูบกระทำขนาด 100,000 นิวตัน และพื้นที่บริเวณจุดจับยึดที่เกิดแรงปฏิกิริยาจากแรงกระทำบนโครงสร้างเครื่องอัดไฮดรอลิกดังรูปที่ 3.4



รูปที่ 3.4 แสดงการกำหนดแรงกระทำและจุดจับยึดที่เกิดแรงปฏิกิริยา

2. สร้างเมชเป็นแบบสามเหลี่ยมบนโครงสร้างเครื่องอัดไฮดรอลิก ประกอบไปด้วย 362,516 เอลิเมนต์ และ 566,020 โหนด แสดงดังรูปที่ 3.5

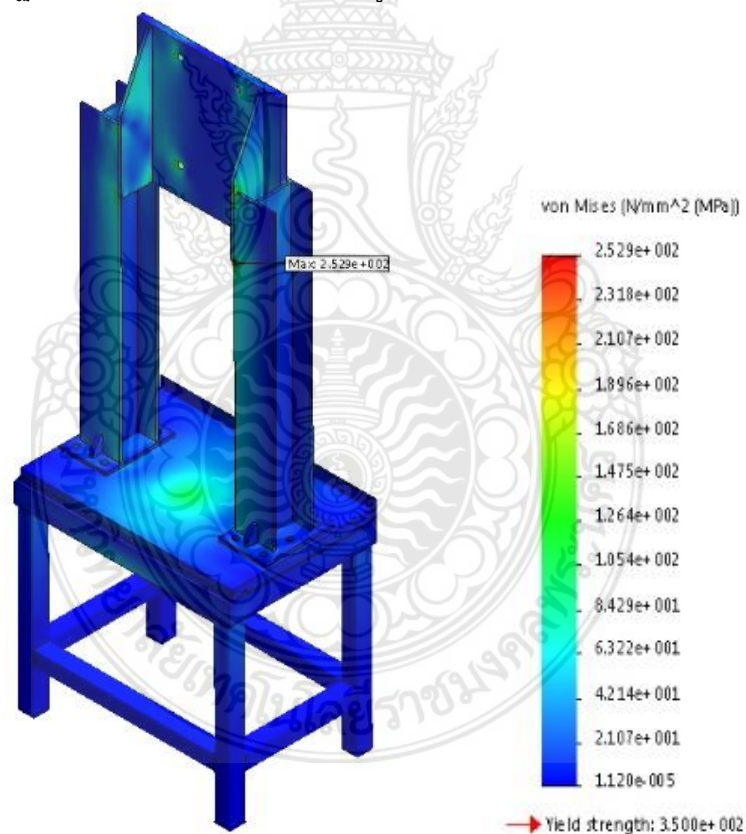


รูปที่ 3.5 แสดงเมชบนโครงสร้างเครื่องอัดไฮดรอลิก

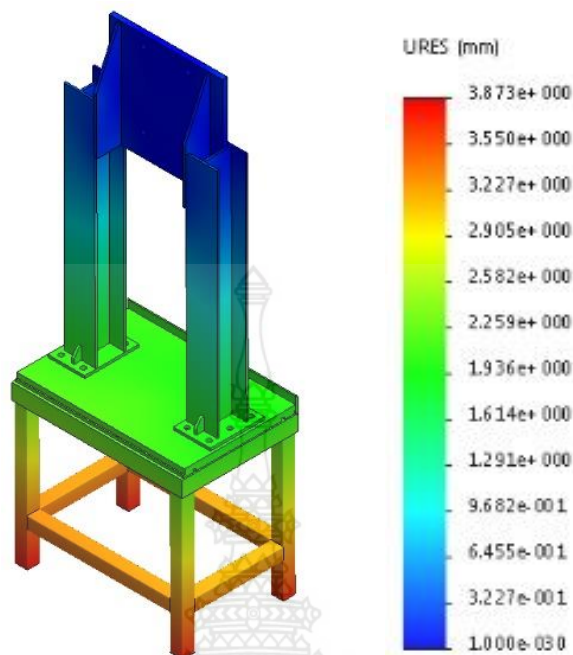
3. กำหนดชนิดของวัสดุให้กับโครงสร้างเครื่องอัดไฮดรอลิก เป็น AISI 1020 Steel, Cold ซึ่งมีค่าคุณสมบัติต่างๆ ดังนี้

Model type:	Linear Elastic Isotropic
Default failure criterion:	Max von Mises Stress
Yield strength:	$3.5 \times 10^8 \text{ N/m}^2$
Tensile strength:	$4.2 \times 10^8 \text{ N/m}^2$
Elastic modulus:	$2.05 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$
Poisson's ratio:	0.29
Mass density:	7870 kg/m^3

4. ผลการวิเคราะห์ค่าความแข็งแรงแสดงดังรูปที่ 3.6 ค่าความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นมีค่า 252.9 MPa ซึ่งต่ำกว่าค่า Yield strength ของวัสดุ ค่าความปลอดภัยสำหรับการออกแบบ มีค่า 1.4 เท่า และเมื่อวิเคราะห์ระยะเคลื่อนตัวของโครงสร้างปรากฏว่าระยะเคลื่อนตัวสูงสุด 3.87 mm ซึ่งเกิดขึ้นบริเวณขาของชุดฐานเครื่องอัดไฮดรอลิก แสดงดังรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.6 ค่าความเค้นที่เกิดขึ้นบนโครงสร้างเครื่องอัดไฮดรอลิก



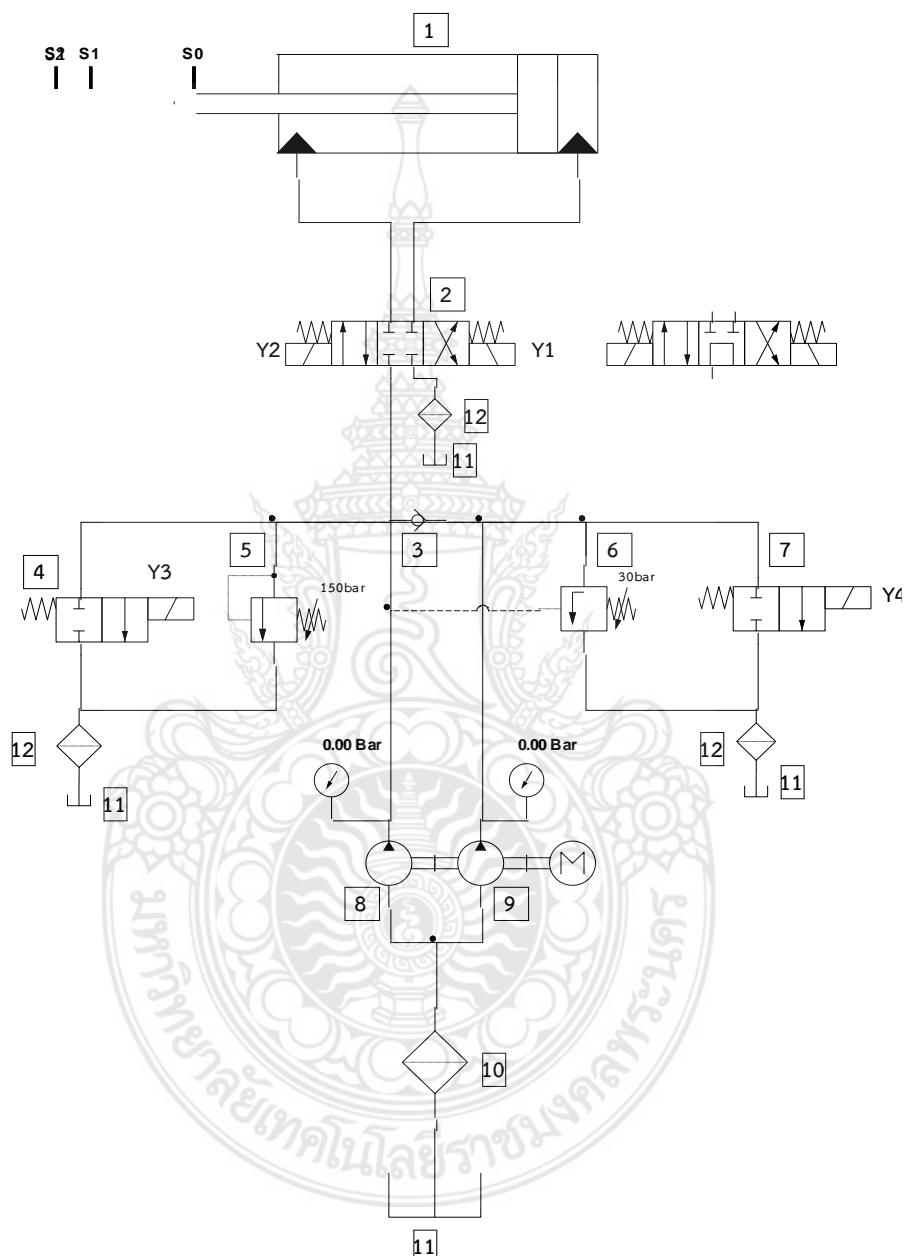
รูปที่ 3.7 ระยะเคลื่อนตัวที่เกิดขึ้นบนโครงสร้างเครื่องอัดไฮดรอลิก

3.5 การออกแบบวงจรเครื่องอัดไฮดรอลิก

ความต้องการในการออกแบบวงจรถ่ายการทำงานสำหรับเครื่องอัดไฮดรอลิกขนาด 10 ตัน คือ ความเร็วเคลื่อนที่ออกเป็นสองจังหวะโดยจังหวะแรกเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูงสุดที่ 20 mm/sec จังหวะที่สองวิ่งอัดขึ้นงานเมื่อใกล้สุดระยะชักในช่วงระยะทาง 50 mm ด้วยความเร็ว 6 mm/sec จากระยะเคลื่อนที่รวม 250 mm และเคลื่อนที่เข้าด้วยความเร็วสูงสุด ความดันอัดขึ้นงานสูงสุดที่ 150 bar วงจรการทำงานออกแบบได้ดังรูปที่ 3.8 โดยมีรายละเอียดของอุปกรณ์ดังนี้

- | | |
|------------|--|
| หมายเลข 1 | กระบอกสูบชนิดทำงาน 2 ทางก้านสูบเดี่ยว |
| หมายเลข 2 | วาล์วควบคุมทิศทางแบบ 4 ทาง 3 ตำแหน่ง ทำงานด้วยโซลินอยด์ทั้งสองด้านดันกลับด้วยสปริง ตำแหน่งกลาง A, B, P และ T ปิด และ วาล์วควบคุมทิศทางแบบ 4 ทาง 3 ตำแหน่ง ทำงานด้วยโซลินอยด์ทั้งสองด้านดันกลับด้วยสปริง ตำแหน่งกลาง A, B ปิด และ P ต่อ T |
| หมายเลข 3 | เซ็นควาล์วแบบไม่มีสปริง |
| หมายเลข 4 | วาล์ว 2 ทาง 2 ตำแหน่ง ทำงานด้วยโซลินอยด์ |
| หมายเลข 5 | วาล์วปลดความดันหรือจำกัดความดันแบบระบายกลับถึงโดยตรง High Pressure |
| หมายเลข 6 | วาล์วปลดความดันหรือจำกัดความดันแบบ External Pilot |
| หมายเลข 7 | วาล์ว 2 ทาง 2 ตำแหน่ง ทำงานด้วยโซลินอยด์ |
| หมายเลข 8 | ปั๊มไฮดรอลิก High Pressure |
| หมายเลข 9 | ปั๊มไฮดรอลิก Low Pressure |
| หมายเลข 10 | กรองที่ท่อทางดูดของปั๊ม |
| หมายเลข 11 | ถังพักน้ำมัน |

หมายเลข 12 กรองท่อไหลกลับถึงพัก
 S0, S1, S2 เซ็นเซอร์ตรวจจับตำแหน่งก้านสูบแบบ Inductive โดย S0 ติดตั้งที่ระยะ 0 mm S1 ติดตั้งที่ระยะ 200 mm และ S2 ติดตั้งที่ระยะ 250 mm



รูปที่ 3.8 วงจรเครื่องอัดไฮดรอลิก

จากรูปที่ 3.8 เป็นการออกแบบวงจรไฮดรอลิกเพื่อให้สามารถรองรับการทำงานได้ครบทั้ง 5 กรณีศึกษาโดยมีการทำงานของแต่ละกรณี คือ

กรณีที่ 1 เป็นการใช้วาล์ว 4/3 ตำแหน่งกลางปิด ร่วมกับวาล์วควบคุมความดันแบบไม่มีระบายความดัน ดังนั้นเมื่อกดปุ่มสตาร์ทที่หัววงจรทำงานจะมีการทำงานตามจังหวะดังนี้

- เคลื่อนที่ออกด้วยความเร็วต่ำอัดชิ้นงาน โซลินอยด์วาล์ว Y1 และ Y4 ทำงาน มอเตอร์ไฟฟ้าทำงานที่ความถี่ 50 Hz
- อัดชิ้นงานค้างไว้ 3 วินาที โซลินอยด์วาล์ว Y1 และ Y4 ทำงาน มอเตอร์ไฟฟ้าทำงานที่ความถี่ 50 Hz
- เคลื่อนที่กลับด้วยความเร็วสูงสุด โซลินอยด์วาล์ว Y2 ทำงาน มอเตอร์ไฟฟ้าทำงานที่ความถี่ 50 Hz
- รองานที่ตำแหน่งเข้าสู่สุดเพื่อเตรียมเคลื่อนที่ออกในรอบถัดไป โซลินอยด์วาล์ว Y3 ทำงาน มอเตอร์ไฟฟ้าทำงานที่ความถี่ 15 Hz

3.6 การคำนวณ

จากความต้องการในการออกแบบให้เครื่องอัดไฮดรอลิกทำงานได้ตามวัตถุประสงค์คือ

1. ต้องการออกแบบเครื่องอัดไฮดรอลิกขนาด 10 ตัน
2. ความเร็วเคลื่อนที่ Fast Speed = 20 mm/s
Press Speed = 6 mm/s
3. ระยะเคลื่อนที่ 250 mm
4. ความดันสูงสุด 150 Bar

ขั้นตอนการคำนวณ

1. หาขนาดกระบอกสูบ (ที่ระดับความดัน $P_{design} = 150 \text{ bar}$)

กำหนดให้ $F = 10,000 \text{ kg} = 98100 \text{ N}$

จากสูตร $P = \frac{F}{A}$

จากสมการ (2-3)

$$ID(mm) = \sqrt{\frac{F(N) \times 10^6 (mm^2)}{P(bar) \times 10^5 (N/m^2) \times 0.7854}}$$

$$= \sqrt{\frac{98100 \times 10^6}{150 \times 10^5 \times 0.7854}}$$

$$ID(mm) = 91.25 \text{ mm}$$

จากภาคผนวก ก ตารางที่ 1 เลือกกระบอกสูบขนาด Bore (ID) เท่ากับ 100 mm เพราะเป็นขนาดที่ใกล้เคียงกับขนาดที่ได้จากการคำนวณมากที่สุด เมื่อเทียบกับขนาดอื่น

2. ตรวจสอบค่าความดันทำงาน

จากสมการ (2-4)

$$P(\text{bar}) = \frac{F(\text{N})}{10^5 \times A(\text{m}^2)}$$

$$P_{\text{work}} = \frac{981000}{10^5 \times 0.7854 \times 0.1^2}$$

$$= 124.9 \text{ bar}$$

$$\approx 125 \text{ bar}$$

$$P_{\text{max}} = P_{\text{Relief Valve}} = 1.15 \times 125 \text{ bar}$$

$$= 143.75 \text{ bar}$$

$$P_{\text{Relief}} \approx 145 \text{ bar}$$

∴ เลือกใช้ขนาดกระบอกสูบ ID = 100 mm, Rod = 50 mm, Stroke = 250 mm

3. หาขนาดปั๊ม

จากความเร็วการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบที่กำหนด

$$\text{Fast Speed} = 20 \text{ mm/s}$$

$$\text{Press Speed} = 6 \text{ mm/s}$$

การคำนวณหาอัตราการไหลของปั๊มไฮดรอลิกด้าน Low Flow

จากสมการ (2-5)

$$Q(\text{LPM}) = 0.006 \times A(\text{cm}^2) \times V(\text{mm/s})$$

$$= 0.006 \times 0.7854 \times 10^2 \times 6$$

∴ อัตราการไหลที่กระบอกสูบต้องการ = 2.82 LPM

การคำนวณหาปริมาตรความจุปั๊มไฮดรอลิกด้าน Low Flow

จากสูตร

$$V_p(\text{cc/rev}) = \frac{Q(\text{LPM}) \times 1000}{N_p(\text{rpm}) \times \eta_{vp}}$$

ถ้าคิดให้ปั๊มมีประสิทธิภาพเชิงปริมาตร 90%

$$= \frac{2.82 \times 1000}{1,450 \times 0.9}$$

$$V_p = 2.161 \text{ cc/rev.}$$

จากภาคผนวก ก ตารางที่ 2 เลือกใช้ปั๊มขนาดปริมาตรจุ 2.8 cc/rev. เป็นรุ่น ALP1AD-4 ความดันสูงสุดที่ปั๊มไฮดรอลิก สามารถทำได้

$$P_{\text{work}} = 225 \text{ bar}$$

$$P_{\text{max}} = 250 \text{ bar}$$

การคำนวณหาอัตราการจ่ายจริงของปั๊ม Low Flow

$$Q_{p,Low Flow} = \frac{V_p \times N_p \times \eta_{vp}}{1000}$$

$$= \frac{2.8 \times 1,450 \times 0.9}{1000}$$

$$= 3.65 \text{ LPM}$$

การคำนวณหาอัตราการไหลของปั๊มไฮดรอลิกด้าน High Flow

จากสมการ (2-5)

$$Q(\text{LPM}) = 0.006 \times A(\text{cm}^2) \times V(\text{mm/s})$$

$$= 0.006 \times 0.7854 \times 10^2 \times 20$$

∴ อัตราการไหลที่กระบอกสูบต้องการ = 9.42 LPM

การคำนวณหาขนาดความจุปั๊มไฮดรอลิกด้าน High Flow

$$= 9.42 - 3.65$$

$$= 5.77 \text{ LPM}$$

การคำนวณหาปริมาตรความจุปั๊มไฮดรอลิกด้าน High Flow

จากสูตร

$$V_p (\text{cc/rev}) = \frac{Q(\text{LPM}) \times 1000}{N_p (\text{rpm}) \times \eta_{vp}}$$

ถ้าคิดให้ปั๊มมีประสิทธิภาพเชิงปริมาตร 90%

$$= \frac{5.77 \times 1000}{1,450 \times 0.9}$$

$$V_p = 4.42 \text{ cc/rev.}$$

จากภาคผนวก ก ตารางที่ 2 เลือกใช้ปั๊มขนาดปริมาตรจุ 5.2 cc/rev. เป็นรุ่น ALP1AD-7 ความดันสูงสุดที่ปั๊มไฮดรอลิก สามารถทำได้

$$P_{work} = 225 \text{ bar}$$

$$P_{max} = 250 \text{ bar}$$

การคำนวณหาอัตราการจ่ายจริงของปั๊ม High Flow

$$Q_{p,Low Flow} = \frac{V_p \times N_p \times \eta_{vp}}{1000}$$

$$= \frac{5.2 \times 1,450 \times 0.9}{1000}$$

$$= 6.79 \text{ LPM}$$

อัตราการจ่ายการไหลรวมของปั๊ม

$$\begin{aligned} Q_{p,\text{total}} &= Q_{p,\text{Low}} + Q_{p,\text{High}} \\ &= 3.65 + 6.79 = 10.44 \text{ LPM} \end{aligned}$$

4. หาขนาดของมอเตอร์ไฟฟ้า

จากสมการ (2-6)

$$\begin{aligned} P_H (\text{kW}) &= \frac{P(\text{bar}) \times Q(\text{LPM})}{600} \\ &= \frac{145 \times 6.79}{600} \\ &= 1.64 \text{ kW} \end{aligned}$$

จากสมการ (2-7)

$$\begin{aligned} P_{EM} (\text{kW}) &= \frac{P_H}{\eta_{TP} \times \eta_{EM}} \\ &= \frac{1.64}{0.9 \times 0.8} \\ &= 2.27 \text{ kW} \end{aligned}$$

∴ เลือกใช้มอเตอร์ไฟฟ้าขนาด 3.7 kW

5. หาขนาดท่อ

จากข้อกำหนดความเร็วน้ำมันไหลในท่อ

ความเร็วที่ท่อดูดของปั๊ม = 0.5 -1.5 m/s or 2 -4 ft/sec

ความเร็วในท่อความดัน = 1.5 -3.0 m/s or 15 -20 ft/sec

ความเร็วในท่อไหลกลับ = 1.5 -3.0 m/s or 15 ft/sec

5.1 หาขนาดท่อทางดูดสำหรับปั๊ม เลือกใช้ความเร็วเท่ากับ 1.0 m/s

จากสมการ (2-8)

$$\begin{aligned} ID_{\text{Pipe}} (\text{cm}) &= \sqrt{\frac{6.79 (\text{LPM})}{0.7854 \times 6 \times 1 (\text{m/s})}} \\ &= 1.20 \text{ cm} \end{aligned}$$

เพราะฉะนั้น เลือกใช้ท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 1.2 cm. จากภาคผนวก ก ตารางที่ 4

5.2 หาขนาดท่อความดัน เลือกใช้ความเร็วเท่ากับ 1.5 m/s

จากสมการ (2-8)

$$\begin{aligned} \text{ID}_{\text{Pipe}} (\text{cm}) &= \sqrt{\frac{10.44 (\text{LPM})}{0.7854 \times 6 \times 1.5 (\text{m/s})}} \\ &= 1.21 \text{ cm} \end{aligned}$$

เพราะฉะนั้น เลือกใช้ท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 1.2 cm. จากภาคผนวก ก ตารางที่ 4

5.3 หาขนาดท่อไหลกลับ

ปริมาณน้ำมันไหลกลับถึงพักที่มากที่สุดนั้นต้องหาขณะที่ก้านสูบถอยหลัง ซึ่งสามารถคำนวณได้จากอัตราส่วนระหว่างพื้นที่ของลูกสูบทั้งสองด้าน

จากสมการ (2-9) Ratio ของกระบอกสูบ

$$\text{Ratio} = \frac{A_H}{A_R}$$

จากการคำนวณหาขนาดกระบอกสูบในหัวข้อแรกนั้น ได้ขนาดกระบอกสูบ 100 mm และจากภาคผนวก ก ตารางที่ 1 เลือกใช้ก้านสูบขนาด 50 mm เนื่องจากเป็นเครื่องอัด

$$\begin{aligned} \frac{A_H}{A_R} &= \frac{0.7854 \times 100^2}{[0.7854 \times 100^2] - [0.7854 \times 50^2]} \\ &= 1.33 \end{aligned}$$

∴ ปริมาณน้ำมันไหลกลับ

$$\begin{aligned} &= 10.44 \times 1.33 \\ &= 13.88 \text{ LPM} \approx 14 \text{ LPM} \end{aligned}$$

กำหนดให้ความเร็วในท่อไหลกลับเท่ากับ 2.0 m/s

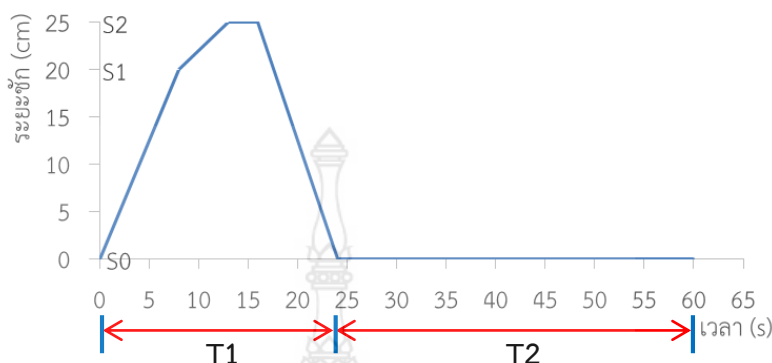
จากสมการ (2-8)

$$\text{ID}_{\text{Pipe}} (\text{cm}) = \sqrt{\frac{14 (\text{LPM})}{0.7854 \times 6 \times 2 (\text{m/s})}}$$

∴ ID ท่อไหลกลับ = 1.21 cm

เพราะฉะนั้น เลือกใช้ท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 1.2 cm. จากภาคผนวก ก ตารางที่ 4

3.7. การหาเปอร์เซ็นต์การรองาน



รูปที่ 3.9 กราฟการทำงานของกระบอกสูบไฮดรอลิก

จากรูปที่ 3.9 กราฟแสดงการทำงานของกระบอกสูบ ขณะที่กระบอกสูบเคลื่อนที่ออกจากเซ็นเซอร์ S0 จะเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูงสุดโดยใช้อัตราการไหลจากปั๊มทั้งสองตัว เมื่อถึงเซ็นเซอร์ S1 โซลินอยด์วาล์วสั่งให้แรงดันในระบบปั๊ม Low Pressure ถูกระบายกลับถึงโดยตรงทำให้กระบอกสูบเคลื่อนที่ช้าลงเนื่องจากใช้อัตราการไหลจากปั๊ม High Pressure เพียงตัวเดียวและเมื่อกระบอกสูบเคลื่อนที่ถึงเซ็นเซอร์ S2 กระบอกสูบจะทำการอัดขึ้นงานแช่เป็นเวลา 3 วินาที จากนั้นกระบอกสูบเคลื่อนที่กลับจนสุดระยะชักถึงเซ็นเซอร์ S0 กระบอกสูบจะหยุดรอเพื่อทำงานในรอบถัดไปจึงเรียกว่าช่วงรองาน (เวลา T2)

สูตรการคำนวณหาเปอร์เซ็นต์การรองาน จากสมการ (2-10)

$$T_2 = \frac{T_1}{100} \times T_w$$

โดยที่ T_w คือ ระยะเวลารองาน (%)

T_1 คือ ระยะเวลากระบอกสูบเคลื่อนที่ 1 รอบการทำงาน เท่ากับ 24 วินาที

T_2 คือ ระยะเวลารองาน (s)

ตัวอย่าง

ให้เปอร์เซ็นต์การรองานเท่ากับ 20%

$$T_2 = \frac{24}{100} \times 20$$

$$T_2 = 4.8 \text{ (s)}$$

3.8 การเตรียมเครื่องอัดไฮดรอลิก

3.8.1 ตรวจสอบระดับน้ำมันไฮดรอลิก

3.8.2 ตรวจสอบสภาพสาย ข้อต่อและชุดวาล์วในระบบไฮดรอลิก

3.8.3 ตรวจสอบสภาพทั่วไปของมาตรวัดต่างๆ

3.8.4 ตรวจสอบสภาพของอุปกรณ์ไฟฟ้าต่างๆในระบบ

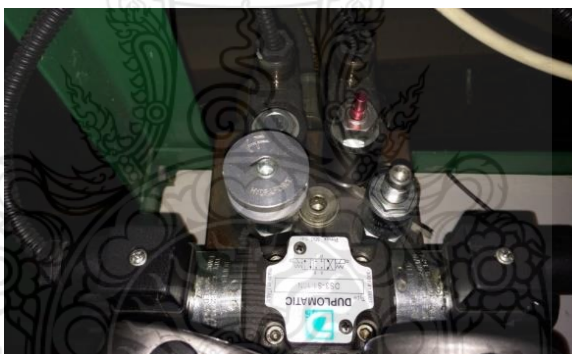
3.9 เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

3.9.1 เกจวัดความดันหน้า



รูปที่ 3.10 เกจวัดความดันน้ำมันไฮดรอลิก

3.9.2 วาล์วควบคุมทิศทางการไหลน้ำมันของเครื่องอัดไฮดรอลิก



รูปที่ 3.11 วาล์วควบคุมทิศทางการไหลน้ำมันของเครื่องอัดไฮดรอลิก

3.9.3 อุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ไฟฟ้าขับปั๊มไฮดรอลิก



รูปที่ 3.12 อินเวอร์เตอร์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ไฟฟ้า

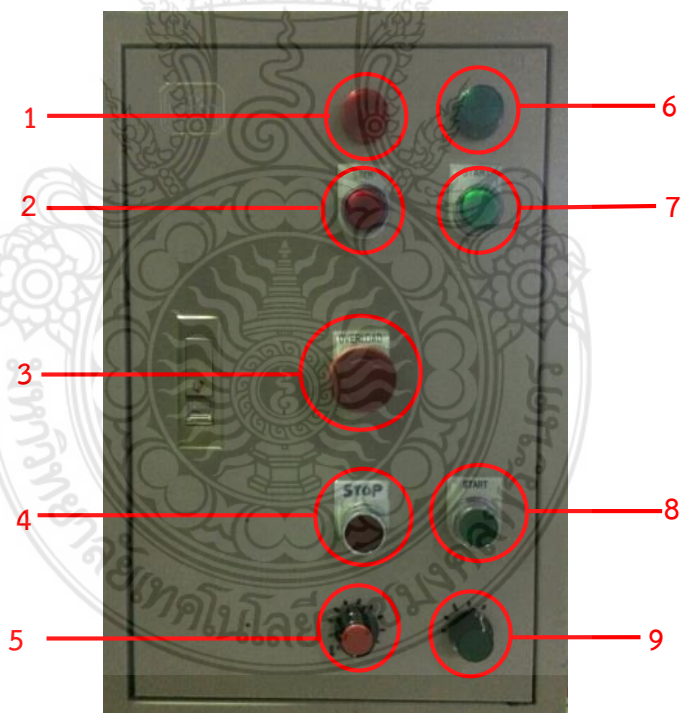
3.9.4 เครื่องมือวัดค่ากำลังไฟฟ้าและบันทึกข้อมูล



รูปที่ 3.13 อุปกรณ์วัดค่ากำลังไฟฟ้า

3.11 ขั้นตอนการใช้งานเครื่องอัดไฮดรอลิก

สวิตช์และหลอดไฟแสดงผลต่างๆ บนตู้ควบคุม



รูปที่ 3.14 สวิตช์และหลอดไฟบนตู้ควบคุม

1. หลอดไฟแสดงผลการหยุดการทำงานของมอเตอร์ไฟฟ้า
2. สวิตช์ควบคุมการหยุดทำงานของมอเตอร์ไฟฟ้า
3. สวิตช์ฉุกเฉิน

4. สวิตช์ควบคุมการหยุดทำงานของเครื่องอัดไฮดรอลิก
5. สวิตช์เลือกช่วงเวลารองานแต่ละเปอร์เซ็นต์ (20, 40,, 200%)
6. หลอดไฟแสดงการทำงานของมอเตอร์ไฟฟ้า
7. สวิตช์ควบคุมการทำงานของมอเตอร์ไฟฟ้า
8. สวิตช์ควบคุมการทำงานของเครื่องอัดไฮดรอลิก
9. สวิตช์เลือกการทำงานแต่ละกรณี (5 กรณี)

ขั้นตอนการใช้เครื่องอัดไฮดรอลิก

1. ป้อนกระแสไฟฟ้าเข้าเบรกเกอร์หลักด้านในตู้คอนโทรล ใช้ไฟ Single Phase 220 โวลล์
2. เปิดสวิตช์เบรกเกอร์หลักด้านในตู้คอนโทรล สวิตช์ฉุกเฉินอยู่ในตำแหน่งปกติปิดแม่กเนติก สวิตช์ทำงาน หน้าจอแสดงผลของอินเวอร์เตอร์ไฟติด แต่มอเตอร์ไฟฟ้ายังไม่ทำงาน

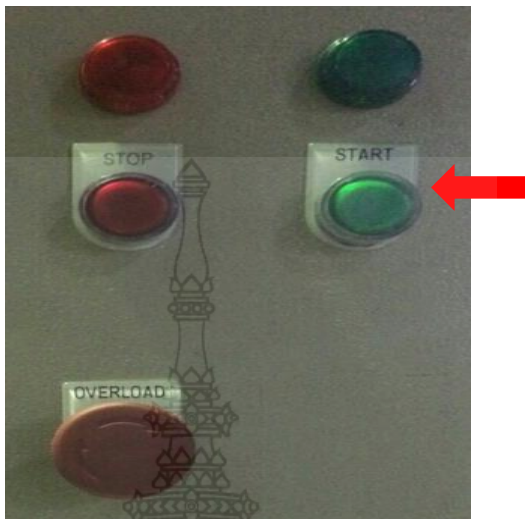


รูปที่ 3.15 สวิตช์เบรกเกอร์หลักตำแหน่ง ON



รูปที่ 3.16 หน้าจอแสดงผลของอินเวอร์เตอร์ไฟติด

3. กดปุ่ม START สีเขียวที่หน้าตู้ควบคุม หลอดไฟแสดงสถานะการทำงานของมอเตอร์ไฟฟ้า สีเขียวสว่างขึ้น มอเตอร์ไฟฟ้าทำงาน



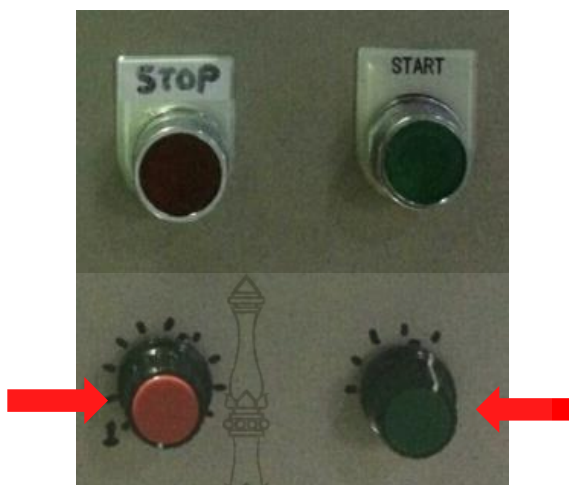
รูปที่ 3.17 สวิตซ์และหลอดไฟควบคุมมอเตอร์ไฟฟ้า

4. กดปุ่ม STOP สีแดงที่หน้าตู้คอนโทรล ค้างไว้ประมาณ 3 วินาที เพื่อรีเซ็ตระบบ ให้ลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้นจนถึงเซ็นเซอร์ตัวบนสุด



รูปที่ 3.18 สวิตซ์ควบคุมการทำงานและหยุดงานของกระบอกสูบไฮดรอลิก

5. เลือกสวิตซ์แบบหมุนสีเขียวว่าจะใช้งานกรณีใด มีทั้งหมด 5 กรณี และเลือกสวิตซ์แบบหมุนสีแดงว่าจะเลือกช่วงการรอกงานกี่เปอร์เซ็นต์



รูปที่ 3.19 สวิตช์เลือกกรณีการใช้งานของเครื่องอัดไฮดรอลิก

6. กดปุ่ม START กระทบสูบทำงานขึ้นและลง โดยอัตโนมัติด้วยการสั่งงานจาก โปรแกรม PLC และกดสวิตช์ STOP สีแดง เมื่อต้องการหยุดการทำงานของกระทบสูบ



รูปที่ 3.20 สวิตช์ START และ STOP เพื่อเริ่มและหยุดการทำงานของเครื่องอัดไฮดรอลิก

7. หลังจากเสร็จสิ้นการใช้งาน กดปุ่มสวิตช์ STOP มอเตอร์สีแดงที่หน้าตู้ควบคุม หลอดไฟ แสดงสถานะการทำงานของมอเตอร์ไฟฟ้าสีเขียวดับ มอเตอร์ไฟฟ้าหยุดทำงาน

8. ปิดสวิตช์เบรกเกอร์หลัก ถอดสายไฟที่ตู้ควบคุม ทำความสะอาดเครื่องอัดไฮดรอลิก และ ตรวจสอบความเรียบร้อย

3.12 ขั้นตอนการทดสอบ

ในการทดสอบ เครื่องอัดไฮดรอลิกจะทำงานโดยอัตโนมัติ และทำการเปลี่ยนช่วงเวลารองาน ให้นานขึ้น โดยเพิ่มขึ้นครั้งละ 20% จนถึง 200% ของเวลาที่กระทบสูบเคลื่อนที่ใน 1 รอบการ

ทำงาน ซึ่งถูกควบคุมด้วยโปรแกรม PLC และการทดสอบจะรักษาอุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิกไว้ที่ประมาณ 40°C โดยมีลำดับขั้นตอนดังนี้

1. ติดตั้งเครื่องวัดกำลังไฟฟ้า รุ่น HIOKI PW3360-21
2. กดสวิทช์ START มอเตอร์ไฟฟ้า เพื่อให้ปั๊มไฮดรอลิกทำงาน
3. กดปุ่ม STOP ค้าง 3 วินาทีเพื่อรีเซ็ตระบบ
4. เลือกกรณีการทดสอบเป็นกรณีที่ 1
5. เลือกกรณีการรองานเป็น 20 เปอร์เซ็นต์
6. กดปุ่ม START เพื่อเริ่มการทำงานของกระบอกสูบ
7. กดปุ่ม START สีเขียว ที่เครื่องวัดกำลังไฟฟ้า HIOKI PW3360-21 เพื่อบันทึกข้อมูลการใช้พลังงานไฟฟ้า
8. ปล่อยให้โปรแกรมบันทึกข้อมูลจนครบ 3,600 วินาที
9. กดปุ่ม STOP สีเขียว ที่เครื่องวัดกำลังไฟฟ้า HIOKI PW3360-21 เพื่อหยุดบันทึกข้อมูล
10. กดปุ่ม STOP หน้าตู้ควบคุมเพื่อหยุดการทำงานของกระบอกสูบ
11. ทำตามขั้นตอนที่ 5 ถึง 10 โดยเปลี่ยนจาก 20% เป็น 40% และเพิ่มขึ้นทีละ 20% จนถึง 200%
12. ทำซ้ำขั้นตอนที่ 4-11 โดยจากกรณีที่ 1 เป็นกรณีที่ 2 และทำซ้ำจนครบ 5 กรณี



บทที่ 4

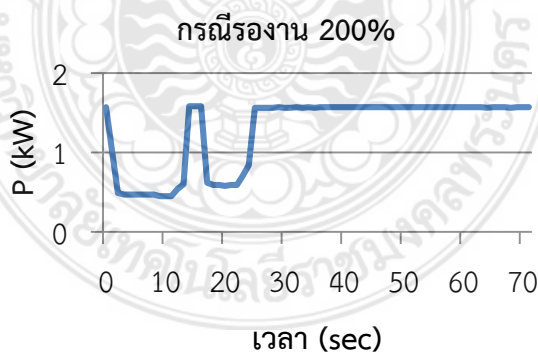
ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง

การศึกษาการใช้พลังงานของเครื่องอัดไฮดรอลิกมีหลักการของการทดสอบโดยแบ่งการทดสอบเป็น 5 กรณี แต่ละกรณีแบ่งช่วงการรองงานเป็นร้อยละไว้ 10 ช่วง โดยเริ่มจากร้อย 20 ถึงร้อยละ 200 และทำการวัดค่าการใช้กำลังไฟฟ้าของแต่ละกรณี หลังจากเก็บค่ากำลังไฟฟ้าแล้วจะทำการคำนวณหาค่าพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในช่วงทำงานและช่วงรองงานของเครื่องอัดไฮดรอลิกต่อการทำงาน 1 ชั่วโมง และคำนวณหาค่าร้อยละของพลังงานไฟฟ้าที่สูญเสียโดยพลังงานที่ใช้ในช่วงรองงานถือว่าเป็นพลังงานที่สูญเสียเนื่องจากการใช้พลังงานช่วงนี้ไม่ทำให้เกิดงานที่กระบอกสูบของเครื่องอัดไฮดรอลิกสามารถคำนวณได้จาก

$$\text{พลังงานไฟฟ้าสูญเสีย} = \frac{\text{พลังงานไฟฟ้าช่วงรองงาน}}{\text{พลังงานไฟฟ้าช่วงทำงาน} + \text{พลังงานไฟฟ้าช่วงรองงาน}} \times 100$$

4.1 ผลการทดสอบในกรณีที่ 1

การทดสอบในกรณีที่ 1 เป็นการใช้อัตรา 4/3 ตำแหน่งกลางปิด ร่วมกับวาล์วควบคุมความดันแบบไม่มีระบายความดัน กระบอกสูบไฮดรอลิกแบบทำงานสองทาง ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ 100 mm ก้านสูบโต 50 mm อัตราการไหลของปั๊ม Low Flow 3.65 ลิตรต่ออนาที อัตราการไหลของปั๊ม High Flow เท่ากับ 6.79 ลิตรต่ออนาที มอเตอร์ไฟฟ้าขับปั๊มไฮดรอลิกขนาด 5 แรงม้า ทำการทดสอบเป็นเวลา 1 ชั่วโมง ผลการใช้กำลังไฟฟ้าเฉลี่ยใน 1 รอบการทำงานแสดงเป็นกราฟได้ดังรูปที่ 4.1



รูปที่ 4.1 กราฟแสดงกำลังไฟฟ้าเฉลี่ย 1 รอบการทำงานกรณีที่ 1 ช่วงเวลารองงานร้อยละ 200

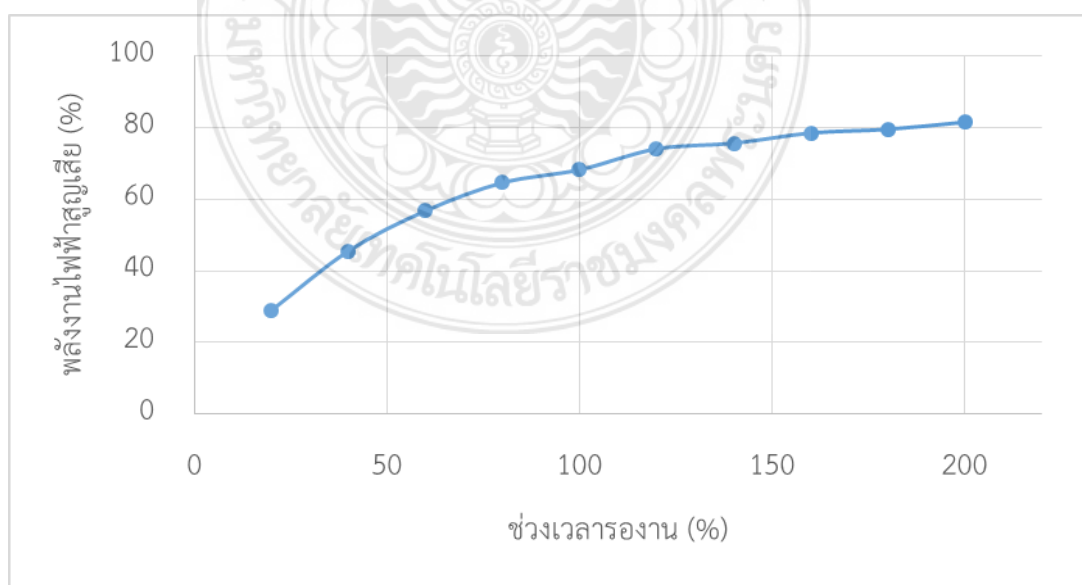
จากรูปที่ 4.1 กราฟแสดงการใช้กำลังไฟฟ้าใน 1 รอบการทำงานของกรณีที่ 1 เวลาช่วงรองงานร้อยละ 200 โดยเวลาตั้งแต่ 0-24 วินาที เป็นช่วงเวลาทำงานคือ กระบอกสูบเคลื่อนที่ออกสู่ระยะอัดขึ้นงานค้างไว้ 3 วินาทีแล้วเคลื่อนที่กลับจนสู่ระยะ ส่วนเวลาตั้งแต่ 24-74 วินาทีเป็นช่วงเวลารองงาน คือกระบอกสูบหยุดค้างอยู่ที่ตำแหน่งเข้าสู่สุดเพื่อรอเคลื่อนที่ออกในรอบการทำงาน

ต่อไป ซึ่งกำลังไฟฟ้าเฉลี่ยช่วงการทำงานมีค่า 0.73 kW และช่วงเวลารองานเฉลี่ย 1.55 kW ส่วนช่วงเวลาอื่นๆ แสดงไว้ในตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 ผลการทดสอบในกรณีที่ 1

ช่วงร องาน	เวลารองาน	กำลังไฟฟ้า เฉลี่ยช่วง ทำงาน	กำลังไฟฟ้า เฉลี่ยช่วงร องาน	พลังงาน ไฟฟ้าเฉลี่ย ช่วงทำงาน	พลังงาน ไฟฟ้าเฉลี่ย ช่วงรองาน	พลังงาน ไฟฟ้าเฉลี่ย รวม	พลังงานไฟฟ้า สูญเสีย
(%)	(s)	(kW)	(kW)	(kWh)/hr	(kWh)/hr	(kWh)/hr	(%)
20	5	0.84	1.65	0.70	0.28	0.98	29.04
40	10	0.81	1.63	0.57	0.48	1.05	45.61
60	15	0.77	1.62	0.47	0.62	1.10	56.80
80	20	0.72	1.58	0.39	0.72	1.11	64.65
100	25	0.76	1.57	0.37	0.80	1.17	68.27
120	30	0.69	1.58	0.31	0.88	1.18	74.11
140	35	0.75	1.6	0.31	0.95	1.25	75.68
160	40	0.72	1.58	0.27	0.99	1.26	78.53
180	45	0.78	1.62	0.27	1.06	1.33	79.57
200	50	0.73	1.55	0.24	1.05	1.28	81.56

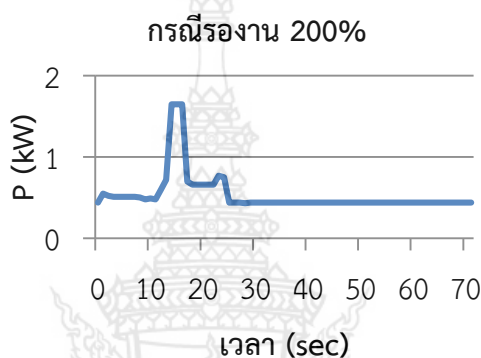
จากตารางที่ 4.1 เมื่อนำค่าร้อยละของพลังงานไฟฟ้าสูญเสียมาแสดงเป็นกราฟดังรูปที่ 4.2 พบว่าพลังงานไฟฟ้าสูญเสียมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นตามช่วงเวลารองานที่เพิ่มขึ้น คือ จากช่วงเวลารองานร้อยละ 20 ถึง 200 พลังงานไฟฟ้าสูญเสียจะเพิ่มขึ้นจากร้อยละ 29.04 ถึง 81.56 ตามลำดับ



รูปที่ 4.2 กราฟแสดงร้อยละของพลังงานไฟฟ้าที่สูญเสียของกรณีที่ 1

4.2 ผลการทดสอบในกรณีที่ 2

การทดสอบในกรณีที่ 2 เป็นการใช้อัตรา 4/3 ตำแหน่งกลางปิด ร่วมกับวาล์วควบคุมความดันแบบมีระบายความดัน กระบอกสูบไฮดรอลิกแบบทำงานสองทาง ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ 100 mm ก้านสูบโต 50 mm อัตราการไหลของปั๊ม Low Flow 3.65 ลิตรต่อนาที อัตราการไหลของปั๊ม High Flow เท่ากับ 6.79 ลิตรต่อนาที มอเตอร์ไฟฟ้าขับปั๊มไฮดรอลิกขนาด 5 แรงม้า ทำการทดสอบเป็นเวลา 1 ชั่วโมง ผลการใช้กำลังไฟฟ้าเฉลี่ยใน 1 รอบการทำงานแสดงเป็นกราฟได้ดังรูปที่ 4.3



รูปที่ 4.3 กราฟแสดงกำลังไฟฟ้าเฉลี่ย 1 รอบการทำงานกรณีที่ 2 ช่วงเวลารอกานร้อยละ 200

จากรูปที่ 4.3 กราฟแสดงการใช้กำลังไฟฟ้าใน 1 รอบการทำงานของกรณีที่ 2 เวลาช่วงรอกานร้อยละ 200 โดยเวลาตั้งแต่ 0-24 วินาที เป็นช่วงเวลาทำงานคือ กระบอกสูบเคลื่อนที่ออกสุดระยะ อัตราขึ้นงานค้างไว้ 3 วินาทีแล้วเคลื่อนที่กลับจนสุดระยะ ส่วนเวลาตั้งแต่ 24-74 วินาทีเป็นช่วงเวลารอกาน คือกระบอกสูบหยุดค้างอยู่ที่ตำแหน่งเข้าสู่สุดเพื่อรอเคลื่อนที่ออกในรอบการทำงานต่อไป ซึ่งกำลังไฟฟ้าเฉลี่ยช่วงการทำงานมีค่า 0.71 kW และช่วงเวลารอกานเฉลี่ย 0.45 kW ส่วนช่วงเวลาอื่นๆ แสดงไว้ในตารางที่ 4.2

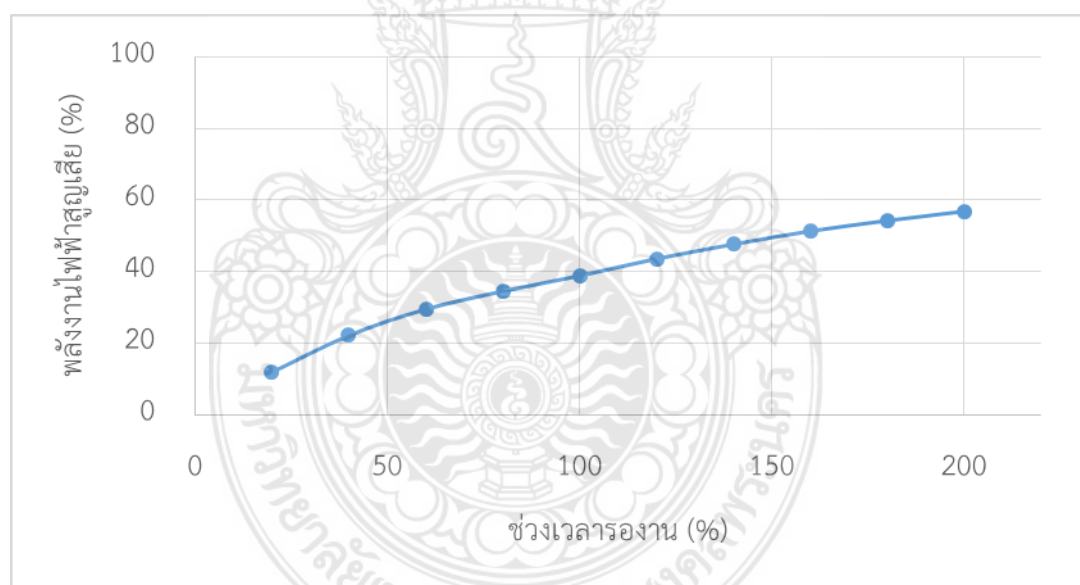
ตารางที่ 4.2 ผลการทดสอบในกรณีที่ 2

ช่วงรอกาน (%)	เวลารอกาน (s)	กำลังไฟฟ้าเฉลี่ยช่วงทำงาน (kW)	กำลังไฟฟ้าเฉลี่ยช่วงรอกาน (kW)	พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยช่วงทำงาน (kWh)/hr	พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยช่วงรอกาน (kWh)/hr	พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยรวม (kWh)/hr	พลังงานไฟฟ้าสูญเสีย (%)
20	5	0.72	0.47	0.60	0.08	0.68	11.97
40	10	0.7	0.48	0.49	0.14	0.64	22.22
60	15	0.7	0.47	0.43	0.18	0.61	29.56
80	20	0.71	0.45	0.39	0.20	0.59	34.56
100	25	0.72	0.44	0.35	0.22	0.58	38.90

ตารางที่ 4.2 ผลการทดสอบในกรณีที่ 2 (ต่อ)

ช่วงร องาน	เวลารองาน	กำลังไฟฟ้า เฉลี่ยช่วง ทำงาน	กำลังไฟฟ้า เฉลี่ยช่วงร องาน	พลังงาน ไฟฟ้าเฉลี่ย ช่วงทำงาน	พลังงาน ไฟฟ้าเฉลี่ย ช่วงรองาน	พลังงาน ไฟฟ้าเฉลี่ย รวม	พลังงานไฟฟ้า สูญเสีย
(%)	(s)	(kW)	(kW)	(kWh)/hr	(kWh)/hr	(kWh)/hr	(%)
120	30	0.71	0.44	0.32	0.24	0.56	43.65
140	35	0.72	0.45	0.29	0.27	0.56	47.68
160	40	0.71	0.45	0.27	0.28	0.55	51.37
180	45	0.71	0.45	0.25	0.29	0.54	54.30
200	50	0.71	0.45	0.23	0.30	0.53	56.90

จากตารางที่ 4.2 เมื่อนำค่าร้อยละของพลังงานไฟฟ้าสูญเสียมาแสดงเป็นกราฟดังรูปที่ 4.4 พบว่าพลังงานไฟฟ้าสูญเสียมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นตามช่วงเวลารองานที่เพิ่มขึ้น คือ จากช่วงเวลารองานร้อยละ 20 ถึง 200 พลังงานไฟฟ้าสูญเสียจะเพิ่มขึ้นจากร้อยละ 11.97 ถึง 56.90 ตามลำดับ



รูปที่ 4.4 กราฟแสดงร้อยละของพลังงานไฟฟ้าที่สูญเสียของกรณีที่ 2

4.3 ผลการทดสอบในกรณีที่ 3

การทดสอบในกรณีที่ 3 เป็นการใช้อัตรา 4/3 ตำแหน่งกลาง P ต่อ T, A และ B ปิด ร่วมกับ วาล์วควบคุมความดันแบบไม่มีระบายความดัน กระบอกสูบไฮดรอลิกแบบทำงานสองทาง ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ 100 mm ก้านสูบโต 50 mm อัตราการไหลของปั๊ม Low Flow 3.65 ลิตรต่อนาที อัตราการไหลของปั๊ม High Flow เท่ากับ 6.79 ลิตรต่อนาที มอเตอร์ไฟฟ้าขับปั๊มไฮดรอลิก

ลักษณะ 5 แรงแม่ ทำการทดสอบเป็นเวลา 1 ชั่วโมง ผลการใช้กำลังไฟฟ้าเฉลี่ยใน 1 รอบการทำงาน แสดงเป็นกราฟได้ดังรูปที่ 4.5



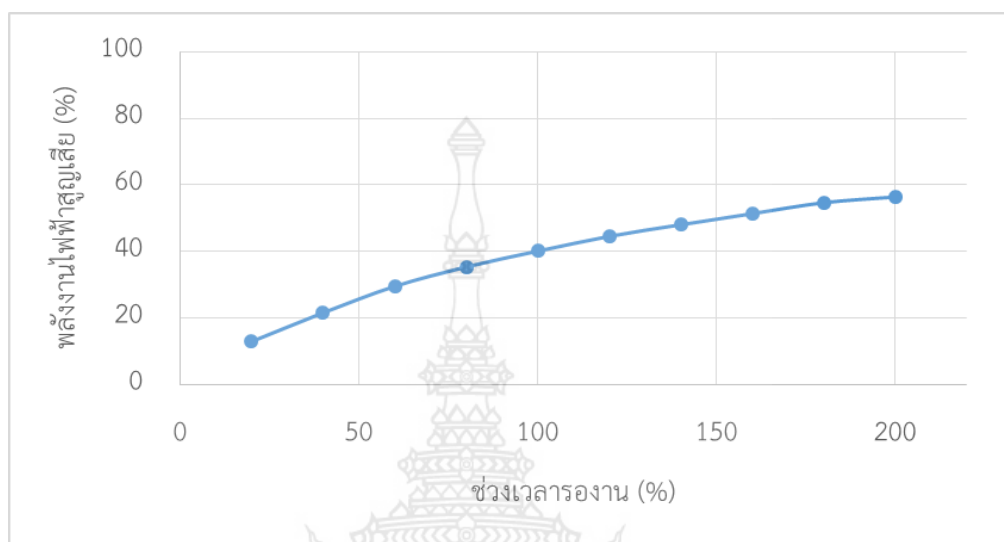
รูปที่ 4.5 กราฟแสดงกำลังไฟฟ้าเฉลี่ย 1 รอบการทำงานกรณี 3 ช่วงเวลารอกงานร้อยละ 200

จากรูปที่ 4.5 กราฟแสดงการใช้กำลังไฟฟ้าใน 1 รอบการทำงานของกรณี 3 เวลาช่วงรอกงานร้อยละ 200 โดยเวลาตั้งแต่ 0-24 วินาที เป็นช่วงเวลาทำงานคือ กระทบสูบเคลื่อนที่ออกสุดระยะ อัดขึ้นงานค้างไว้ 3 วินาทีแล้วเคลื่อนที่กลับจนสุดระยะ ส่วนเวลาตั้งแต่ 24-74 วินาทีเป็นช่วงเวลารอกงาน คือกระทบสูบหยุดค้างอยู่ที่ตำแหน่งเข้าสุดเพื่อรอเคลื่อนที่ออกในรอบการทำงานต่อไป ซึ่งกำลังไฟฟ้าเฉลี่ยช่วงการทำงานมีค่า 0.74 kW และช่วงเวลารอกงานเฉลี่ย 0.46 kW ส่วนช่วงเวลาอื่นๆ แสดงไว้ในตารางที่ 4.3

ตารางที่ 4.3 ผลการทดสอบในกรณี 3

ช่วง รอก งาน (%)	เวลา รอก งาน (s)	กำลังไฟฟ้า เฉลี่ยช่วง ทำงาน (kW)	กำลังไฟฟ้า เฉลี่ยช่วงรอก งาน (kW)	พลังงาน ไฟฟ้าเฉลี่ย ช่วงทำงาน (kWh)/hr	พลังงาน ไฟฟ้าเฉลี่ย ช่วงรอกงาน (kWh)/hr	พลังงาน ไฟฟ้าเฉลี่ย รวม (kWh)/hr	พลังงาน ไฟฟ้า สูญเสีย (%)
20	5	0.74	0.53	0.61	0.09	0.70	12.98
40	10	0.74	0.49	0.52	0.14	0.67	21.62
60	15	0.73	0.49	0.45	0.19	0.64	29.55
80	20	0.73	0.48	0.40	0.22	0.62	35.40
100	25	0.73	0.47	0.36	0.24	0.60	40.14
120	30	0.73	0.47	0.32	0.26	0.59	44.59
140	35	0.74	0.47	0.30	0.28	0.58	48.09
160	40	0.74	0.47	0.28	0.29	0.57	51.42
180	45	0.73	0.47	0.25	0.31	0.56	54.69
200	50	0.74	0.46	0.24	0.31	0.55	56.43

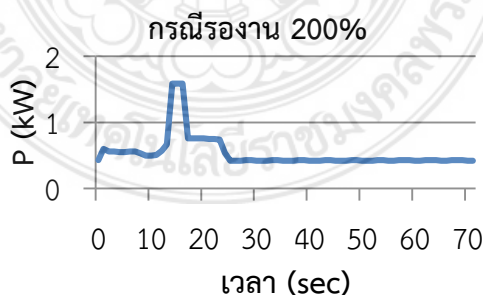
จากตารางที่ 4.3 เมื่อนำค่าร้อยละของพลังงานไฟฟ้าสูญเสียมาแสดงเป็นกราฟดังรูปที่ 4.6 พบว่าพลังงานไฟฟ้าสูญเสียมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นตามช่วงเวลารองานที่เพิ่มขึ้น คือ จากช่วงเวลารองานร้อยละ 20 ถึง 200 พลังงานไฟฟ้าสูญเสียจะเพิ่มขึ้นจากร้อยละ 12.98 ถึง 56.43 ตามลำดับ



รูปที่ 4.6 กราฟแสดงร้อยละของพลังงานไฟฟ้าที่สูญเสียของกรณีที่ 3

4.4 ผลการทดสอบในกรณีที่ 4

การทดสอบในกรณีที่ 4 เป็นการใช้อัตรา 4/3 ตำแหน่งกลาง P ต่อ T, A และ B ปิด ร่วมกับ วาล์วควบคุมความดันแบบมีระบายความดัน กระบอกสูบไฮดรอลิกแบบทำงานสองทาง ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ 100 mm ก้านสูบโต 50 mm อัตราการไหลของปั๊ม Low Flow 3.65 ลิตรต่อนาที อัตราการไหลของปั๊ม High Flow เท่ากับ 6.79 ลิตรต่อนาที มอเตอร์ไฟฟ้าขับปั๊มไฮดรอลิกขนาด 5 แรงม้า ทำการทดสอบเป็นเวลา 1 ชั่วโมง ผลการใช้กำลังไฟฟ้าเฉลี่ยใน 1 รอบการทำงาน แสดงเป็นกราฟได้ดังรูปที่ 4.7



รูปที่ 4.7 กราฟแสดงกำลังไฟฟ้าเฉลี่ย 1 รอบการทำงานกรณีที่ 4 ช่วงเวลารองานร้อยละ 200

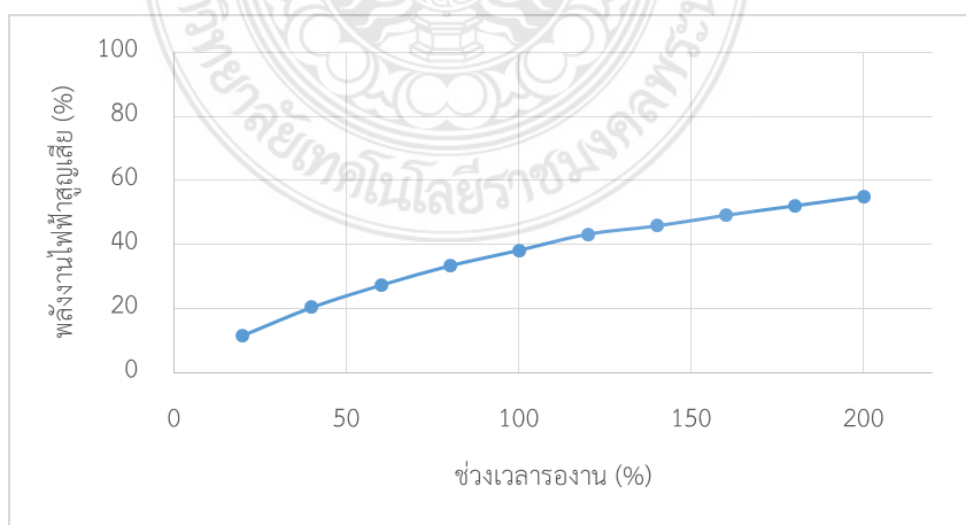
จากรูปที่ 4.7 กราฟแสดงการใช้กำลังไฟฟ้าใน 1 รอบการทำงานของกรณีที่ 4 เวลาช่วงรองานร้อยละ 200 โดยเวลาตั้งแต่ 0-24 วินาที เป็นช่วงการทำงานคือ กระบอกสูบเคลื่อนที่ออกสุดระยะ อัตราขึ้นงานค้างไว้ 3 วินาทีแล้วเคลื่อนที่กลับจนสุดระยะ ส่วนเวลาตั้งแต่ 24-74 วินาทีเป็น

ช่วงเวลารองาน คือกระบอกสูญหุดค้ำงอยู่ที่ตำแหน่งเข้าสู่เพื่อรอเคลื่อนที่ออกในรอบการทำงานต่อไป ซึ่งกำลังไฟฟ้าเฉลี่ยช่วงเวลารองานมีค่า 0.73 kW และช่วงเวลารองานเฉลี่ย 0.43 kW ส่วนช่วงเวลาดื่นๆ แสดงไว้ในตารางที่ 4.4

ตารางที่ 4.4 ผลการทดสอบในกรณีที 4

ช่วง ร งาน	เวลา ร งาน	กำลังไฟฟ้า เฉลี่ยช่วง ทำงาน	กำลังไฟฟ้า เฉลี่ยช่วงร งาน	พลังงาน ไฟฟ้าเฉลี่ย ช่วงทำงาน	พลังงาน ไฟฟ้าเฉลี่ย ช่วงรงาน	พลังงาน ไฟฟ้าเฉลี่ย รวม	พลังงานไฟฟ้า สูญเสีย
(%)	(s)	(kW)	(kW)	(kWh)/hr	(kWh)/hr	(kWh)/hr	(%)
20	5	0.71	0.45	0.59	0.08	0.67	11.66
40	10	0.73	0.45	0.52	0.13	0.65	20.44
60	15	0.73	0.44	0.45	0.17	0.62	27.36
80	20	0.73	0.44	0.40	0.20	0.60	33.43
100	25	0.74	0.44	0.36	0.22	0.59	38.25
120	30	0.72	0.44	0.32	0.24	0.56	43.31
140	35	0.74	0.43	0.30	0.26	0.56	45.87
160	40	0.74	0.43	0.28	0.27	0.55	49.20
180	45	0.74	0.43	0.26	0.28	0.54	52.14
200	50	0.73	0.43	0.24	0.29	0.53	55.10

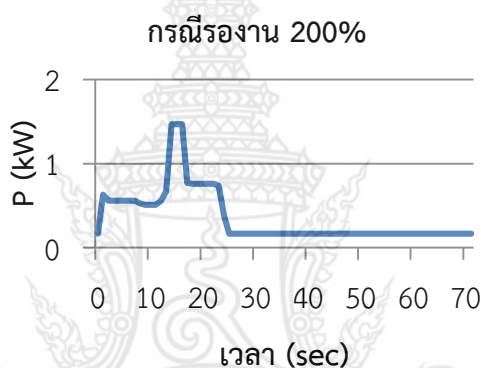
จากตารางที่ 4.4 เมื่อนำค่าร้อยละของพลังงานไฟฟ้าสูญเสียมาแสดงเป็นกราฟดังรูปที่ 4.8 พบว่าพลังงานไฟฟ้าสูญเสียมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นตามช่วงเวลารองานที่เพิ่มขึ้น คือ จากช่วงเวลารองานร้อยละ 20 ถึง 200 พลังงานไฟฟ้าสูญเสียจะเพิ่มขึ้นจากร้อยละ 11.66 ถึง 55.10 ตามลำดับ



รูปที่ 4.8 กราฟแสดงร้อยละของพลังงานไฟฟ้าที่สูญเสียของกรณีที 4

4.5 ผลการทดสอบในกรณีที่ 5

การทดสอบในกรณีที่ 5 เป็นการใช้อัตรา 4/3 ตำแหน่งกลาง P ต่อ T, A และ B ปิด ร่วมกับ วาล์วควบคุมความดันแบบมีระบายความดันและใช้อินเวอร์เตอร์ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าในช่วงเวลารองานด้วยความถี่ 15 Hz ระบายกสูบไฮดรอลิกแบบทำงานสองทาง ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ 100 mm ก้านสูบโต 50 mm อัตราการไหลของปั๊ม Low Flow 3.65 ลิตรต่อ นาที อัตราการไหลของปั๊ม High Flow เท่ากับ 6.79 ลิตรต่อ นาที มอเตอร์ไฟฟ้าขับปั๊มไฮดรอลิก ขนาด 5 แรงม้า ทำการทดสอบเป็นเวลา 1 ชั่วโมง ผลการใช้กำลังไฟฟ้าเฉลี่ยใน 1 รอบการทำงาน แสดงเป็นกราฟได้ดังรูปที่ 4.9



รูปที่ 4.9 กราฟแสดงกำลังไฟฟ้าเฉลี่ย 1 รอบการทำงานกรณีที่ 5 ช่วงเวลารองานร้อยละ 200

จากรูปที่ 4.9 กราฟแสดงการใช้กำลังไฟฟ้าใน 1 รอบการทำงานของกรณีที่ 5 เวลาช่วงรองานร้อยละ 200 โดยเวลาตั้งแต่ 0-24 วินาที เป็นช่วงการทำงานคือ ระบายกสูบเคลื่อนที่ออกสู่ระยะอัดขึ้นงานค้างไว้ 3 วินาทีแล้วเคลื่อนที่กลับจนสู่ระยะ ส่วนเวลาตั้งแต่ 24-74 วินาทีเป็นช่วงเวลารองาน คือระบายกสูบหยุดค้างอยู่ที่ตำแหน่งเข้าสู่สุดเพื่อรอเคลื่อนที่ออกในรอบการทำงานต่อไป ซึ่งกำลังไฟฟ้าเฉลี่ยช่วงการทำงานมีค่า 0.72 kW และช่วงเวลารองานเฉลี่ย 0.17 kW ส่วนช่วงเวลาอื่นๆ แสดงไว้ในตารางที่ 4.5

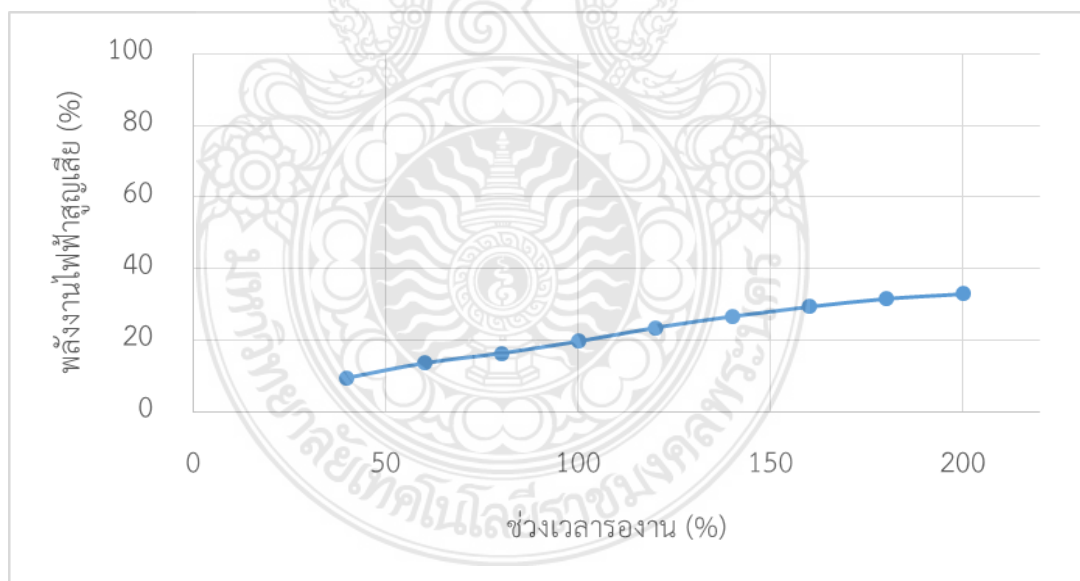
ตารางที่ 4.5 ผลการทดสอบในกรณีที่ 5

ช่วงรองาน (%)	เวลา (s)	กำลังไฟฟ้าเฉลี่ยช่วงทำงาน (kW)	กำลังไฟฟ้าเฉลี่ยช่วงรองาน (kW)	พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยช่วงทำงาน (kWh)/hr	พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยช่วงรองาน (kWh)/hr	พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยรวม (kWh)/hr	พลังงานไฟฟ้าสูญเสีย (%)
20	5	0.73	0.19	0.60	0.03	0.64	5.14
40	10	0.71	0.18	0.50	0.05	0.55	9.55
60	15	0.71	0.18	0.44	0.07	0.51	13.68

ตารางที่ 4.5 ผลการทดสอบในกรณีที่ 5 (ต่อ)

ช่วง รอ งาน	เวลา รอ งาน	กำลังไฟฟ้า เฉลี่ยช่วง ทำงาน	กำลังไฟฟ้า เฉลี่ยช่วงรอ งาน	พลังงานไฟฟ้า เฉลี่ยช่วง ทำงาน	พลังงาน ไฟฟ้าเฉลี่ย ช่วงรอกงาน	พลังงาน ไฟฟ้าเฉลี่ย รวม	พลังงานไฟฟ้า สูญเสีย
(%)	(s)	(kW)	(kW)	(kWh)/hr	(kWh)/hr	(kWh)/hr	(%)
80	20	0.72	0.17	0.39	0.08	0.47	16.44
100	25	0.72	0.17	0.35	0.09	0.44	19.74
120	30	0.73	0.18	0.32	0.10	0.42	23.56
140	35	0.72	0.18	0.29	0.11	0.40	26.72
160	40	0.72	0.18	0.27	0.11	0.38	29.41
180	45	0.73	0.18	0.25	0.12	0.37	31.62
200	50	0.72	0.17	0.23	0.11	0.35	32.97

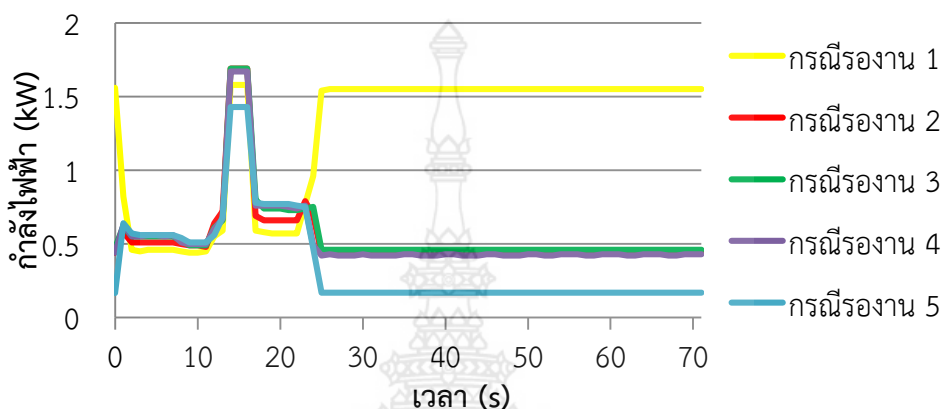
จากตารางที่ 4.5 เมื่อนำค่าร้อยละของพลังงานไฟฟ้าสูญเสียมาแสดงเป็นกราฟดังรูปที่ 4.10 พบว่าพลังงานไฟฟ้าสูญเสียมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นตามช่วงเวลารอกงานที่เพิ่มขึ้น คือ จากช่วงเวลารอกงานร้อยละ 20 ถึง 200 พลังงานไฟฟ้าสูญเสียจะเพิ่มขึ้นจากร้อยละ 5.14 ถึง 32.97 ตามลำดับ



รูปที่ 4.10 กราฟแสดงร้อยละของพลังงานไฟฟ้าที่สูญเสียของกรณีที่ 5

4.6 ผลการเปรียบเทียบการสูญเสียพลังงานไฟฟ้าทั้ง 5 กรณี

จากผลการทดสอบทั้ง 5 กรณี เมื่อนำค่าการใช้กำลังไฟฟ้าเฉลี่ยใน 1 รอบการทำงานในช่วงเวลารองานร้อยละ 200 มาเปรียบเทียบกัน ความแตกต่างของกำลังไฟฟ้าที่ใช้แสดงได้ดังรูปที่ 4.11



รูปที่ 4.11 เปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าเฉลี่ยช่วงรองานร้อยละ 200 ใน 1 รอบการทำงานทั้ง 5 กรณี

จากรูปที่ 4.11 เมื่อเปรียบเทียบการใช้กำลังไฟฟ้าเฉลี่ยช่วงรองานร้อยละ 200 ใน 1 รอบการทำงาน ทั้ง 5 กรณี แสดงให้เห็นว่าการใช้กำลังไฟฟ้าเฉลี่ยในช่วงเวลารองาน กรณีที่ 1 ใช้กำลังไฟฟ้ามากที่สุด คือ ประมาณ 1.55 kW กรณีที่ 2-4 ใช้กำลังไฟฟ้าเฉลี่ยใกล้เคียงกัน คือ กรณีที่ 2 ใช้กำลังไฟฟ้าเฉลี่ย 0.45 kW กรณีที่ 3 ใช้กำลังไฟฟ้าเฉลี่ย 0.46 kW และกรณีที่ 4 ใช้กำลังไฟฟ้าเฉลี่ย 0.43 kW ส่วนกรณีที่ 5 ใช้กำลังไฟฟ้า 0.17 kW จึงสรุปได้ว่า กรณีที่ 2-4 มีการสูญเสียพลังงานไฟฟ้าน้อยกว่ากรณีที่ 1 เนื่องจากมีการระบายความดันของน้ำมันไฮดรอลิกช่วงเวลารองานกลับถึงพักเป็นผลให้ค่าความดันหน้าปั๊มไฮดรอลิกต่ำเข้าใกล้ 0 บาร์ ในขณะที่ กรณีที่ 1 ไม่มีการระบายความดันในช่วงเวลารองานทำให้ความดันหน้าปั๊มไฮดรอลิกสูงถึง 150 บาร์ เป็นเหตุให้ต้องใช้กำลังไฟฟ้าสูงกว่าส่วนกรณีที่ 5 นั้น มีการสูญเสียกำลังไฟฟ้าน้อยที่สุด เนื่องจากกรณีที่ 5 มีการระบายความดันให้เข้าใกล้ 0 บาร์ ในช่วงเวลารองานร่วมกับการลดอัตราการไหลของปั๊มไฮดรอลิกลง โดยการปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าให้ลดลงจาก 1450 RPM เหลือ 435 RPM เป็นผลให้อัตราการไหลของปั๊มไฮดรอลิกลดลงถึงร้อยละ 30 ซึ่งเมื่อเทียบกับสมการทางทฤษฎีของกำลังไฮดรอลิกแล้วอาจกล่าวได้ว่า

$$\text{จากสมการ} \quad P_H(\text{kW}) = \frac{P(\text{bar}) \times Q(\text{LPM})}{600}$$

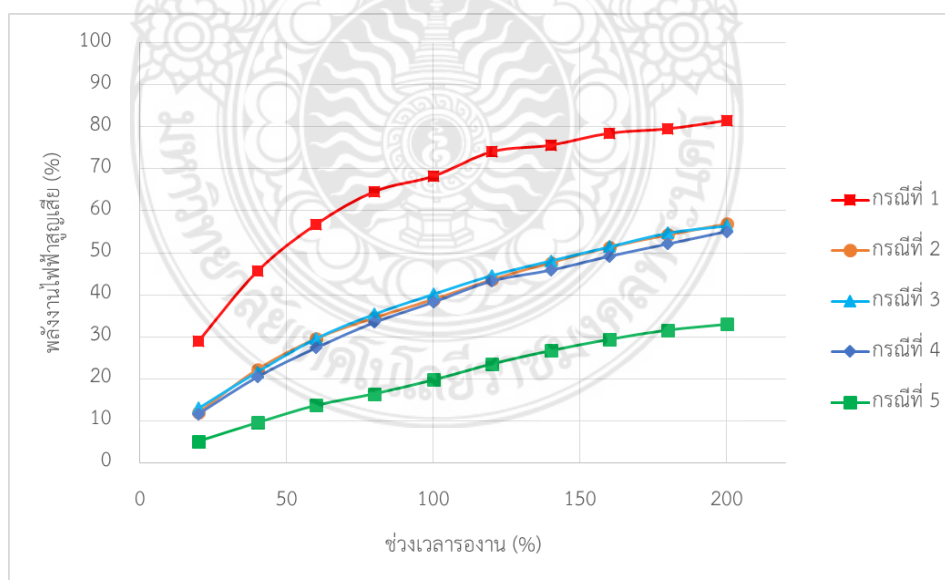
เมื่อ P_H คือ กำลังไฮดรอลิก หน่วยเป็น kW
 P คือ ความดันหน้าปั๊มไฮดรอลิก หน่วยเป็น bar
 Q คือ อัตราการไหลของปั๊มไฮดรอลิก หน่วยเป็น LPM

เมื่อพิจารณาการทดสอบทั้ง 5 กรณีกับสมการด้านบนนี้แล้วพบว่า กรณีที่ 1 มีการสูญเสียพลังงานไฟฟ้ามากเนื่องจาก ค่า P และ Q ของกรณีที่ 1 สูงนั่นเอง ส่วนกรณีที่ 2-4 มีการลดค่า P ลงมาเข้าใกล้ 0 บาร์ กำลังไฮดรอลิกที่เกิดขึ้นจึงมีค่าน้อยกว่าพลังงานไฟฟ้าที่สูญเสียลงด้วย และ

กรณีที่ 5 นั้นมีการลดลงทั้งค่า P และ Q จึงมีการสูญเสียพลังงานไฟฟ้าน้อยที่สุดนั่นเอง ค่าของการสูญเสียพลังงานไฟฟ้าเป็นร้อยละทั้ง 5 กรณี แสดงการเปรียบเทียบให้เห็นได้ดังตารางที่ 4.6 และ รูปที่ 4.12

ตารางที่ 4.6 เปรียบเทียบร้อยละของพลังงานไฟฟ้าที่สูญเสียทั้ง 5 กรณี

ลำดับ	ช่วงรอกาน (%)	เปรียบเทียบร้อยละของพลังงานไฟฟ้าที่สูญเสีย (%)				
		กรณีที่ 1	กรณีที่ 2	กรณีที่ 3	กรณีที่ 4	กรณีที่ 5
1	20	29.04	11.97	12.98	11.66	5.14
2	40	45.61	22.22	21.62	20.44	9.55
3	60	56.80	29.56	29.55	27.36	13.68
4	80	64.65	34.56	35.40	33.43	16.44
5	100	68.27	38.90	40.14	38.25	19.74
6	120	74.11	43.65	44.59	43.31	23.56
7	140	75.68	47.68	48.09	45.87	26.72
8	160	78.53	51.37	51.42	49.20	29.41
9	180	79.57	54.30	54.69	52.14	31.62
10	200	81.56	56.90	56.43	55.10	32.97



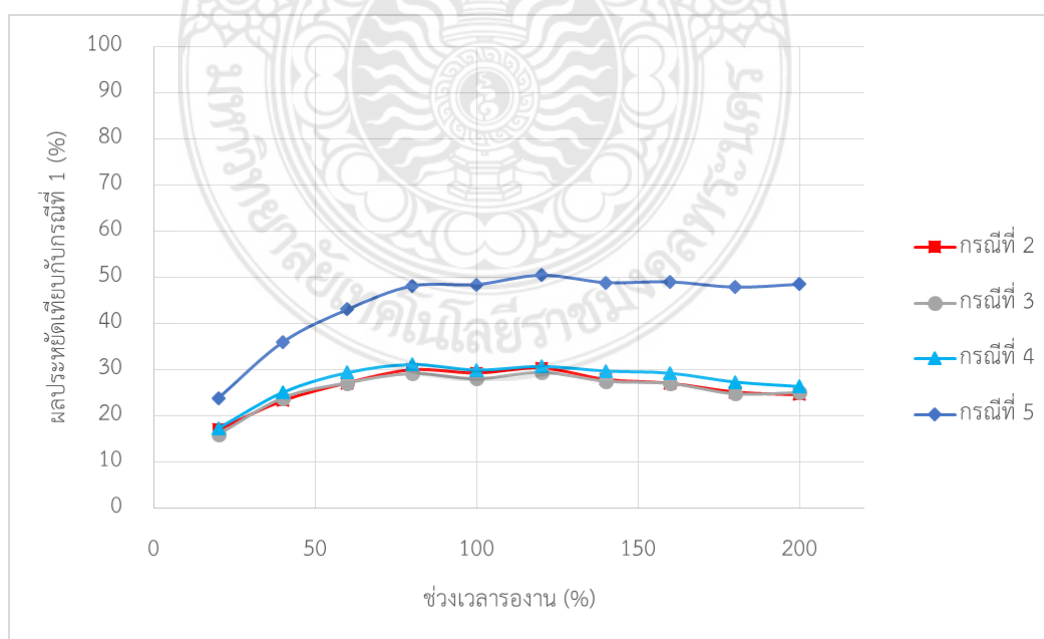
รูปที่ 4.12 กราฟเปรียบเทียบร้อยละของพลังงานไฟฟ้าที่สูญเสียทั้ง 5 กรณี

จากประสบการณ์ของผู้วิจัยได้พบเห็นเครื่องอัดไฮดรอลิกในภาคอุตสาหกรรมจำนวนไม่น้อยที่มีการใช้วาล์ว 4/3 DCV ตำแหน่งกลางปิด ร่วมกับวาล์วควบคุมความดันแบบไม่มีระบายความดันซึ่ง

ตรงกับกรณีที่ 1 ของงานวิจัยนี้ ผู้วิจัยจึงต้องการแสดงให้เห็นเป็นแนวทางว่าหากมีการปรับเปลี่ยนอุปกรณ์ จากกรณีที่ 1 เป็นกรณีที่ 2 ถึง 5 แล้วจะสามารถลดการสูญเสียพลังงานไฟฟ้าลงได้เป็นจำนวนร้อยละเท่าใดและจะคุ้มค่าต่อการลงทุนได้ในระยะเวลาที่ชั่วโมงทำงาน จึงแสดงผลการเปรียบเทียบดังตารางที่ 4.7 และรูปที่ 4.13

ตารางที่ 4.7 ผลการเปรียบเทียบร้อยละของพลังงานไฟฟ้าสูญเสียที่ลดลงเทียบกับกรณีที่ 1

ลำดับ	ช่วงรอรงาน (%)	พลังงานไฟฟ้าสูญเสียที่ลดลงเทียบกับกรณีที่ 1 (%)			
		กรณีที่ 2	กรณีที่ 3	กรณีที่ 4	กรณีที่ 5
1	20	17.07	16.06	17.37	23.90
2	40	23.38	23.98	25.17	36.05
3	60	27.24	27.25	29.44	43.12
4	80	30.09	29.25	31.21	48.21
5	100	29.38	28.13	30.03	48.53
6	120	30.46	29.52	30.80	50.55
7	140	27.99	27.59	29.81	48.96
8	160	27.16	27.11	29.33	49.12
9	180	25.26	24.87	27.43	47.95
10	200	24.66	25.13	26.46	48.59



รูปที่ 4.13 กราฟแสดงร้อยละของพลังงานไฟฟ้าสูญเสียที่ลดลงเทียบกับกรณีที่ 1

จากตารางที่ 4.7 และ รูปที่ 4.13 แสดงให้เห็นว่า กรณีที่ 2 ถึง 4 มีค่าการสูญเสียพลังงานเมื่อเทียบกับกรณีที่ 1 นั้น ลดลงใกล้เคียงกัน ในทางทฤษฎีถือได้ว่าเท่ากันเนื่องจากใช้หลักการลดค่าความดันหน้าปั๊มให้เข้าใกล้ 0 บาร์ เหมือนกัน เหตุผลที่มีความแตกต่างกันเล็กน้อยนั้นในทางปฏิบัติอาจมีสาเหตุมาจากค่าความคลาดเคลื่อนของเครื่องมือวัดค่ากำลังไฟฟ้าและความเสียหายที่เกิดขึ้นในวาล์วควบคุม 4/3 ทั้ง 2 ตัวที่มีค่าแตกต่างกัน ส่วนกรณีที่ 5 นั้นมีผลการสูญเสียพลังงานลดลงมากที่สุดเมื่อเทียบกับกรณีที่ 1 ดังเหตุผลที่กล่าวมาแล้วก่อนหน้านี้ และเมื่อพิจารณากราฟในรูปที่ 4.13 พบว่าทั้ง 5 กรณีมีผลการลดลงของพลังงานไฟฟ้าสูญเสียค่อนข้างคงที่หรือเพิ่มขึ้นเล็กน้อย ตั้งแต่ช่วงเวลารองานร้อยละ 80 ถึง ร้อยละ 200 ส่วนช่วงเวลารองานร้อยละ 20 ถึง ร้อยละ 80 นั้น ผลการลดลงของพลังงานไฟฟ้าสูญเสียจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ซึ่งสามารถทำนายผลการลดลงของพลังงานไฟฟ้าสูญเสียได้ในรูปแบบของสมการโพลีโนเมียลกำลัง 3



บทที่ 5

บทสรุปการวิจัยและข้อเสนอแนะ

จากการศึกษาการใช้พลังงานของเครื่องอัดไฮดรอลิกที่ได้ทำการทดสอบ โดยแบ่งการใช้ อุปกรณ์ไฮดรอลิกและการควบคุมทางไฟฟ้าออกเป็น 5 กรณี แต่ละกรณีจำลองการทำงานเป็น 2 ช่วง คือ ช่วงทำงานโดยใช้เวลาคงที่ คือ 24 วินาที และช่วงรองานซึ่งเปลี่ยนแปลงเวลาโดยเพิ่มขึ้นเป็นร้อยละของช่วงทำงานเริ่มตั้งแต่ร้อยละ 20 จนถึง ร้อยละ 200 ผลการทดลองได้แสดงไว้แล้วในบทที่ 4

5.1 สรุปผลการวิจัย

จากการศึกษาการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องอัดไฮดรอลิกทั้ง 5 กรณี กรณีละ 10 ชั่วโมง รวมเป็นเวลา 50 ชั่วโมง ทำให้ทราบถึงพฤติกรรมการทำงานของเครื่องอัดไฮดรอลิกที่ควบคุมด้วย ไฟฟ้า อุปกรณ์ที่ใช้ในการศึกษาได้แก่ วาล์ว 4/3 DCV Closed Center, วาล์ว 4/3 DCV Tandem Center, วาล์วปลดความดันแบบไม่มีระบายความดันและวาล์ว 2/2 DCV ทำหน้าที่ระบายความดันให้ วาล์วปลดความดันดังรูปที่ 3.8 และ อินเวอร์เตอร์สำหรับกรณีที่ 5 จากผลการทดลองสรุปได้ว่า กรณี ที่ 1 ใช้พลังงานไฟฟ้ามากที่สุด เพราะเกิดความดันของน้ำมันไฮดรอลิกที่หน้าปั๊มสูงในขณะรองาน อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าจะเพิ่มมากขึ้นตามอัตราร้อยละของการรองานที่เพิ่มขึ้น กรณีที่ 2 ถึง 4 มี ค่าการสูญเสียพลังงานใกล้เคียงกันและมีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้นตามอัตราร้อยละของการรองานที่เพิ่มขึ้น เช่นเดียวกันกับกรณีที่ 1 การสูญเสียพลังงานไฟฟ้าของกรณีที่ 2 ถึง 4 นี้ในทางทฤษฎีถือได้ว่าเท่ากัน เนื่องจากใช้หลักการลดค่าความดันหน้าปั๊มให้เข้าใกล้ 0 บาร์ เหมือนกัน เหตุผลที่มีความแตกต่างกัน เล็กน้อยนั้นในทางปฏิบัติอาจมีสาเหตุมาจากค่าความคลาดเคลื่อนของเครื่องมือวัดค่ากำลังไฟฟ้าและ ความเสียดทานที่เกิดขึ้นในวาล์วควบคุม 4/3 ทั้ง 2 ตัวที่มีค่าแตกต่างกัน จากการทดลองทั้ง 4 กรณีนี้ ทำให้ทราบถึงความเหมาะสมในการเลือกใช้อุปกรณ์ควบคุมในระบบไฮดรอลิกให้เหมาะสมกับลักษณะ ของวงจรไฮดรอลิกเพื่อการใช้พลังงานที่ประหยัดที่สุดได้ ส่วนการทดลองในกรณีที่ 5 เป็นการใช้อินเวอร์เตอร์ช่วยปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้า ทำให้ใช้พลังงานไฟฟ้าน้อยกว่ากรณีที่ 2 ถึง 4 ได้อีกเนื่องจากมีการลดทั้งค่าความดันและอัตราการไหลของปั๊มไฮดรอลิก จากการทดลองทั้ง 5 กรณี ทำการเปรียบเทียบผลการสูญเสียพลังงาน โดยการนำกรณีที่ 2 ถึง กรณีที่ 5 มาเปรียบเทียบกับกรณีที่ 1 ที่ช่วงเวลารองานร้อยละ 20 ถึงร้อยละ 200 จะได้ผลการสูญเสียพลังงานลดลง คือ กรณีที่ 2 พลังงานไฟฟ้าสูญเสียลดลงร้อยละ 17.07–30.46 กรณีที่ 3-5 ลดลงร้อยละ 16.06-29.52, 17.37-30.80 และ 23.90-50.55 ตามลำดับ

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 สายไฮดรอลิกของกระบอกสูบควรใช้แบบสวมไว เพื่อความสะดวกในการถอดเมื่อ ต้องการเคลื่อนย้ายเครื่องอัดไฮดรอลิก

5.2.2 การกำหนดช่วงเวลาทำงานและรองงานควรออกแบบให้สามารถกำหนดได้โดยผ่านทางหน้าจอสั่งการแบบทัชสกรีน

5.2.3 ควรมีการบันทึกค่าความดันหน้าปัดไฮดรอลิกทั้งสองตัวเพื่อให้เห็นถึงค่าความดันที่เปลี่ยนไปในช่วงเวลาต่างๆ ได้ชัดเจน

5.2.4 ควรติดตั้งไฟลัดเซ็ควาล์วเพื่อป้องกันก้านสูบหล่นลงด้วยแรงโน้มถ่วงขณะหยุดรองงาน

5.2.5 ควรติดตั้งล้อเลื่อนให้เครื่องอัดไฮดรอลิกเพื่อความสะดวกในการเคลื่อนย้าย

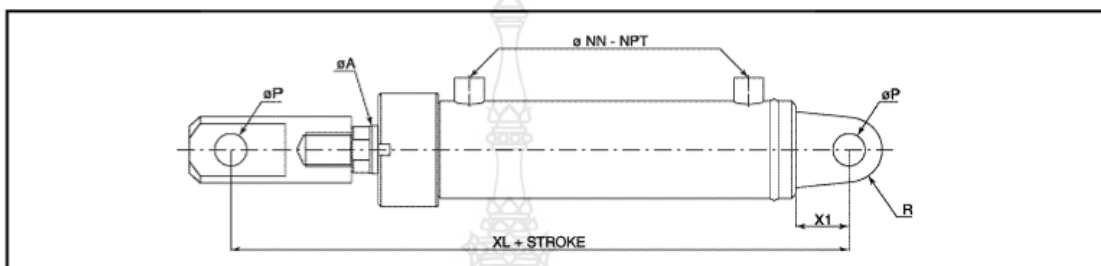


บรรณานุกรม

- [1] อนันต์ เต็มเปี่ยม และคณะ “รากฐานไฮดรอลิกกับการใช้งาน” พิมพ์ครั้งที่ 1 , ศูนย์ผลิตตำราเรียน มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ; มิถุนายน 2554
- [2] หลักการทำงานของ inverter แหล่งที่มา ; <http://www.technique-care.com> ค้นเมื่อวันที่ 18 กุมภาพันธ์ 2555
- [3] Xu Bing, Yang Jian , Yang Huayong “Comparison of energy-saving on the speed control of VVVF hydraulic elevator with and without the pressure accumulator” *Mechatronics* , Vol 15 ,2005 pp 1159-1174.
- [4] Song Liu, Bin Yao “Energy-Saving Control of Single-Rod Hydraulic Cylinders with Programmable Valves and Improved Working Mode Selection” *National Fluid Power Association and Society of Automotive Engineering, NCFP I02-2.4/SAE OH 2002 -0101343*, pp. 81-91.
- [5] Tonglin Shang “Improving Performance of an Energy Efficiency Hydraulic Circuit” Master Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Saskatchewan Saskatoon, Canada.
- [6] ณรงค์ ต้นชีวะวงศ์. นิวแมติกส์และไฮดรอลิกส์เบื้องต้น. พิมพ์ครั้งที่ 9. กรุงเทพฯ. สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น), 2542
- [7] วิบูลย์ นัมคนิสรณ์ และคณะ. ปริญญาานิพนธ์ชุดทดสอบหาประสิทธิภาพปั๊มไฮดรอลิกส์ EFFICIENCY HYDRALIC PUMP TEST. สาขาวิชาเทคโนโลยีเครื่องกล คณะครุศาสตร์อุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร, 2548
- [8] หลักการทำงานของ INVERTER. แหล่งที่มา: http://www.delta.com.tw/product/em/drive/ac_motor/ac_motor_product.asp?pid=1&cid=1&itid=4 ค้นเมื่อ วันที่ 9 พฤษภาคม 2557
- [9] GEAR PUMPS ALP1A แหล่งที่มา: <http://pdf.directindustry.com/pdf/marzacchi-pompe/gear-pumps-alp/14767-105763-16.html> ค้นเมื่อ วันที่ 9 พฤษภาคม 2557
- [10] Tubes & Hose Fittings แหล่งที่มา www.williamsfluidair.com/WFA_Hose_Fittings.pdf ค้นเมื่อ วันที่ 9 พฤษภาคม 2557

ภาคผนวก ก รายละเอียดอุปกรณ์

ตารางที่ 1 เลือกกระบอกสูบ



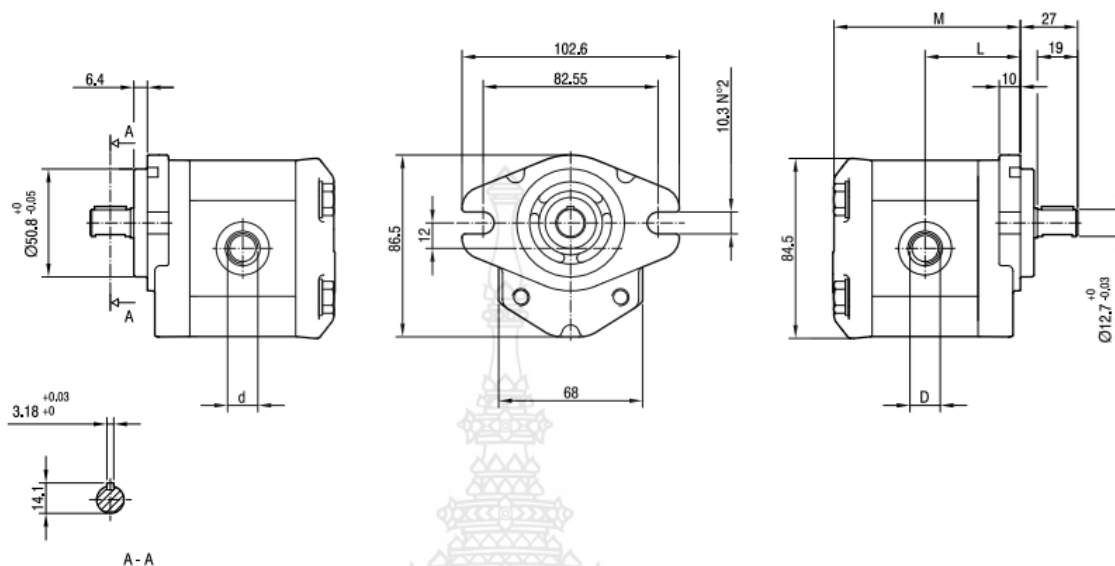
CYLINDER BORE DIA.	ALL DIMENSIONS ARE IN MILLIMETER UNLESS OTHERWISE SPECIFIED														
	PISTON ROD A	PISTON ROD THREAD B	B1 MAX.	G1 MAX.	G2 MAX.	G3 MAX.	P H11	R MAX.	R1 MAX.	T H13	T1 A16	T2 MAX.	X1 MIN	NN NPT	XL MM
40 - 50	25	M20 x 1.5	30	85	17	68	15	17	20	18	18	36	25	1/4"	247
50 - 60	28	M24 x 2	36	100	24	76	20	24	28	24	24	45	30	3/8"	269
	30														
63 - 73	35	M30 x 2	50	121	31	90	25	31	36	30	30	60	40	3/8"	304
	36														
80 - 95	50	M30 x 2	65	147	37	110	30	37	46	33	33	67	50	1/2"	355
	55														
100 - 115	50	M42 x 2	80	185	47	138	40	47	56	42	42	84	60	1/2"	425
	70														430
125 - 145	70	M56 x 3	110	205	52	153	50	60	66	60	60	120	70	3/4"	472
	90														
140 - 160	70	M64 x 3	120	260	70	190	65	75	80	70	70	140	85	1"	526
	90														
160 - 180	90	M72 x 3	140	280	75	205	70	80	85	75	75	150	90	1"	555
	100														
180 - 200	90	M72 x 3	183	305	80	225	75	85	95	80	80	160	100	1 1/4"	624
	125	M100 x 3													
200 - 220	100	M72 x 3	183	330	85	235	80	90	100	90	90	180	105	1 1/4"	644
	125	M100 x 3													

Remark 1. XL + Stroke 0-500 ± 2 mm.
2. XL + Stroke 500 up ± 3 mm.

Max pressure operated 210 BAR (3000 psi)

Max Pressure Test 250 BAR (3500 psi)

ตารางที่ 2 เลือกใช้ปั๊มขนาดปริมาตรจุ



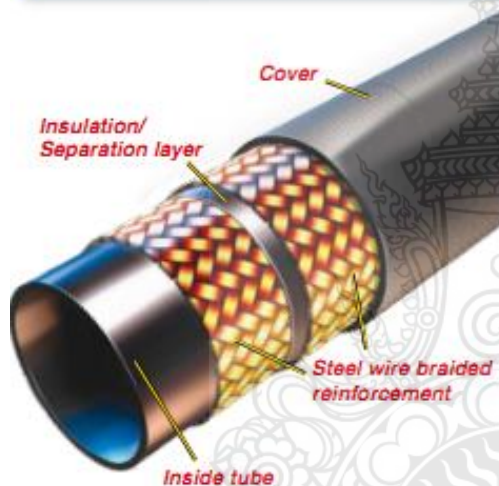
TIPO TYPE	CILINDRATA DISPLACEMENT	PORTATA a 1500 giri/min FLOW at 1500 rev/min	PRESSIONI MASSIME MAX PRESSURE			VELOCITÀ MASSIMA MAX SPEED	DIMENSIONI DIMENSIONS			
			P ₁	P ₂	P ₃		L	M	d	D
	cm ³ /giro [cm ³ /rev]	litri/min [litres/min]	bar	bar	bar	giri/min [rpm]	mm	mm		
ALP1A-D-2	1,4	2,0	250	270	290	6000	42	82,5	9/16-18 LNF	3/4-16 LNF
ALP1A-D-3	2,1	2,9	250	270	290	6000	43	84,5	9/16-18 LNF	3/4-16 LNF
ALP1A-D-4	2,8	3,9	250	270	290	5000	44	86,5	9/16-18 LNF	3/4-16 LNF
ALP1A-D-5	3,5	4,9	250	270	290	5000	45	88,5	9/16-18 LNF	3/4-16 LNF
ALP1A-D-6	4,1	5,9	250	270	290	4000	46	90,5	9/16-18 LNF	3/4-16 LNF
ALP1A-D-7	5,2	7,4	230	245	260	3500	47,5	93,5	9/16-18 LNF	3/4-16 LNF
ALP1A-D-9	6,2	8,8	230	245	260	3000	49	96,5	9/16-18 LNF	3/4-16 LNF
ALP1A-D-11	7,6	10,8	200	215	230	3500	51	100,5	3/4-16 LNF	7/8-14 LNF
ALP1A-D-13	9,3	13,3	180	195	210	3000	53,5	105,5	3/4-16 LNF	7/8-14 LNF
ALP1A-D-16	11,0	15,7	170	185	200	2500	56	110,5	3/4-16 LNF	7/8-14 LNF
ALP1A-D-20	13,8	19,7	150	165	180	2000	60	118,5	3/4-16 LNF	7/8-14 LNF

ตารางที่ 3 เลือกใช้ท่อและข้อต่อหัวสายไฮดรอลิก

Hose and Fittings Terminology - The basics !

Selecting the right hose and fittings combination usually belongs to the last steps in the design of a hydraulic system and its importance is often overlooked and underestimated. The right hose and fitting combination is however, vital for the overall functionality and long term service life of the complete system.

This technical handbook and catalogue will provide a guide to correct hose and fitting selection, as well as highlighting the important safety aspects to their usage as hose assemblies in the field.



Hose

Typically a rubber hose is constructed of an extruded inside synthetic rubber tube that has the sole purpose to keep the conveyed fluid in the hose. The elastomeric nature of rubber requires that a reinforcement layer be wound or braided around the tube in order to hold the internal pressure. The reinforcement layer(s) are either textile or steel (or both). To protect these inner layers of the hose from the ambient conditions, an outer synthetic rubber cover is extruded around the reinforcement.

How to Order

To make ordering Parker products easier, we have itemized the order numbers on this page. This will be especially helpful when you order hose assemblies. You can find further useful hints on the following page.

1. Hose

Example: 436-6

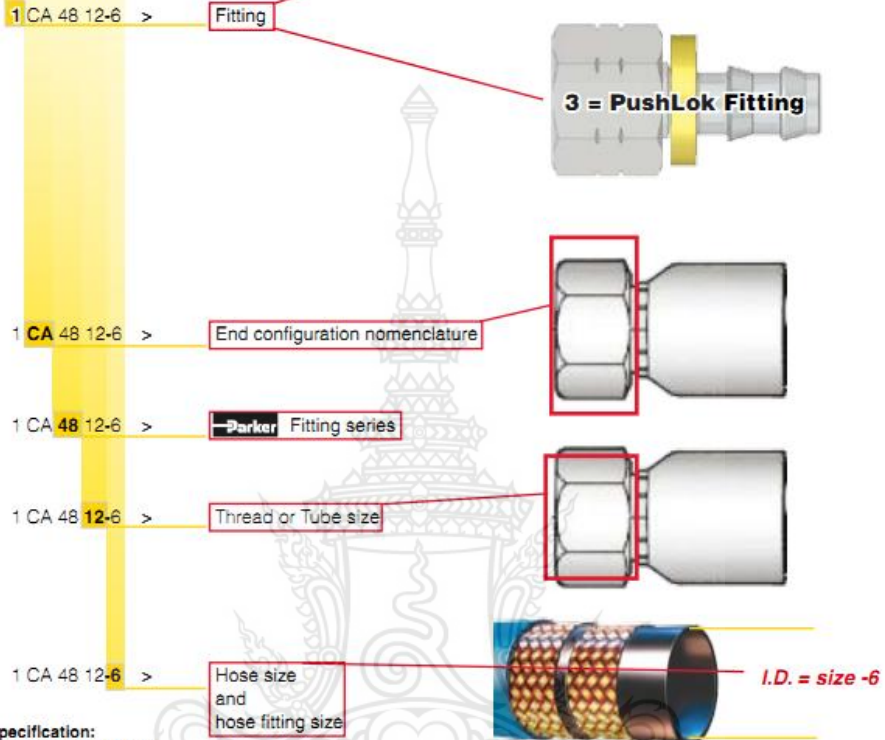
436-6 > Hose type

436-6 > Hose inside diameter in size



2. Hose Fittings

Example: 1 CA 48 12-6



Material/ specification:
 Without suffix: steel, zinc plated
 B: brass
 C: stainless steel
 K: without a plastic ring
 SM: metric hexagon dimension

The content of the hose crimping tables shows the standard part numbers. For the availability of non standard parts/materials please contact your local Parker service centre. All part numbers printed in bold in the respective price list are available ex-stock.



ตารางที่ 4 เลือกใช้อินเวอร์เตอร์



Example of 1HP 230V AC motor drive

Power Range:

1-phase 115V series:	0.2~0.75kW	(0.25~1HP)
1-phase 230V series:	0.4~5.5kW	(0.5~7.5HP)
3-phase 460V series:	0.75~7.5kW	(1.0~10HP)
3-phase 575V series:	0.75~7.5kW	(1.0~10HP)

AC Drive Model	MODE :VFD007M23A
Input Spec.	INPUT :3PH 200~240V 50/60Hz 6.0A
Output Spec.	OUTPUT :3PH 0~240V 5.0A 1.9kVA 1HP
Output Frequency Range	Freq. Range:0.1~400Hz
Bar Code	007M23A0T011230
Serial Number	007M23A0T011230
Software Version	03.04

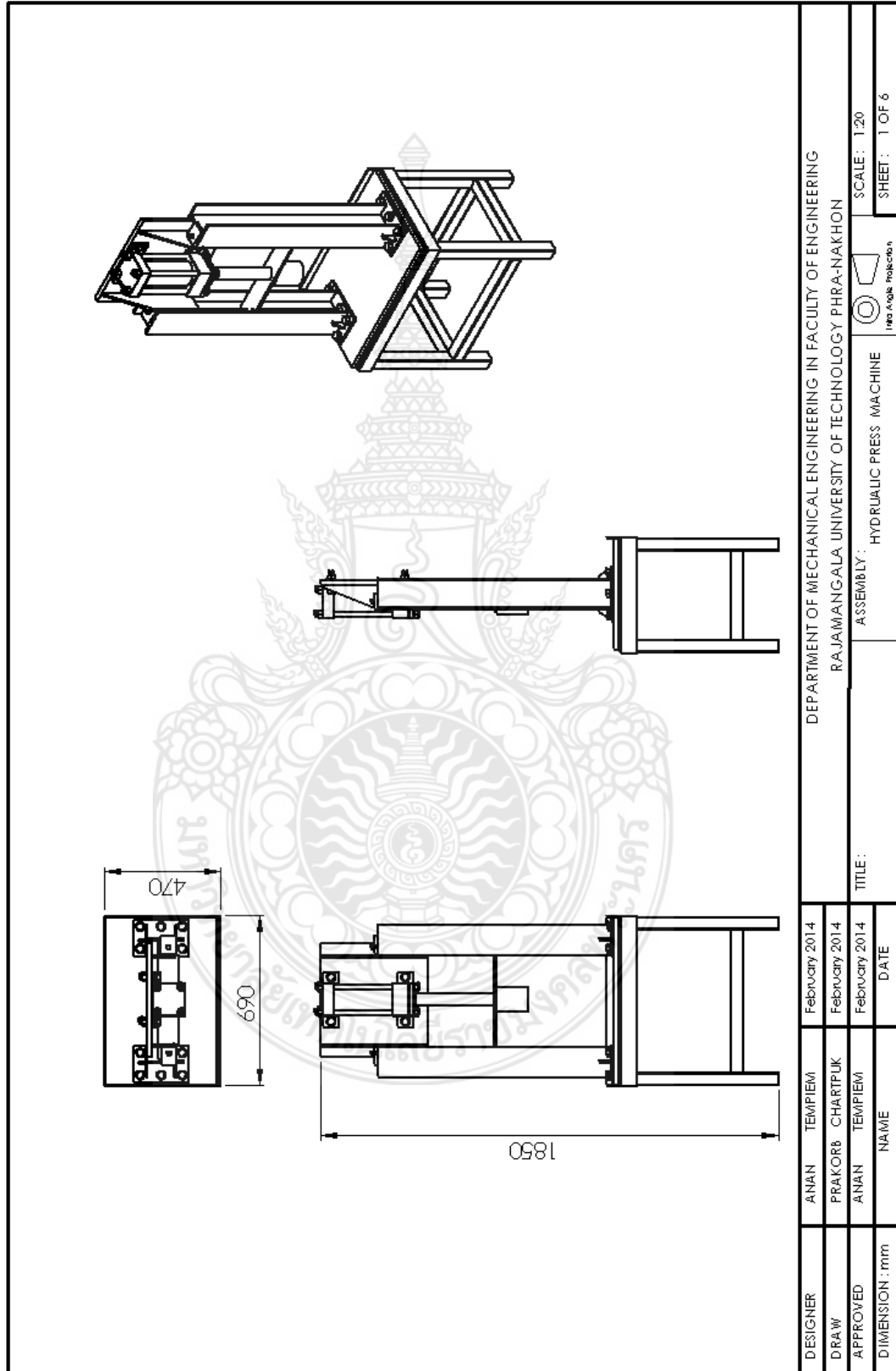
1.1.2 Model Explanation

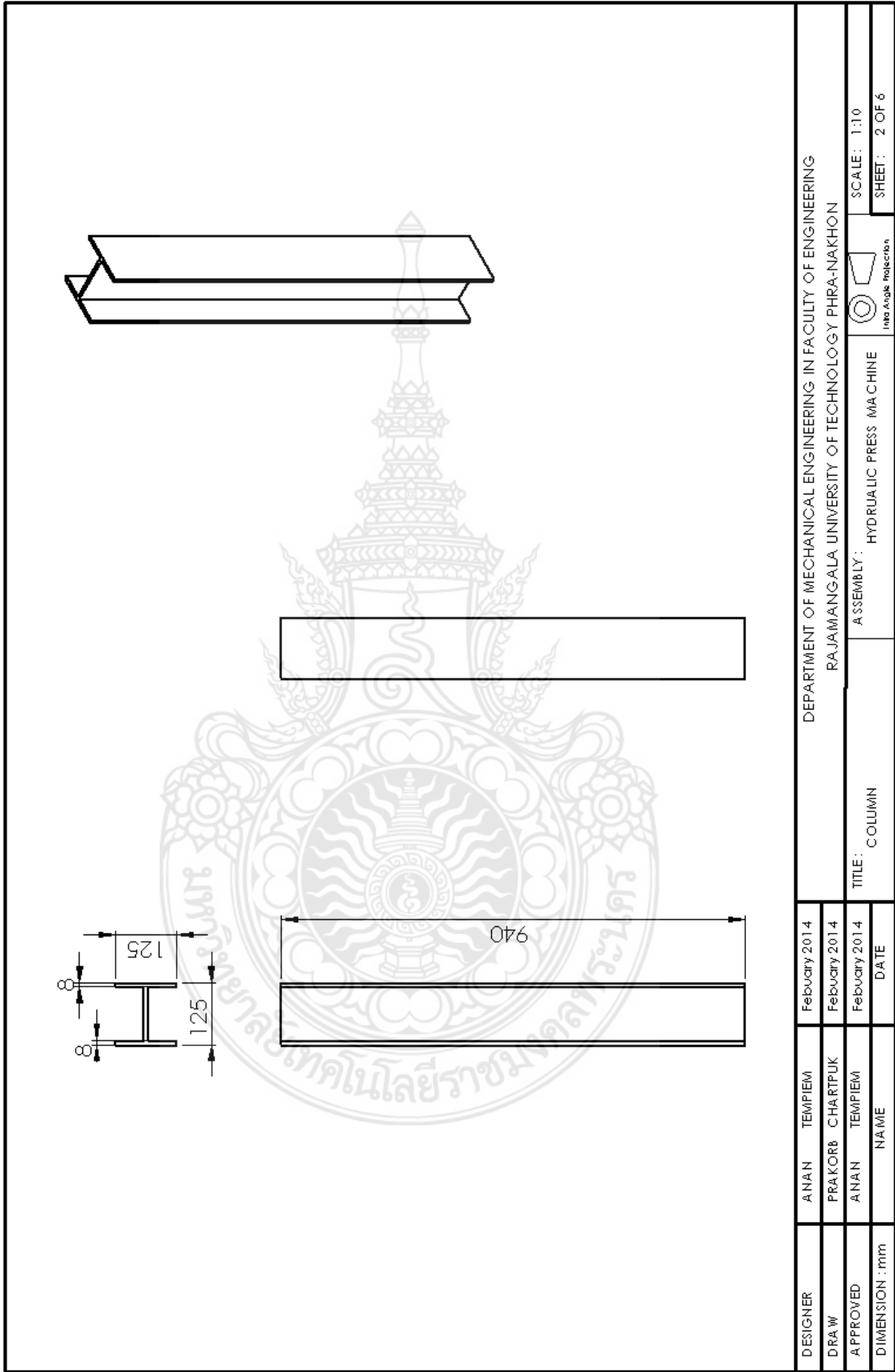
VFD	007	M	23	A	
Series Name	Applicable motor capacity	Version Type	Input Voltage		
	004: 0.5 HP(0.4kW) 037: 5 HP(3.7kW)		11: Single phase 115V 21: Single phase 230V		
	007: 1 HP(0.7kW) 055: 7.5HP(5.5kW)		23: Three phase 230V 43: Three phase 460V		
	015: 2 HP(1.5kW) 075: 10HP(7.5kW)		53: Three phase 575V		
	022: 3 HP(2.2kW)		M Series		

1.1.3 Series Number Explanation

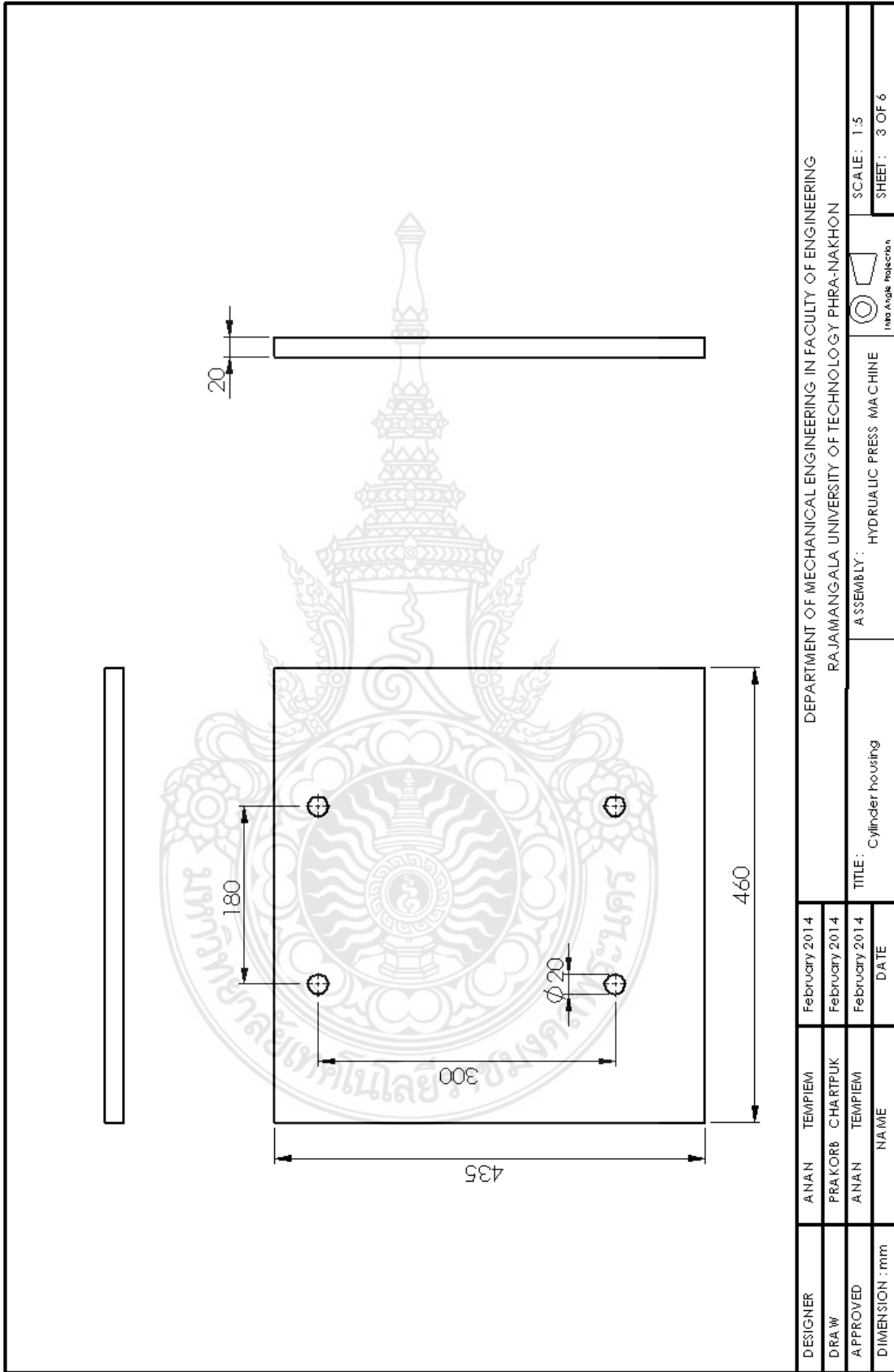
D007M23A0T5011230	
230V 3-phase 1HP(0.75kW)	Model
	Production number
	Production week
	Production year 2005
	Production factory (Taoyuan)

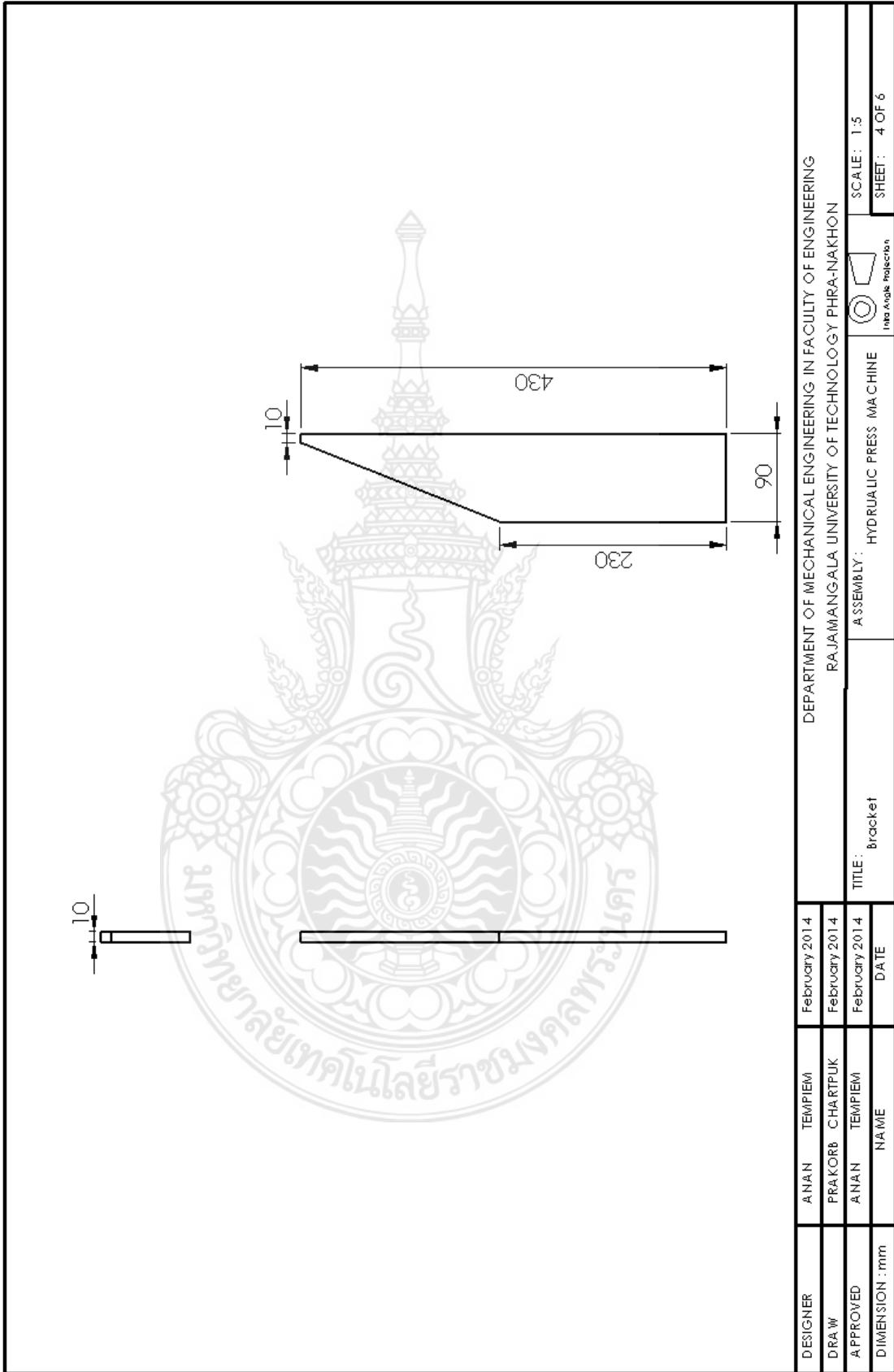
ภาคผนวก ข รายละเอียดแบบเครื่องอัดไฮดรอลิก



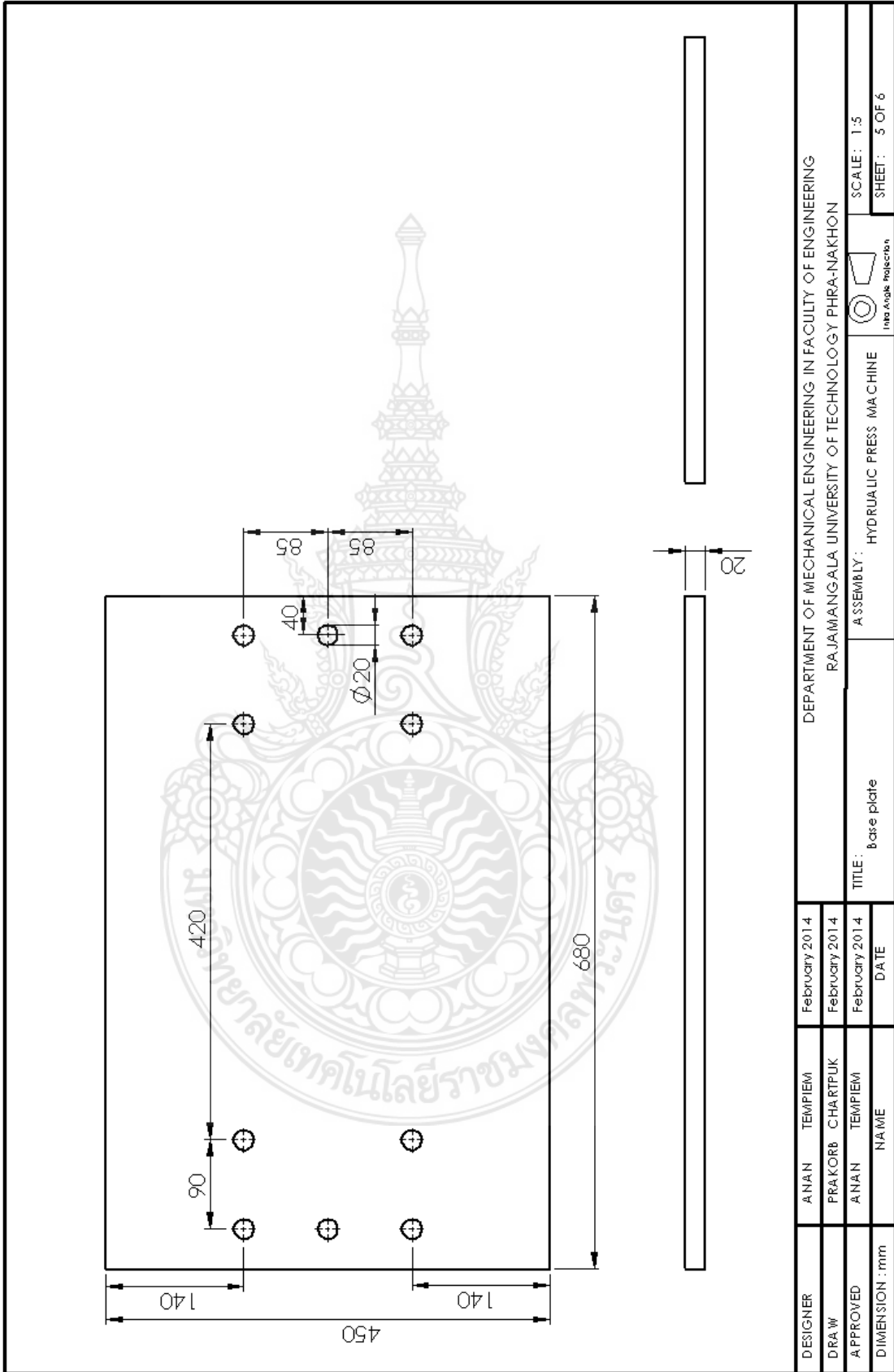


DESIGNER	ANAN TEMPIEM	February 2014	DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING IN FACULTY OF ENGINEERING
DRAW	PRAKOR& CHARTPIUK	February 2014	RAJAMANGALA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY PHRA-NAKHON
APPROVED	ANAN TEMPIEM	February 2014	ASSEMBLY: HYDRAULIC PRESS MACHINE
DIMENSION : mm	NAME	DATE	TITLE: COLUMN
			SCALE: 1:10
			SHEET: 2 OF 6





DESIGNER	ANAN TEMPIEM	February 2014	DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING IN FACULTY OF ENGINEERING
DRAW	PRAKORB CHARTPUK	February 2014	RAJAWANGALA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY PHRA-NAKHON
APPROVED	ANAN TEMPIEM	February 2014	SCALE: 1:5
DIMENSION : mm	NAME	DATE	ASEMBLY: HYDRAULIC PRESS MACHINE
			SHEET : 4 OF 6



DESIGNER	ANAN TEMPIEM	February 2014	DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING IN FACULTY OF ENGINEERING
DRAW	PRAKOR& CHARTPUK	February 2014	RAJAMANGALA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY PHRA-NAKHON
APPROVED	ANAN TEMPIEM	February 2014	SCALE: 1:3
DIMENSION : mm	NAME	DATE	ASSEMBLY : HYDRAULIC PRESS MACHINE SHEET : 5 OF 6
			TITLE : Base plate

		DESIGNER	ANAN TEMPIEM	February 2014	DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING IN FACULTY OF ENGINEERING
		DRAW	PRAKORB CHARTPIUK	February 2014	RAJAMANGALA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY PHRA-NAKHON
		APPROVED	ANAN TEMPIEM	February 2014	ASSEMBLY: HYDRAULIC PRESS MACHINE
		DIMENSION : mm	NAME	DATE	 SCALE: 1:20 SHEET : 6 OF 6

ประวัติคณะผู้วิจัย

หัวหน้าโครงการ

- ชื่อ-นามสกุล (ภาษาไทย) นายอนันต์ เต็มเปี่ยม
(ภาษาอังกฤษ) Mr. Anan Tempiam
- หมายเลขประจำตัวประชาชน 5 8011 90000 33 8
- ตำแหน่งบริหาร/วิชาการ ที่เป็นปัจจุบัน
ตำแหน่งบริหาร -
ตำแหน่งวิชาการ -
- หน่วยงานและสถานที่ที่ติดต่อได้สะดวก พร้อมหมายเลขโทรศัพท์ โทรสาร และ e-mail
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร
1381 ถ.พิบูลสงคราม แขวงบางซื่อ เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800
โทรศัพท์: 081-3752519, 02-9132424 ต่อ 138
โทรสาร: 02-9132424 ต่อ 138
E-mail: anan_nbk@hotmail.com

5. ประวัติการศึกษา

ระดับ ปริญญา	อักษร ย่อ ปริญญา	วิชาเอก	สถานศึกษา	ปีที่ สำเร็จ	ประเทศ
ปริญญาโท	วศ.ม.	วิศวกรรมเครื่องกล	ม.เกษตรศาสตร์	2548	ไทย
ปริญญา ตรี	วศ.บ.	วิศวกรรมเครื่องกล	สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล ธัญบุรี	2538	ไทย

- สาขาวิชาการที่มีความชำนาญพิเศษ (แตกต่างจากวุฒิการศึกษา) ระบุสาขาวิชาการ
 - ไฮดรอลิกส์และนิวแมติกส์ (Hydraulic and Pneumatic)
 - การควบคุมระบบอัตโนมัติ (Automatic Control)
 - ไบโอดีเซลชุมชน (Bio-diesel in Community)
 - การอนุรักษ์พลังงานในโรงงานอุตสาหกรรม ((Industrial Energy Conservation))
- ประสบการณ์ที่เกี่ยวข้องกับการบริหารงานวิจัยทั้งภายในและภายนอกประเทศ โดยระบุสถานภาพในการทำการวิจัยว่าเป็นผู้อำนวยการแผนงานวิจัยหัวหน้าโครงการวิจัยหรือผู้ร่วมวิจัยในแต่ละข้อเสนอการวิจัย
 - 7.1 ผู้อำนวยการแผนงานวิจัย : -
 - 7.2 หัวหน้าโครงการวิจัย : เครื่องบดถั่วเหลืองเป็นผงแบ่งแบบจานร่วมกับลูกกลิ้ง

7.3 งานวิจัยที่ทำเสร็จแล้ว :ดั่งตารางที่แสดงถัดไป

ผลงานวิจัย	ปีที่พิมพ์	การเผยแพร่	แหล่งทุน	ตำแหน่ง
1. การจำลองการทดสอบทางกลของแวนตาว่ายน้ำโดยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์	2547	ระบบฐานข้อมูลงานวิจัย สกว.	สกว.	ผู้วิจัย
2. การศึกษาการประหยัดพลังงานไฟฟ้าในการควบคุมปั๊มลมแบบ สตาร์ท-สต็อป	2550		ทุนงบประมาณแผ่นดินปี 2550	ผู้ร่วมวิจัย
3. การพัฒนาผลิตภัณฑ์เส้นใยกล้วยในเชิงอุตสาหกรรมระยะที่ 2 และการพัฒนาเส้นด้ายต้นแบบจากใยปอและกฤษณา	2552	ระบบฐานข้อมูลงานวิจัย สถาบันพัฒนาอุตสาหกรรมสิ่งทอ	สถาบันพัฒนาอุตสาหกรรมสิ่งทอ	ผู้ร่วมวิจัย
4. เครื่องบดแก้วเหลืองเป็นผงแบ่งแบบงานร่วมกับลูกกลิ้ง	2554	กรมทรัพย์สินทางปัญญา	ทุนงบประมาณแผ่นดินปี 2550	หัวหน้าโครงการ
5. Stress Analysis of Stiffener Plate at the base of the Overhanging Traffic Sign Post under Effect on Vehicle-Induced Gusts)พ.ศ. 2555)	2555	The 7th International Forum on Strategic Technology (IFOST2012)	ส่วนตัว	ผู้ร่วมวิจัย

นักวิจัยร่วม

1. ชื่อ - นามสกุล(ภาษาไทย) นายกุลยศ สุวันทโรจน์
(ภาษาอังกฤษ) Mr.Kullayot Suwantaroj
2. หมายเลขประจำตัวประชาชน 3 8101 00152 36 5
3. ตำแหน่งปัจจุบัน อาจารย์
4. หน่วยงานและสถานที่ที่ติดต่อได้สะดวก พร้อมหมายเลขโทรศัพท์ โทรสาร และ e-mail
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร
1381 ถ.พิบูลสงคราม แขวงบางซื่อ เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800
โทรศัพท์: 087-671-1848, 02-9132424 ต่อ 138
โทรสาร: 02-9132424 ต่อ 138
E- mail : ellipse_b@hotmail.com

5. ประวัติการศึกษา

ระดับปริญญา	อักษรย่อปริญญา	วิชาเอก	สถานศึกษา	ปีที่สำเร็จ	ประเทศ
ปริญญาโท	วศ.ม.	วิศวกรรมเครื่องกล	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ	2546	ไทย
ปริญญาตรี	วศ.บ.	วิศวกรรมเครื่องกล (เกียรตินิยมอันดับสอง)	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ	2541	ไทย

6. สาขาวิชาการที่มีความชำนาญพิเศษ (แตกต่างจากวุฒิการศึกษา) ระบุสาขาวิชาการ
การเผาไหม้ขยะชุมชน
การอนุรักษ์พลังงานในโรงงานและอาคาร
การผลิตไบโอดีเซลชุมชน
สิ่งประดิษฐ์ทางการเกษตร

7. ประสบการณ์ที่เกี่ยวข้องกับการบริหารงานวิจัยทั้งภายในและภายนอกประเทศ โดยระบุสถานภาพในการทำการวิจัยว่าเป็นผู้อำนวยการแผนงานวิจัย หัวหน้าโครงการวิจัย หรือผู้ร่วมวิจัยในแต่ละข้อเสนอการวิจัย

7.1 หัวหน้าโครงการวิจัย : -

7.2 งานวิจัยที่ทำเสร็จแล้ว : ดังตารางที่แสดงถัดไป

ผลงานวิจัย	ปีที่พิมพ์	การเผยแพร่	แหล่งทุน	ตำแหน่ง
1. คู่มือพลังงานแสงอาทิตย์แบบผสมผสาน	2549	การประชุมวิชาการเครือข่าย	ม. เทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้วิจัย

		วิศวกรรม เครื่องกลแห่ง ประเทศไทย ครั้งที่ 2		
2. เครื่องสับต้นข้าวโพด	2551	การประชุม วิชาการ มหาวิทยาลัย รังสิต	ม. เทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้วิจัย
3. เครื่องอัดก้อนเชื้อเห็ด	สิทธิบัตร การ ประดิษฐ์	กรมทรัพย์สินทาง ปัญญา	สกว	ผู้ร่วม วิจัย
4. เครื่องทดสอบพฤติกรรมวัสดุ ความเสียดทาน		วารสารวิชาการ พระจอมเกล้า พระนครเหนือ ปี ที่ 22 ฉบับที่ 2	มหาวิทยาลัย เทคโนโลยีราชมงคล พระนคร	ผู้ร่วม วิจัย โครงการ

7.3 งานวิจัยที่กำลังทำ : -

ชื่อข้อเสนอการวิจัย	แหล่งทุน	ตำแหน่ง	สถานภาพ
1. โครงการการศึกษาและพัฒนา เครื่องอบกระดาษใบสับประดพลังงาน แสงอาทิตย์ร่วมกับฮีตเตอร์	งบประมาณแผ่นดิน ปี 2555	หัวหน้า โครงการ	60%