

การพัฒนาระบบกลับรถสำหรับการสัญจรในอนาคต

Development U-turn System for Smart Traffic in the Future



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2562
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาก็เท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การพัฒนาแท่นกลับรถสำหรับการสัญจรในอนาคต

Development U-turn System for Smart Traffic in the Future



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2562

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Development U-turn System for Smart Traffic in the Future



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
BACHELOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

2019

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การพัฒนาแท่นกลับริดสำหรับการสัญจรในอนาคต

นายนราวิชญ์ รongพล 59010702
นายภูภักดิ์ มณีจันทร์ 59011072
นายไรวินท์ แซ่กี้ 59011151
ผศ.ดร.ปัญญา ชันธุ์สุวรรณ อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา 2562

บทคัดย่อ

โครงการวิจัยนี้เป็นการออกแบบและประดิษฐ์กลไกการขับเคลื่อนของอุปกรณ์ต้นแบบ ซึ่งมีลักษณะเป็นแท่นวงกลมวางบนพื้นระดับเพื่อใช้ในการหมุนรถยนต์ประเภท 4 ล้อบนท้องถนนทั่วไปโดยมีจุดประสงค์เพื่อช่วยในการกลับริดให้สะดวกมากขึ้น โดยระบบขับเคลื่อนของอุปกรณ์ถูกออกแบบให้ใช้ระบบไฮดรอลิก ซึ่งเป็นระบบที่มีประสิทธิภาพการส่งถ่ายกำลังที่สูงกว่าการส่งถ่ายกำลังทางกลโดยผ่านทางของไหลไปยังอุปกรณ์ขับเคลื่อน สามารถใช้งานกับโหลดที่สูงอีกทั้งเมื่อใช้อัตราทดเฟืองทำให้เกิดความได้เปรียบเชิงกล ใช้แบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ในโปรแกรม MATLAB® Simulink ช่วยวิเคราะห์เพื่อหาวิธีการติดตั้งอุปกรณ์, ขนาดของอุปกรณ์, ลักษณะรูปแบบการทำงานที่เหมาะสมในการใช้งานจริงโดยอ้างอิงจากการคำนวณแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของแท่นกลับริด และหาลักษณะทางกายภาพที่เกิดขึ้นกับอุปกรณ์ต่างๆ ขณะใช้งาน ซึ่งอุปกรณ์ในระบบไฮดรอลิกประกอบด้วย ปั๊มไฮดรอลิก มอเตอร์ไฮดรอลิก วาล์วทิศทาง วาล์วควบคุมความดัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Development U-turn System for Smart Traffic in the Future

Narawit Rongpol 59010702

Pupuht Maneechan 59011072

Raivin Saekee 59011151

Asst.Prof.Dr.Panya Kansuwan Advisor

Year 2019

ABSTRACT

This research aims to design and create the powertrain and transmission of the plate structure, which desires for rotating of the 4 wheels type vehicles in U-turn situation of the traffic easier. This system is designed for install for driving system, that is higher performance in transmission than mechanical method by the fluid power to transfer power on actuator devices. It can suffer for high load. And then, combine with gear train to obtain more mechanical advantage. building the simulation model with computer programming is used for MATLAB® Simulink to find how to set every device, sizing of them, simulate for actual running system as research mathematical model and analyst other factor. Hydraulic system consists of hydraulic pump, motor hydraulic, 4-ways position valve and pressure relief valve.

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาโทเล่มนี้สำเร็จได้ด้วยความรู้จากอาจารย์ที่ปรึกษา ผศ.ดร.ปัญญา ชันธุ์สุวรรณ ที่ให้ความช่วยเหลือ ให้คำชี้แนะช่วยแก้ปัญหาตลอดจนให้ความรู้และประสบการณ์ที่ดีแก่ข้าพเจ้า

สุดท้ายต้องขอขอบคุณเพื่อนๆ ของข้าพเจ้าที่เรียนสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่เป็นเสมือนคู่คิด และเป็นกำลังใจที่ดีตลอดมา

สำหรับคุณงามความดีอันใดที่เกิดจากปริญญาโทฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้กับบิดามารดา ซึ่งเป็นที่รักและเคารพยิ่ง ตลอดจนครูอาจารย์ที่เคารพทุกท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้และถ่ายทอดประสบการณ์ที่ดีให้แก่ข้าพเจ้า



นราวิชญ์ รongพล
ภูภัฏ มณีจันทร์
ไรรินทร์ แซ่ก๊

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา **III**ต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญรูปภาพ.....	VII
สารบัญตาราง	XI
รายการสัญลักษณ์.....	XII
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์.....	2
1.3 ขอบเขตการศึกษา.....	2
1.4 แผนการดำเนินงาน.....	2
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	4
2.1 ทฤษฎีการออกแบบพื้นเพื่อง.....	4
2.1.1 ชนิดของเพื่อง.....	4
2.1.2 การเรียกชื่อส่วนต่างๆของเพื่อง.....	6
2.1.3 เงื่อนไขการขบกันของพื้นเพื่อง.....	7
2.1.4 คุณสมบัติของโค้งอินโวลูต.....	8
2.1.5 หลักการพื้นฐานในการออกแบบเพื่อง	9
2.1.6 อัตราส่วนการสัมผัส	13
2.1.7 การขัดกันของพื้นเพื่อง.....	15
2.1.8 การวิเคราะห์และออกแบบเพื่องตรงเพื่อต้านทานความเสียหาย	16
2.1.9 สมการการตัดของลูอิส	16

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และ IV ต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2 ระบบไฮดรอลิก	18
2.2.1 ปัมไฮดรอลิก	19
2.2.2 มอเตอร์ไฮดรอลิก	21
2.2.3 วาล์วควบคุมในระบบไฮดรอลิก.....	25
2.2.4 น้ำมันไฮดรอลิก.....	29
2.2.5 สายไฮดรอลิก	32
2.2.6 ถังสะสมพลังงาน	35
2.3 ระบบควบคุมอัตโนมัติ	36
2.3.1 กระบวนการควบคุมการทำงาน.....	37
2.3.2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบควบคุม	38
2.3.3 การปรับปรุงข้อผิดพลาดจากการตอบสนองแบบคงตัวและชั่วคราว.....	42
2.3.4 ระบบควบคุมด้วยไมโครคอนโทรลเลอร์ Arduino® UNO R3	44
บทที่ 3 การดำเนินงาน.....	48
3.1 แบบจำลองคอมพิวเตอร์ของกลไก และวิเคราะห์ภาระแรงที่เกิดขึ้น.....	48
3.2 แบบจำลองระบบฟันเฟืองวงแหวน	49
3.3 แบบจำลองคอมพิวเตอร์ของระบบไฮดรอลิกและวิเคราะห์ภาระแรงที่เกิดขึ้น	55
3.4 ออกแบบระบบทางไฟฟ้าในการควบคุมระบบไฮดรอลิกเบื้องต้น.....	63
3.4.1 ตู้ควบคุมการทำงานระบบไฮดรอลิกด้วยระบบไฟฟ้า.....	63
3.4.2 การควบคุมของระบบไฮดรอลิก	65
3.4.3 ระบบควบคุมวาล์วควบคุมด้วย Arduino® UNO R3	71
3.4.4 ระบบควบคุมการทำงานของระบบขับเคลื่อนแท่นกลับรถด้วย Arduino® UNO R3.....	74
3.5 อุปกรณ์เสริมการทำงานระบบไฮดรอลิก	76
3.5.1 แอควิวูเลเตอร์.....	76
3.6 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์.....	77
บทที่ 4 ผลการดำเนินงาน.....	80
4.1 การจำลองทางคอมพิวเตอร์ในระบบไฮดรอลิกโดยควบคุมแบบเปิด	80
4.2 การจำลองทางคอมพิวเตอร์ในระบบไฮดรอลิกโดยควบคุมแบบปิด	82

4.3 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์.....	86
4.4 ผลการจำลองทางคอมพิวเตอร์ของ PID controller.....	87
บทที่ 5 สรุปผล.....	89
5.1 สรุปผลการวิจัย.....	89
5.2 ข้อเสนอแนะ.....	89
บรรณานุกรม.....	XVI
ภาคผนวก ก.....	XVIII
ภาคผนวก ข.....	XXVII



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และ **VI** ต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญญรูปภาพ

	หน้า
รูปที่ 2.1.1 เฟืองตรง.....	4
รูปที่ 2.1.2 เฟืองเฉียง	5
รูปที่ 2.1.3 เฟืองดอกจอก.....	5
รูปที่ 2.1.4 เฟืองตัวหนอน	5
รูปที่ 2.1.5 คำศัพท์ในส่วนประกอบของเฟือง.....	6
รูปที่ 2.1.6 แรงกระทำระหว่างการขบกันของเฟือง	8
รูปที่ 2.1.7 ไค้งอินโวลูท.....	8
รูปที่ 2.1.8 โครงสร้างของไค้งอินโวลูท	9
รูปที่ 2.1.9 ร่วงวงกลมต่างๆของเฟือง	10
รูปที่ 2.1.10 วงกลมฐาน	11
รูปที่ 2.1.11 เหมเพลตไค้งอินโวลูท.....	11
รูปที่ 2.1.12 ไค้งอินโวลูท.....	12
รูปที่ 2.1.13 การขบกันของพีเนียนกับแร็ค.....	12
รูปที่ 2.1.14 พีเนียนขับเฟืองภายใน.....	13
รูปที่ 2.1.15 คำจำกัดความของอัตราส่วนการสัมผัส	14
รูปที่ 2.1.16 การขัดกันของเฟือง.....	15
รูปที่ 2.1.17 แรงที่เกิดขึ้นบนฟันเฟือง.....	16
รูปที่ 2.2.1 ไดอะแกรมการทำงานของส่วนกำลัง.....	18
รูปที่ 2.2.2 การกำหนดอัตราแรงบิดของมอเตอร์	23
รูปที่ 2.2.3 ค่าแรงบิดของมอเตอร์ที่ส่งไปขับโหลดมีค่าลดลงเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้น.....	24
รูปที่ 2.2.4 การสูญเสียที่ช่องทางของมอเตอร์.....	25
รูปที่ 2.2.5 ลินวาล์วแบบสไลด์.....	26
รูปที่ 2.2.6 น้ำมันไหลซึมของลินวาล์วแบบสไลด์.....	26
รูปที่ 2.2.7 ลินวาล์วแบบน้บ่า.....	26
รูปที่ 2.2.8 วาล์วจำกัดระดับแรงดัน.....	27

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา VII ้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 2.2.9 โครงสร้างแบบปลายเข็ม.....	28
รูปที่ 2.2.10 โครงสร้างแบบ (Gap restrictor with helix).....	28
รูปที่ 2.2.11 โครงสร้างวาล์วควบคุมอัตราการไหลทางเดียว.....	29
รูปที่ 2.2.12 การกำหนดค่าความหนืดจลน์เป็นเกรด G ตามมาตรฐาน ISO และ JIS.....	31
รูปที่ 2.2.13 ผลของความดันที่มีต่อค่าดัชนีความหนืด.....	32
รูปที่ 2.2.14 ส่วนประกอบของสายไฮดรอลิก.....	33
รูปที่ 2.2.15 ลักษณะของถังสะสมความพลังงานแต่ละชนิด.....	35
รูปที่ 2.3.1 โครงสร้างโดยทั่วไปของระบบควบคุมการทำงาน.....	37
รูปที่ 2.3.2 โครงสร้างการควบคุมแบบวงเปิด.....	37
รูปที่ 2.3.3 Block diagrams of control system : open-loop system.....	37
รูปที่ 2.3.4 โครงสร้างการควบคุมแบบวงปิด.....	38
รูปที่ 2.3.5 Block diagrams of control system : closed-loop system.....	38
รูปที่ 2.3.6 แผนภาพบล็อกของฟังก์ชันถ่ายโอน.....	39
รูปที่ 2.3.7 Transfer function of block diagram.....	39
รูปที่ 2.3.8 พฤติกรรมของระบบควบคุม.....	40
รูปที่ 2.3.9 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดและความเร็วเชิงมุมของส่วนประกอบ.....	41
รูปที่ 2.3.10 ระบบการขับของฟันเฟืองทางกล.....	41
รูปที่ 2.3.11 (a) Block diagram แสดงอินพุตและเอาต์พุตมุมเรเดียของฟันเฟือง.....	41
รูปที่ 2.3.11 (b) Block diagram แสดงค่าอินพุตและเอาต์พุตทอร์คของฟันเฟือง.....	41
รูปที่ 2.3.12 บล็อกไดอะแกรมของ PID.....	44
รูปที่ 2.3.13 รูปแบบการเขียนโปรแกรมบน Arduino®.....	45
รูปที่ 2.3.14 เลือกบอร์ด Arduino ตามการใช้งาน.....	45
รูปที่ 2.3.15 เลือกหมายเลข Comport ของบอร์ดบนคอมพิวเตอร์.....	46
รูปที่ 2.3.16 การตรวจสอบความถูกต้องและอัปโหลดโค้ดบนโปรแกรม.....	46
รูปที่ 2.3.17 Layout & Pin out Arduino Board (Model: Arduino® UNO R3).....	47
รูปที่ 3.1.1 ความสัมพันธ์ระหว่างเรเดีย, ความเร็วเชิงมุม, ความเร่งเชิงมุมเทียบกับเวลา.....	49
รูปที่ 3.2.1 ต้นแบบชุดฟันเฟืองสำหรับขับเคลื่อนชุดกลับริด V-turn.....	50

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการศึกษา

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา VIII อ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 3.2.2	เกียร์วงเดือน 100 ฟัน โมดูล 8 เส้นผ่านศูนย์กลาง 1 เมตร.....	50
รูปที่ 3.2.3	ฟันเฟืองแบบ internal spur gear ที่เลือกนำมาใช้งาน.....	53
รูปที่ 3.2.4	ระบบขับเคลื่อนแทนกลับริด 3D (มุมมองด้านล่าง).....	53
รูปที่ 3.2.5	ระบบขับเคลื่อนแทนกลับริด 3D (มุมมองด้านข้าง).....	54
รูปที่ 3.2.6	แทนขับเคลื่อน.....	54
รูปที่ 3.2.7	ลักษณะการยึดของมอเตอร์ไฮดรอลิกกับพื้นระนาบ.....	54
รูปที่ 3.2.8	เฟืองประกบระหว่างมอเตอร์ไฮดรอลิกกับเฟืองแบบ internal spur gear.....	55
รูปที่ 3.3.1	กระบวนการส่งผ่านพลังงานไปยังระบบขับเคลื่อนของระบบแทนกลับริด.....	56
รูปที่ 3.3.2	แบบจำลองการทำงานของแทนกลับริด ด้วยระบบไฮดรอลิก ด้วยโปรแกรม MATLAB®.....	56
รูปที่ 3.3.3	ความสัมพันธ์ความดันเทียบกับเวลาของปั๊มไฮดรอลิกและมอเตอร์ไฮดรอลิก.....	58
รูปที่ 3.3.4	ความสัมพันธ์อัตราการไหลเทียบกับเวลาของปั๊มไฮดรอลิกและมอเตอร์ไฮดรอลิก.....	59
รูปที่ 3.3.5	ความสัมพันธ์กำลังทางไฮดรอลิกเทียบกับเวลาของปั๊มไฮดรอลิกและมอเตอร์.....	60
รูปที่ 3.3.6	ความสัมพันธ์กำลังทางกลเทียบกับเวลาของปั๊มไฮดรอลิกและมอเตอร์ไฮดรอลิก.....	61
รูปที่ 3.3.7	แสดงการเปรียบเทียบทอร์คจ่ายเข้าและจ่ายออกที่เกิดขึ้นในชุดเฟือง.....	62
รูปที่ 3.4.1	ออกแบบระบบทางไฟฟ้าของแทนกลับริดเบื้องต้น.....	63
รูปที่ 3.4.2	แสดง Ladder Diagram การควบคุมการทำงานพัฒนาความร้อน ใน PLC.....	64
รูปที่ 3.4.3	ต้นแบบตู้ควบคุมทางไฟฟ้า.....	64
รูปที่ 3.4.4	ตู้ควบคุมการทำงานของระบบไฮดรอลิก.....	65
รูปที่ 3.4.5	แผนผังการทำงานของระบบไฮดรอลิกผ่านอุปกรณ์ต่าง.....	66
รูปที่ 3.4.6	แผนผังการทำงานของระบบไฮดรอลิกรูปแบบที่ 1.....	67
รูปที่ 3.4.7	แผนผังการทำงานของระบบไฮดรอลิกรูปแบบที่ 2.....	68
รูปที่ 3.4.8	แผนผังการทำงานของระบบไฮดรอลิกรูปแบบที่ 3.....	69
รูปที่ 3.4.9	อุปกรณ์การทำงานในระบบไฮดรอลิกของ V-turn.....	69
รูปที่ 3.4.10	ส่วนประกอบของแต่ละอุปกรณ์การทำงานในระบบไฮดรอลิกของ V-turn.....	70
รูปที่ 3.4.11	ลักษณะการต่อกันของก้านวาล์วและมอเตอร์ไฟฟ้า (มุมมองด้านข้าง).....	71
รูปที่ 3.4.12	ลักษณะการต่อกันของก้านวาล์วและมอเตอร์ไฟฟ้า 3D.....	71
รูปที่ 3.4.13	อุปกรณ์ทำงานหลักของมอเตอร์ไฟฟ้าเพื่อใช้ควบคุมวาล์ว.....	72

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ได้ตามสมควร

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และ IX ต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 3.4.14 ผลตอบสนองระหว่างเรเดียกับเวลาของมอเตอร์ไฟฟ้าจากการจำลองใน MATLAB®.....	73
รูปที่ 3.4.15 ผลตอบสนองระหว่างความเร็วกับเวลาของมอเตอร์ไฟฟ้าจากการจำลองใน MATLAB®	73
รูปที่ 3.4.16 Flow chart การทำงานของระบบแทนกลับรถ.....	75
รูปที่ 4.1.1 simulation การทำงานของระบบไฮดรอลิกแบบระบบเปิดใน MATLAB®.....	80
รูปที่ 4.1.2 ผลตอบสนองระหว่างเรเดียการหมุนกับเวลาของแทนกลับรถแบบระบบเปิดจากการจำลอง	80
รูปที่ 4.1.3 ผลตอบสนองระหว่างความเร็วเชิงมุมกับเวลาของแทนกลับรถแบบระบบเปิดจากการจำลอง.....	81
รูปที่ 4.1.4 ผลตอบสนองระหว่างอัตราการไหลของน้ำมันในไฮดรอลิกมอเตอร์จากการจำลอง.....	82
รูปที่ 4.2.1 แสดงวงจรการทำงานของระบบไฮดรอลิกส์แบบระบบปิด	83
รูปที่ 4.2.2 ผลตอบสนองระหว่างเรเดียการหมุนกับเวลาของแทนกลับรถแบบระบบปิด.....	83
รูปที่ 4.2.3 ผลตอบสนองระหว่างความเร็วเชิงมุมกับเวลาของแทนกลับรถแบบระบบปิด.....	84
รูปที่ 4.2.4 ผลการตอบสนองอัตราการไหลของน้ำมันที่มอเตอร์ไฮดรอลิกจากการจำลองใน MATLAB®.....	85
รูปที่ 4.2.5 ผลการตอบสนองระหว่างปริมาตรกับเวลาของน้ำมันไฮดรอลิกในแอกคิวลิวเลเตอร์.....	85
รูปที่ 4.2.6 ผลการตอบสนองระหว่างความดันกับเวลาใส่ถังสะสมพลังงานในระบบจากการจำลอง.....	86
รูปที่ 4.3.1 การเปรียบเทียบระหว่างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และผลการทำงานของระบบไฮดรอลิก.....	87
รูปที่ 4.4.1 ผลการตอบสนองลักษณะการหมุนของแทนกลับรถเมื่อใส่ระบบ PID จากการจำลอง	88

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และXต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 1 แผนการดำเนินปริญญานิพนธ์	2
ตารางที่ 2 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเฟคเตอร์ Y กับจำนวนฟัน.....	17
ตารางที่ 3 แสดงคุณลักษณะเฉพาะเทียบเท่าของแท่นกลับริด.....	48
ตารางที่ 4 แสดงผลลัพธ์จากการจำลองใน MATLAB®.....	51
ตารางที่ 5 คุณลักษณะเฉพาะของเฟืองขับที่เหมาะสมจากการจำลองด้วยโปรแกรม MATLAB®.....	52
ตารางที่ 6 สรุปผลการคำนวณกำลังอย่างน้อยที่ต้องใช้กับระบบแท่นกลับริด	57



รายการสัญลักษณ์

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
a2	ระบบไฟฟ้าที่ควบคุมทิศทางการทำงานของวาล์ว a	-
a3	ระบบไฟฟ้าที่ควบคุมทิศทางการทำงานของวาล์ว a	-
b2	ระบบไฟฟ้าที่ควบคุมทิศทางการทำงานของวาล์ว b	-
b3	ระบบไฟฟ้าที่ควบคุมทิศทางการทำงานของวาล์ว b	-
VDC	ความต่างศักย์ไฟฟ้าของไฟฟ้าระแสตรง	V
ISO68	International Standards Organization 68	-
P_G	ความดันสูงสุดขณะที่ระบบทำงาน	Bar
P_1	ความดันต่ำสุดขณะที่ระบบทำงาน	Bar
V_F	ปริมาตรของน้ำมันที่ต้องการในระบบ	l
P_{pr}	ความดันแรกเริ่มของแก๊สในแอกคิวมูเลเตอร์	Bar
V_T	ปริมาตรของแอกคิวมูเลเตอร์	l
V_m	ปริมาตรทั้งหมดของน้ำมันไฮดรอลิก	m^3
β	effective bulk modulus of fluid	Pa
p_L	ความดันที่ตกคร่อมไฮดรอลิกมอเตอร์	Pa
C_{ip}	สัมประสิทธิ์การรั่วของน้ำมันไฮดรอลิกในไฮดรอลิกส์มอเตอร์	-
D_m	ความจุน้ำมันของไฮดรอลิกมอเตอร์	m^3/rev
q_L	อัตราการไหลที่ขาเข้าของไฮดรอลิกมอเตอร์	m^3/s
$\dot{\theta}_m$	ความเร็วเชิงมุมของเพล่าไฮดรอลิกมอเตอร์	rad/s
x_v	ระยะก้านด้านในวาล์ว	m
T_L	ภาระโหลดทอร์ค	$N.m$
$\ddot{\theta}_m$	ความเร่งเชิงมุมของการหมุนของมอเตอร์ไฮดรอลิก	rad^2/s
B_m	ค่าสัมประสิทธิ์ตัวหน่วงการสั่นสะเทือน	-
J_m	โมเมนต์อินเนอร์เซีย	$kg.m^2$
P	พิทช์เดมิเตอร์ของเฟือง	ฟันต่อนิ้ว
N	จำนวนฟันเฟือง	ฟัน
d	เส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์	นิ้ว
m	มิลลิเมตร	มิลลิเมตร
p	วงกลมพิทช์	มิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และ XII อังอ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

V	ความเร็วในการเคลื่อนที่	เมตรต่อวินาที
r	รัศมีวงกลมพิทช์	เมตร
ω	ความเร็วเชิงมุม	เรเดียนต่อวินาที
\emptyset	ขนาดของมุม	องศา
t	ความหนาของฟันเฟือง	นิ้ว
q	แนวเส้นโค้งการกระทำรอบวงที่ระยะใดๆ	มิลลิเมตร
m_c	อัตราส่วนการสัมผัสของเฟือง	-
L_{ab}	ความยาวของเส้นการกระทำ	มิลลิเมตร
W^t	ภาระโหลดการตัดของฟันเฟือง	นิวตัน
y	แพกเตอร์รูปร่าง	-
PLC	Professional Learning Community	-
PID	ระบบควบคุมแบบสัดส่วน-ปริพันธ์-อนุพันธ์	-
η_v	ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร	-
η_m	ประสิทธิภาพเชิงกล	-
η_{total}	ประสิทธิภาพรวม	-
P	ความดัน	นิวตันต่อตารางเมตร
Q	อัตราการไหล	ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที
T	แรงบิดหรือทอร์ค	นิวตันเมตร
F	แรงหรือโหลด	นิวตัน
HP	กำลังแรงม้า	แรงม้า
μ	ค่าความหนืดสมบูรณ์	ปอนด์.วินาทีต่อตารางนิ้ว
τ	ความเค้นเฉือนที่เกิดจากการเคลื่อนที่	ปอนด์ต่อตารางฟุต
A	พื้นที่หน้าตัด	ตารางฟุต, ตารางเมตร
$\frac{du}{dy}$	อัตราการเฉือนหรืออัตราการเปลี่ยนแปลงความเร็ว	นิวตันต่อวินาที
ν	ความหนืดจลน์	เซนติสโตรก(cSt)
ρ	ความหนาแน่นของของเหลว	กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร
VI	ดัชนีชี้วัดความหนืด	-
L	ความหนืดที่ 100 องศาฟาเรนไฮต์ของน้ำมันซึ่งมีดัชนีความหนืด 0	เซนติสโตรก(cSt)
H	ความหนืดที่ 100 องศาฟาเรนไฮต์ของน้ำมันซึ่งมีดัชนีความหนืด 100	เซนติสโตรก(cSt)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา **XIII** อย่างเป็นทางการถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

U	ความหนืดที่ 100 องศาฟาเรนไฮต์ของน้ำมันซึ่งจะหาดัชนีความหนืด	เซนติสโตรก(cSt)
ID	เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ	นิ้ว
gmp	อัตราการไหล	แกลลอนต่ออนาที
BP	ค่าความดันสูงสุดที่ท่อทนได้	psi
WP	ค่าความดันในการทำงาน	psi
OD	เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ	นิ้ว
TS	ความเค้นสูงสุดที่ท่อทนได้	psi
h_L	การสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานภายในท่อ	ฟุต
ΔP	ความดันที่ลดเนื่องจากความเสียดทานภายในท่อ	ปอนด์ต่อตารางนิ้ว
f	แฟกเตอร์ของความเสียดทาน	สลักต่อลูกบาศก์ฟุต
N_R	ค่าเรโนลด์	-
K	ค่านิจของสปริง	นิวตันต่อเมตร
x	ระยะหดสปริง	เมตร
g	ค่าความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง	เมตรต่อวินาทีกำลังสอง
G(s)	ฟังก์ชันถ่ายโอนของระบบ	-
C(s)	ฟังก์ชันเอาต์พุตของระบบ	-
R(s)	ฟังก์ชันอินพุตของระบบ	-
m	มวล	กิโลกรัม
a	ความเร่ง	เมตรต่อวินาทีกำลังสอง
J	โมเมนต์ความเฉื่อยของวัตถุ	กิโลกรัมต่อเมตรกำลังสอง
α	ความเร่งเชิงมุม	เรเดียนต่อวินาที
θ	ขนาดมุม	องศา,เรเดียน
K_p	อัตราขยายสัดส่วน หรือ ตัวแปรปรับค่าได้	-
e	ค่าความผิดพลาด (=ค่าเริ่มต้น-ค่าผลลัพธ์กระบวนการ)	-
P_{out}	สัญญาณขาออกของเทอมสัดส่วน	-
I_{out}	สัญญาณขาออกของเทอมปริพันธ์	-
K_i	อัตราขยายปริพันธ์ หรือ ตัวแปรปรับค่าได้	-
τ	ตัวแปรปริพันธ์หุน	-
D_{out}	สัญญาณขาออกของเทอมอนุพันธ์	-
K_d	อัตราขยายอนุพันธ์ หรือ ตัวแปรปรับค่าได้	-
u(t)	สัญญาณขาออกของ PID	-
I/O	รับเข้า/ส่งออก	-

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา XIV ้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

MCU	ไมโครคอนโทรลเลอร์	-
ICSP	In Circuit Serial Programming	-
GND	กราวด์ (ground)	-
V _{in}	กระแสไฟฟ้าที่ไหลเข้า	-
3D	สามมิติ	-



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา **xv** ให้อ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

เมื่อพูดถึงปัญหาที่ประเทศไทยมักประสบอยู่ ณ ปัจจุบันและยังแก้ปัญหานี้ไม่ได้ นั่นก็คือปัญหาการจราจรติดขัดในกรุงเทพฯ หรือเขตปริมณฑล ที่ทำให้ทุกคนได้รับผลกระทบ โดยเฉพาะเรื่องเวลาที่เรจะต้องเสียไปบนท้องถนน ทางภาครัฐหรือทางตำรวจจราจรมีการพยายามวางแผนเพื่อแก้ปัญหานี้ แต่ยังไม่ประสบผลสำเร็จเท่าที่ควร จึงทำให้ทุกคนยังต้องเผชิญปัญหาการจราจรนี้ต่อไป

สาเหตุใหญ่ที่ทำให้เกิดปัญหาการจราจรติดขัด ณ ปัจจุบัน เกิดจากการที่คนไทยนิยมใช้ยานยนต์ส่วนตัวกันมากกว่าการใช้บริการขนส่งสาธารณะของรัฐบาล ซึ่งการใช้ยานยนต์ส่วนตัวมากเกินไปทำให้เปลืองพื้นที่ถนนและทำให้เกิดการจราจรที่คับคั่ง ยิ่งในเวลาเร่งด่วน อัตราการเพิ่มขึ้นของจำนวนยานยนต์สู่พื้นผิวจราจร มีค่ามากกว่าอัตราการลดลงของจำนวนยานยนต์ที่ออกจากพื้นผิวจราจร ทำให้เกิดภาวะการจราจรติดขัดมาก ณ จุดกลับรถ จุดเลี้ยวเข้า-ออกจากอาคาร ห้างสรรพสินค้า ร้านค้า ตรอกซอย หรือจุดตัดของถนน เช่น สีแยก สามแยก เป็นต้น จนกระทั่งส่งผลกระทบเป็นวงกว้าง เกิดการจราจรติดขัดโดยสมบูรณ์เต็มพื้นที่ ซึ่งทำให้เสียเวลาในการเดินทางเพิ่มมากขึ้น อีกทั้งปัญหาการจราจรที่เกิดขึ้นนี้ ส่งผลเสียต่อเศรษฐกิจและสังคมของประเทศเป็นอย่างมาก ศูนย์วิจัยกสิกรไทยได้ประเมิน “ผลกระทบต่อเศรษฐกิจและวิถีชีวิตคนกรุงเทพฯ” แล้วพบว่า การจราจรติดขัดในกรุงเทพฯ ทำให้เกิดผลกระทบหลักในด้านลบ ดังต่อไปนี้

- 1) ทำให้เกิดการบริโภคเชื้อเพลิงพลังงานเพิ่มขึ้น ประมาณ 6,000 ล้านบาทต่อปี
- 2) ทำให้การเดินทางนานขึ้น 35 นาที/การเดินทาง/คน คิดเป็นค่าเสียโอกาสทางด้านการเงินประมาณ 11,000 ล้านบาทต่อปี หรือเฉลี่ยประมาณ 60 ล้านบาทต่อวัน ซึ่งเป็นต้นทุนที่สูญเสียไปจากการขับเคลื่อนเศรษฐกิจของประเทศ

ผลการวิจัยนี้สอดคล้องกับผลการวิจัยจากสถาบันอื่นทั้งภายในและต่างประเทศ ที่ชี้ให้เห็นถึงปัญหาของการจราจรที่ควรตระหนัก และต้องได้รับการแก้ไขอย่างเร่งด่วน นโยบายและมาตรการต่างๆ เพื่อแก้ไขและบรรเทาปัญหาการจราจรจึงได้รับการสนับสนุน เช่น นโยบายระบบขนส่งทางรางที่เข้ามาเสริมช่วยบรรเทาปัญหาการจราจรติดขัดได้บางส่วน แต่ก็อาจไม่สามารถแก้ไขปัญหาดังกล่าวได้ทั้งหมดถ้าหากจำนวนยานยนต์ยังคงเท่าเดิม

การแก้ปัญหการจราจรดังกล่าวจำเป็นต้องดำเนินการในหลายมิติ เพื่อการลดเวลาการเดินทางถึงจุดหมายด้วยนวัตกรรมต่างๆ ตามนโยบายเมืองอัจฉริยะ(Smart city) ของรัฐบาล หนึ่งในนวัตกรรมดังกล่าว ได้แก่ “แท่นกลับรถพอเพียง” หรือ “V-Turn” ที่สามารถลดจำนวนช่องจราจรในการกลับรถจาก 4 ช่องจราจรเป็น 2 ช่องจราจร ดังนั้น “แท่นกลับรถพอเพียง” จะสามารถเพิ่มช่องทางเดินรถสวนได้อีก 2 ช่องจราจร ซึ่งลดลง 50% เลยทีเดียว นอกจากนี้ผู้กลับรถยังสามารถกลับรถได้เร็วขึ้นและปลอดภัยมากขึ้น เนื่องจากการออกแบบการหมุนของแท่นกลับรถพอเพียง จะหมุนด้วยมุมที่เหมาะสมทุกครั้งของการกลับรถ

นอกจากนี้แท่นกลับรถพอเพียง ยังสามารถลดการปล่อยมลพิษได้อีกด้วย เนื่องจากการลดจำนวนยานยนต์ที่วิ่งบนท้องถนนลงครึ่งหนึ่ง จะช่วยลดการปล่อยมลพิษลงครึ่งหนึ่งได้เช่นกัน นอกจากนี้แท่นกลับรถพอเพียง ยังสามารถลดการปล่อยมลพิษได้อีกด้วย เนื่องจากการลดจำนวนยานยนต์ที่วิ่งบนท้องถนนลงครึ่งหนึ่ง จะช่วยลดการปล่อยมลพิษลงครึ่งหนึ่งได้เช่นกัน

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งยังมีให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.2 วัตถุประสงค์

1. เพื่อศึกษาภาระแรงที่ต้องการสำหรับกลไกแทนกลีบรพอเพียง
2. เพื่อออกแบบและสร้างแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ในการศึกษาภาระแรงต่างๆ ขณะใช้งาน ด้วยโปรแกรม MATLAB®
3. เพื่อนำผลที่ได้จากการคำนวณไปออกแบบและสร้างระบบส่งกำลังไฮดรอลิก

1.3 ขอบเขตการศึกษา

1. สร้างแทนกลีบรพอเพียงเพื่อทดลองใช้งานจริงและนำไปเป็นต้นแบบในการพัฒนาต่อไป
2. ออกแบบระบบไฮดรอลิกในการส่งกำลังให้แทนกลีบรพอเพียง
3. ออกแบบระบบในการควบคุมการไหลของน้ำมันซึ่งสามารถปรับค่าอัตราการไหลได้ตามที่ต้องการด้วยโปรแกรม Arduino® UNO R3
4. เก็บผลการทำงานของเครื่องเพื่อนำมาพัฒนาต่อ เช่น ความเร็วเชิงมุมของแทนกลีบรพอเพียง องศาการหมุนของ กำลังของปั๊มที่ต้องใช้

1.4 แผนการดำเนินงาน

แผนการดำเนินปริญญานิพนธ์แสดงในตารางที่ 1

ที่	แผนการดำเนินงาน	2562					2563			
		ส.ค.	ก.ย.	ต.ค.	พ.ย.	ธ.ค.	ม.ค.	ก.พ.	มี.ค.	เม.ย.
1	ศึกษาและสรุบบแบบแทนกลีบรพอเพียง									
2	สร้างแบบจำลองคอมพิวเตอร์ของกลไกและวิเคราะห์ภาระแรง									
3	สร้างแบบจำลองคอมพิวเตอร์ของระบบไฮดรอลิกและวิเคราะห์ภาระ									
4	สร้างระบบไฮดรอลิกต้นแบบขนาดจริง									
5	ทดสอบระบบไฮดรอลิกต้นแบบด้วยต้นที่มีต้นกำลังเป็นปั๊มมอเตอร์									
6	ศึกษาและออกแบบระบบควบคุมด้วยโปรแกรม Arduino UNO R3									
7	ติดตั้งและทดสอบระบบควบคุม									
8	ทดสอบและสรุบบระบบการทำงานของแทนกลีบรพอเพียง									

ตารางที่ 1 แผนการดำเนินปริญญานิพนธ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ได้รับประสบการณ์ในการใช้โปรแกรม MATLAB® Simulink , Solid Work®, Arduino® UNO R3 เพื่อให้ได้ผลลัพธ์ที่น่าเชื่อถือตลอดจนการเลือกใช้งานอุปกรณ์ในระบบไฮดรอลิก ระบบไฟฟ้า ระบบทางกล
2. ได้นำความรู้ทางวิศวกรรมที่เรียนมาประยุกต์ใช้จริง เช่น ความรู้ด้านระบบไฮดรอลิก ความรู้เกี่ยวกับการออกแบบชิ้นส่วนทางกล การออกแบบระบบส่งกำลัง การออกแบบระบบไฟฟ้า
3. ได้แทนกลับรถพ่วงเพียงตัวต้นแบบซึ่งสามารถนำไปพัฒนาต่อยอดการใช้งานในอนาคตได้
4. แบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ของระบบกลไกระบบไฮดรอลิกของแทนกลับรถพ่วงเพียง
5. ต้นแบบระบบไฮดรอลิกที่ใช้ในระบบกลไกไฮดรอลิกของแทนกลับรถพ่วงเพียง
6. ต้นแบบระบบควบคุมทางไฟฟ้าของแทนกลับรถพ่วงเพียง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 ทฤษฎีการออกแบบฟันเฟือง

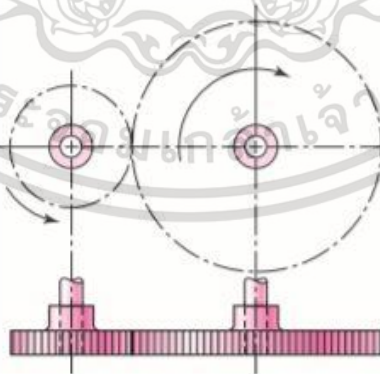
2.1.1 ชนิดของเฟือง

เฟืองตรง มีลักษณะดังรูปที่ 2.1.1 มีฟันขนานตามแนวแกนการหมุนและใช้ส่งถ่ายการหมุนจากเพลลาแรกไปอีกเพลลาที่ขนานกับเพลลาแรก สำหรับเฟืองทุกชนิด เฟืองตรงจัดว่าเป็นเฟืองที่มีความซับซ้อนน้อยที่สุดและด้วยเหตุผลนี้ จึงทำให้เฟืองตรงถูกใช้ในการพัฒนาความสัมพันธ์ทางจลนศาสตร์ของฟันเฟือง

เฟืองเฉียง มีลักษณะดังรูปที่ 2.1.2 ฟันจะมีลักษณะเฉียงกับแนวการหมุน เฟืองเฉียงสามารถใช้งานได้ ในลักษณะเดียวกับเฟืองตรง แต่ขณะใช้งานจะไม่มีเสียงรบกวนเนื่องจากฟันเฟืองจะค่อยๆประกบกันขณะที่เฟืองหมุน ลักษณะเฟืองที่เฉียงจะก่อให้เกิดแรงผลักดันและโมเมนต์คู่ควบซึ่งไม่ปรากฏในเฟืองตรง บางครั้งเฟืองเฉียงก็ใช้ส่งถ่ายการหมุนระหว่างเพลลาที่ไม่ขนานกัน

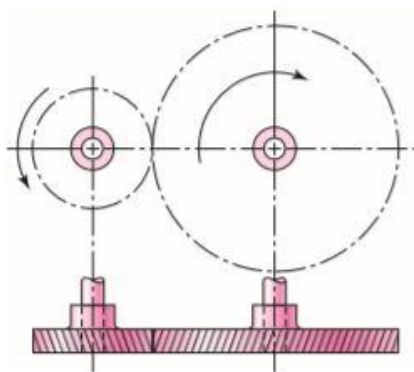
เฟืองดอกจอก มีลักษณะดังรูปที่ 2.1.3 รูปแบบฟันจะมีลักษณะเป็นทรงกรวยกับพื้นผิวและถูกใช้ค่อนข้างมากในการส่งถ่ายการหมุนระหว่างเพลลาที่ขวางกัน

ตัวหนอนและเฟืองตัวหนอน มีลักษณะดังรูปที่ 2.1.4 ตัวหนอนจะมีลักษณะคล้ายกับสกรู ทิศทางการหมุนของเฟืองตัวหนอนถูกเรียกอีกชื่อหนึ่งว่า กงล้อหนอน ซึ่งขึ้นอยู่กับทิศทางการหมุนของตัวหนอนและขึ้นอยู่กับว่าฟันของตัวหนอนจะขบไปทางขวามือหรือซ้ายมือ นอกจากนั้นเฟืองตัวหนอนยังแบ่งออกได้อีก 2 ประเภทคือ เฟืองตัวหนอนที่มีฟันโอบด้านเดียว และ เฟืองตัวหนอนที่มีฟันโอบสองด้าน เฟืองตัวหนอนมักจะนำมาใช้งานเมื่อความเร็วสัมพัทธ์ของทั้งสองเพลลาค่อนข้างสูงหรือจะใช้กับสามเพลลาหรือมากกว่า



รูปที่ 2.1.1 เฟืองตรง [5]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.1.2 เฟืองเฉียง [5]

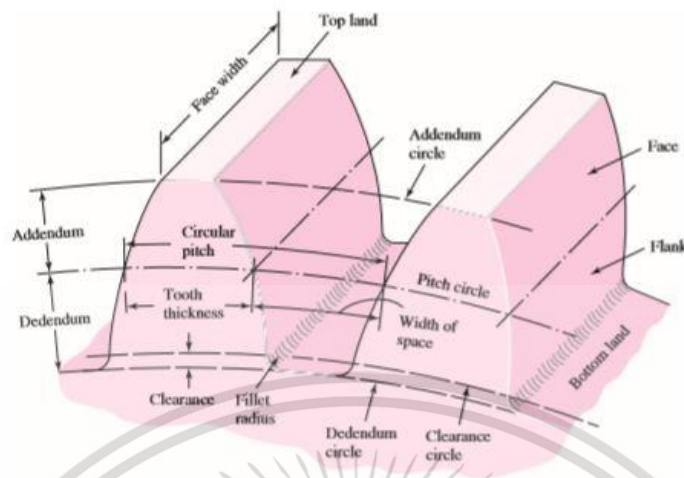


รูปที่ 2.1.3 เฟืองดอกจอก [5]

รูปที่ 2.1.4 เฟืองตัวหนอน [5]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.1.2 การเรียกชื่อส่วนต่างๆของเฟือง



รูปที่ 2.1.5 คำศัพท์ในส่วนประกอบของเฟือง [5]

คำศัพท์ต่างๆที่ใช้สำหรับเรียกชื่อฟันเฟืองแบบตรง ดังรูปที่ 2.1.5 วงกลมพิทช์ (pitch circle) เป็นแนววงกลมทางทฤษฎีที่ฟันของเฟืองสัมผัสกับฟันของอีกเฟืองหนึ่ง โดยมีเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ (pitch diameter) แทนด้วยสัญลักษณ์ d สำหรับใช้ในการคำนวณเพื่อหาขนาดของเฟือง ในการขบกันของเฟือง วงกลมพิทช์ของเฟืองที่ขบกันจะสัมผัสซึ่งกันและกัน

พีเนียน (pinion) เป็นเฟืองตัวที่เล็กกว่าของเฟืองคู่ที่ขบกัน ส่วนมากจะใช้เป็นเฟืองตัวขับ ส่วนเฟืองตัวที่ใหญ่กว่าจะเรียกว่า เกียร์ (Gear) ซึ่งส่วนมากจะใช้เป็นเฟืองตัวตาม

ระยะพิทช์ (circular pitch p) เป็นระยะที่วัดจากจุดหนึ่งบนฟันเฟืองไปยังจุดเดียวกันของฟันซี่ถัดไป ดังนั้นระยะพิทช์ในแนวเส้นรอบวงจึงมีค่าเท่ากับความหนาของฟัน (tooth thickness) บวกด้วยความกว้างของรอบฟัน (width of space)

โมดูล (module m) เป็นอัตราส่วนของเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ต่อจำนวนฟันของเฟือง โมดูลเป็นดัชนีที่บอกขนาดของฟันเฟืองในระบบ SI สำหรับ diametral pitch P เป็นอัตราส่วนของจำนวนฟันเฟืองต่อระยะพิทช์ในแนวเส้นรอบวง ดังนั้นค่านี้จะเป็นค่าที่กลับกันของโมดูล โดยมีหน่วยเป็นจำนวนซี่ต่อนิ้ว (N/in)

แอดเดนดัม (addendum a) เป็นระยะในแนวรัศมีจากปลายฟันถึงวงกลมพิทช์ ส่วนดีเดนดัม (dedendum b) เป็นระยะในแนวรัศมีจากโคนฟันถึงวงกลมพิทช์ ดังนั้น ความลึกทั้งหมดของฟัน (whole depth h) จึงหมายถึงผลรวมของแอดเดนดัมกับดีเดนดัม

ระยะห่าง (clearance circle c) เป็นระยะห่างระหว่างส่วนปลายสุดของฟันเฟืองที่มาขบกันถึงโคนของอีกฟันเฟืองหนึ่ง

ความหลวม (backlash) เป็นระยะที่ร่องฟันมีค่ามากกว่าความหนาของฟันเฟืองที่มาขบกัน วัดตามแนววงกลมพิทช์

เมื่อทราบค่าจำกัดความต่างๆแล้ว ก็สามารถหาความสัมพันธ์ที่เป็นประโยชน์ต่อการคำนวณได้ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$P = \frac{N}{d} \quad (2.1)$$

$$m = \frac{d}{N} \quad (2.2)$$

$$p = \frac{\pi d}{N} = \pi m \quad (2.3)$$

$$pP = \pi \quad (2.4)$$

เมื่อ

P คือ diametral pitch (ฟันต่อนิ้ว)

N คือ จำนวน (ฟัน)

d คือ เส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ (นิ้ว)

m คือ โมดูล (มิลลิเมตร)

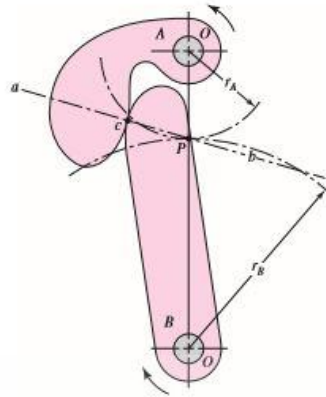
p คือ circular pitch (มิลลิเมตร)

2.1.3 เงื่อนไขการขบกันของฟันเฟือง

การขบกันของฟันเฟืองจะก่อให้เกิดการเคลื่อนที่ในลักษณะเดียวกับลูกเบี้ยว (cam) ซึ่งเงื่อนไขในการขบกันของฟันเฟืองคือ จะต้องออกแบบโปรไฟล์ของฟันเฟืองเพื่อที่จะทำให้อัตราเร็วเชิงมุมของการหมุนมีค่าคงที่ ซึ่งเรียกว่า คอนจูเกตแอคชัน (conjugate action) ในทางทฤษฎีแล้วควรที่จะเลือกโปรไฟล์ของฟันเฟืองตัวหนึ่งก่อนแล้วจึงหาโปรไฟล์อีกฟันเฟืองหนึ่ง เมื่อฟันเฟืองขบกันแล้วเป็นไปตามเงื่อนไขการขบกันของฟันเฟือง ผลลัพธ์อย่างหนึ่งซึ่งเป็นที่นิยมใช้ก็คืออินวอลูทโปรไฟล์ (involute profile) ซึ่งเป็นโปรไฟล์ที่มีข้อยกเว้นต่างๆค่อนข้างน้อย

พิจารณาจุดซึ่งมีผิวโค้งสัมผัสซึ่งกันและกัน (จุด C) ดังแสดงตามรูปที่ 2.1.6 แรงกระทำที่เกิดขึ้นจากการกดดันกันระหว่างพื้นผิวโค้งทั้งสอง จะเกิดขึ้นในแนวเส้นตรง ab ซึ่งเรียกว่าแนวการกระทำ (line of action) แนวการกระทำนี้จะตัดกับแนวจุดศูนย์กลางจุดหมุนของผิวโค้งทั้งสอง O - O ที่จุด P อัตราส่วนความเร็วเชิงมุมระหว่างแกนทั้งสองที่หมุนจะเป็นสัดส่วนผกผันกับระยะรัศมีไปยังจุด p เมื่อเรียกชื่อจุด P นี้ว่า จุดพิทช์ (pitch) ดังนั้นวงกลมที่วาดจากจุดหมุนของผิวโค้งแต่ละวงผ่านจุด P จะเรียกว่าวงกลมพิทช์ (pitch circle) และระยะจากจุดหมุนแต่ละจุดไปยังวงกลมแต่ละวงเรียกว่า รัศมีพิทช์ (pitch radius) ดังรูปที่ 2.1.6 เมื่อพิจารณาเฟืองที่ขบกันเป็นเหมือนลูกเบี้ยวขบกับกระเดื่องตัวตามจะแตกต่างกันเล็กน้อยถ้าให้เป็นไปตามเงื่อนไขการขบกันของฟันเฟือง อัตราส่วนของความเร็วเชิงมุมจะต้องคงที่ นั่นคือจุดสัมผัสของการหมุนจะต้องเป็นจุดเดิม (จุด P คงที่)

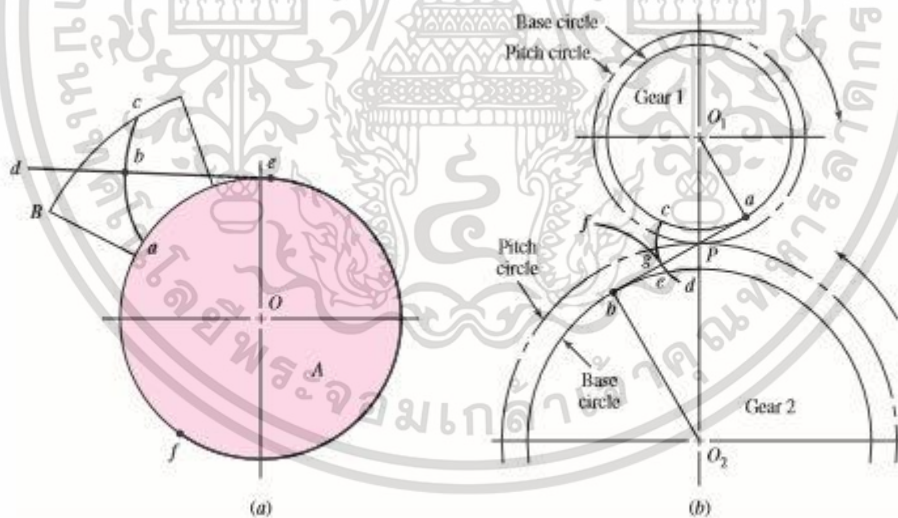
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.1.6 แรงกระทำระหว่างการขบกันของเฟือง [5]

2.1.4 คุณสมบัติของโค้งอินโวลูต

รูปที่ 2.1.7 แสดงการสร้างโค้งอินโวลูต โดยพิจารณาส่วนของครีป B ที่ติดอยู่กับทรงกระบอก A จุด def เป็นจุดบนเส้นเชือกที่ขึงให้ตึงรอบทรงกระบอก แนวทางเดินของจุด b เมื่อเริ่มคลายเชือกออกจากทรงกระบอก จะทำให้เกิดโค้งอินโวลูต ac รัศมีความโค้งของเส้นโค้งอินโวลูตจะแปรผันอย่างต่อเนื่อง โดยจะมีรัศมีความโค้งเท่ากับศูนย์ที่จุด a และมีค่าสูงสุดที่จุด c ดังนั้น ที่จุด b รัศมีความโค้งจะเท่ากับ be และเส้นตรง de จะตั้งฉากกับโค้งอินโวลูตและสัมผัสกับทรงกระบอกอยู่ตลอดเวลา เราจึงเรียกทรงกระบอกนี้ว่า วงกลมฐาน (base circle)



รูปที่ 2.1.7 โค้งอินโวลูต [5]

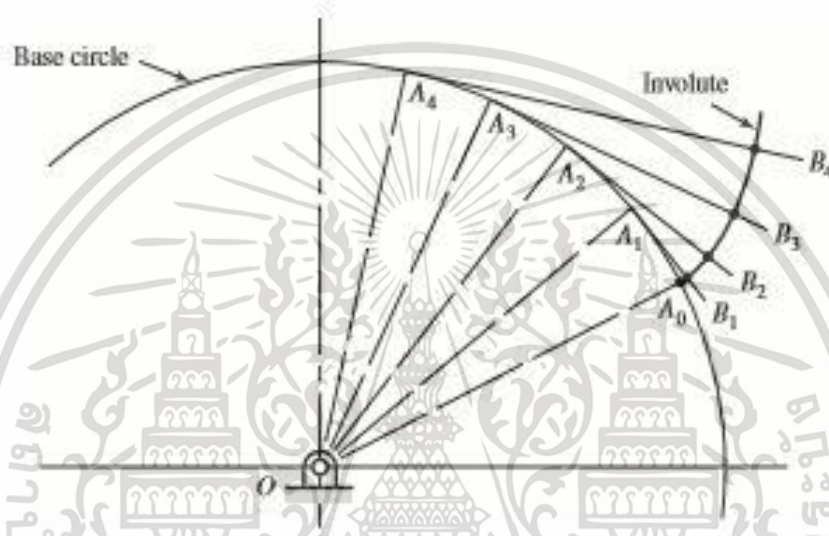
เมื่อพิจารณาอินโวลูตโปรไฟล์สำหรับคู่เฟืองที่มีจุดศูนย์กลางคกงที่อยู่ที่จุด O_1 และ O_2 ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 2.1.7 วงกลมฐานคือวงกลมรัศมี O_1a และ O_2b จากนั้นให้จินตนาการว่าเส้นคอร์ดที่พันรอบวงกลมฐานของเฟือง 1 ในทิศทางตามเข็มนาฬิกา โยงไปพันรอบวงกลมฐานของเฟือง 2 ในทิศทางทวนเข็มนาฬิกา ดังนั้น เฟือง 1 และ เฟือง 2 จะเกิดการหมุนในทิศทางตรงข้ามเพื่อรักษาให้เส้นคอร์ด ab คงที่อยู่ตลอดเวลา จุด g บนเส้น ab คือจุดสัมผัสของโค้งอินโวลูต cd ของเฟือง 1 กับโค้งอินโวลูต ef ของเฟือง 2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในขณะที่เฟืองทั้งคู่หมุน จุดสัมผัสนี้จะเกิดการเคลื่อนตัวไปตามแนวเส้น ab แต่เนื่องจากแนวเส้นตรง ab นี้จะ
ไม่มีการเปลี่ยนแปลง ดังนั้น จึงเกิดการเคลื่อนที่แบบสม่ำเสมอ

2.1.5 หลักการพื้นฐานในการออกแบบเฟือง

เริ่มจากการสร้างโค้งอินโวลูทตามรูปที่ 2.1.8 ให้แบ่งวงกลมฐานออกเป็นส่วนเท่าๆกันหลายส่วนและ
ขีดเส้นรัศมี OA_0, OA_1, OA_2, \dots แล้วให้ลากเส้นสัมผัสวงกลมที่ตั้งฉากกับแนวรัศมีแต่ละเส้นคือ
 $A_1B_1, A_2B_2, A_3B_3, \dots$ จากนั้นให้กำหนดจุดบนเส้น A_1B_1 ให้มีระยะเท่ากับ A_1A_0 และกำหนดจุด
บนเส้น A_2B_2 ให้มีระยะเท่ากับสองเท่าของ A_1A_0



รูปที่ 2.1.8 โครงสร้างของโค้งอินโวลูท [5]

เมื่อฟันของเฟืองคู่หนึ่งขบกัน วงกลมพิทช์ของเฟืองตัวหนึ่งจะหมุนรอบวงกลมพิทช์ของเฟืองอีกตัว
หนึ่งโดยไม่เกิดการลื่นไถล ถ้ากำหนดให้รัศมีวงกลมพิทช์ของเฟืองทั้ง 2 ตัวเป็น r_1 และ r_2 และมีความเร็ว
เชิงมุมในการหมุน ω_1 และ ω_2 ตามลำดับ ดังนั้น ความเร็วในการเคลื่อนที่ของเส้นพิทช์คือ

$$V = r_1\omega_1 = r_2\omega_2 \quad (2.5)$$

ดังนั้นเราจะได้ความสัมพันธ์ระหว่างรัศมีกับความเร็วจึงมีคือ

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} \quad (2.6)$$

สมมติว่าถ้าเราต้องการจะออกแบบชุดเกียร์ที่ความเร็วในการหมุนขาเข้าเท่ากับ 1800 รอบต่อ
นาที และความเร็วขาออกเท่ากับ 1200 รอบต่อนาที อัตราการทดรอบ 3:2 นี้จะเท่ากับขนาดเส้นผ่าน
ศูนย์กลางพิทช์ของเฟืองตัวอย่างเช่น ต้องใช้พีเนียนขนาด 4 นิ้ว ในการขับเกียร์ขนาด 6 นิ้ว เป็นต้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

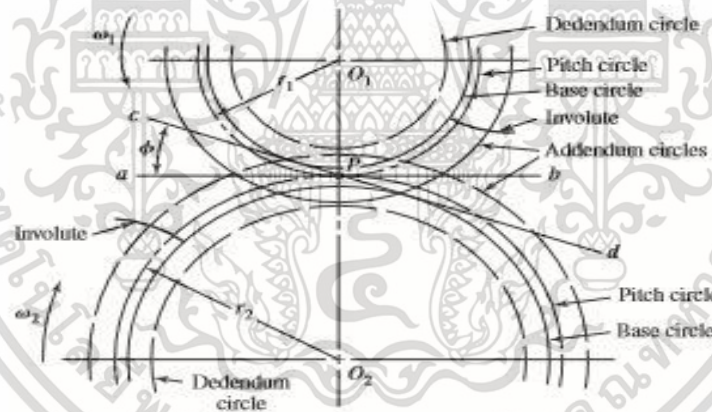
ถ้ากำหนดให้เฟืองมีฟัน 18 ซึ่งขบกับเกียร์ที่มีฟัน 30 ซี่ และมีจำนวนฟัน 2 ซี่ต่อนิ้ว จะหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ได้คือ

$$d_1 = \frac{N_1}{P} = \frac{18}{2} = 9in$$

$$d_2 = \frac{N_2}{P} = \frac{30}{2} = 15in$$
(2.7)

รูปที่ 2.1.9 แสดงขั้นตอนแรกในการวาดฟันเฟือง เส้นที่ลากระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองทั้งสองคือ ผลรวมของระยะรัศมีพิทช์ ในกรณีนี้เท่ากับ 12 นิ้ว เราจึงสามารถกำหนดจุดศูนย์กลางของเฟืองและเกียร์ได้ คือ จุด O_1 และ O_2 ซึ่งอยู่ห่างกัน 12 นิ้ว จากนั้นให้วาดวงกลมพิทช์ที่มีรัศมี r_1 และ r_2 ตามลำดับ วงกลมทั้งสองนี้จะสัมผัสกันที่จุด P ต่อไปให้ลากเส้น ab ผ่านจุดพิทช์ P ที่ตั้งฉากกับเส้นที่ลากระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองทั้งสอง

ถ้ากำหนดให้เฟือง 1 เป็นเฟืองตัวขับ และเนื่องจากมีการหมุนในทิศทางทวนเข็มนาฬิกา ให้ลากเส้น cd ผ่านจุด P โดยทำมุม ϕ กับเส้นตรง ab เส้น cd นี้มีชื่อเรียกว่า แนวกดดัน (pressure line) ส่วนมุม ϕ จะเรียกว่า มุมกดดัน (pressure angle) แนวกดดันนี้เป็นทิศทางซึ่งเฟืองตัวหนึ่งส่งถ่ายแรงกระทำไปยังเฟืองอีกตัวหนึ่ง โดยทั่วไปมุมกดดันจะมีค่าเท่ากับ 20 องศา หรือ 25 องศา แต่ในอดีตจะใช้มุมกดดัน 14.5 องศา



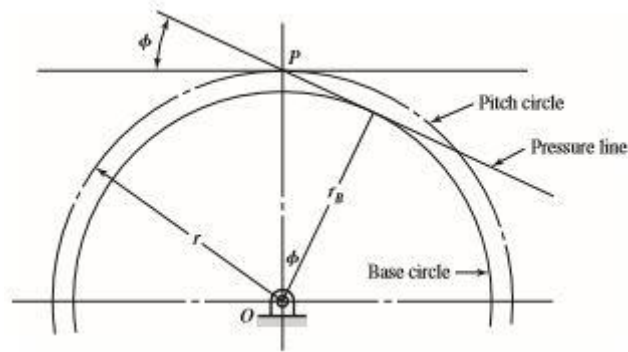
รูปที่ 2.1.9 ร่างวงกลมต่างๆของเฟือง [5]

ขั้นตอนต่อไป ที่เฟืองแต่ละตัวให้วาดวงกลมสัมผัสกับแนวกดดัน วงกลมนี้จะเป็นวงกลมฐาน (Base circle) ดังแสดงรูปที่ 2.1.10 และเนื่องจากวงกลมนี้สัมผัสกับแนวกดดัน มุมกดดันจึงเป็นค่าที่ใช้ในการบอกขนาดของเฟืองโดยรัศมีของวงกลมฐานหาได้จากสมการ

$$r_b = r \cos \phi$$
(2.8)

เมื่อ r คือรัศมีของวงกลมพิทช์ (มิลลิเมตร)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.1.10 วงกลมฐาน [5]

จากนั้นให้สร้างโค้งอินโวลูทบนวงกลมฐานแต่ละวง โค้งอินโวลูทนี้จะวาดเพียงด้านเดียวของฟันเฟืองจึงไม่จำเป็นต้องวาดโค้งอินโวลูทอีกด้านหนึ่ง เพราะเราสามารถใช้เทมเพลตวาดเป็นรูปฟันเฟืองได้ สำหรับระยะแอดเดนดัมและดีเดนดัมของฟันเฟืองขนาดมาตรฐานจะมีค่าเท่ากับ $1/P$ และ $1.25/P$ ตามลำดับ ดังนั้นสำหรับเฟืองของเรา

$$a = \frac{1}{P} = \frac{1}{2} = 0.5in \quad (2.9)$$

$$b = \frac{1.25}{P} = \frac{1.25}{2} = 0.625in$$

ให้ใช้ระยะนี้วาดวงกลมแอดเดนดัมและวงกลมดีเดนดัมสำหรับพีเนียนและเฟือง ดังแสดงตามรูปที่ 2.1.9 จากนั้นใช้กระดาษหนา 0.015 – 0.02 นิ้ว ตัดเป็นเทมเพลตสำหรับโค้งอินโวลูทดังแสดงตามรูปที่ 2.1.11



รูปที่ 2.1.11 เทมเพลตโค้งอินโวลูท [5]

ในการวาดฟันเฟือง เราจะต้องทราบความหนาของเฟือง เราทราบระยะพิทซ์คือ

$$p = \frac{\pi}{P} = \frac{\pi}{2} = 1.57in \quad (2.10)$$

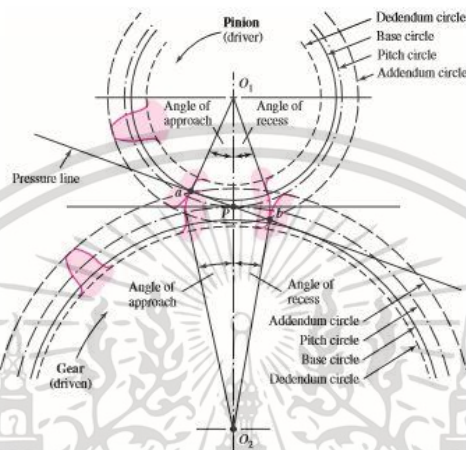
ความหนาของฟันเฟืองคือครึ่งหนึ่งของระยะพิทซ์ในแนวเส้นรอบวง นั่นคือ

$$t = \frac{p}{2} = \frac{1.57}{2} = 0.785in \quad (2.11)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

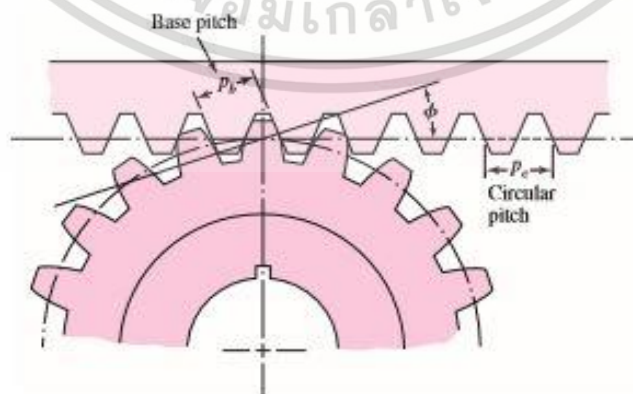
จากนั้นให้วาดฟันเฟืองโดยใช้เทมเพลตที่สร้างขึ้น ในการวาดส่วนโค้งของฟันเฟืองอีกด้านหนึ่งให้กลับเทมเพลตอีกด้านหนึ่งแล้วลากเส้นตามโค้งอินโวลูทที่สร้างขึ้นในรูปที่ 2.1.12 จะวาดฟันเฟืองเพียงซี่เดียวสำหรับเฟืองแต่ละตัว และวาดโค้งอินโวลูทเพียงด้านเดียวสำหรับบริเวณที่ฟันเฟืองเริ่มขบกันจนกระทั่งฟันเฟืองเริ่มจากกัน ส่วนของฟันเฟืองระหว่างวงกลมระยะเว้นกับวงกลมตีเดนต์จะมีช่องว่าง

$$c = b - a = 0.625 - 5 = 0.125 \text{ in} \quad (2.12)$$



รูปที่ 2.1.12 โค้งอินโวลูท [5]

จากรูปที่ 2.1.12 เมื่อฟันเฟืองเริ่มที่จะขบกัน ที่จุด a ในรูป จุดสัมผัสจะเคลื่อนขึ้นไปทางด้านข้างของฟันเฟืองตัวขับ จนกระทั่งปลายฟันเฟืองตัวขับเริ่มที่จะจากฟันเฟืองตัวตาม ดังนั้น จุดสุดท้ายของการสัมผัสจึงเป็นจุดที่วงกลมแอตเดนต์ติดกับเส้นแนวความดัน นั่นคือ จุด b ในรูป หากวาดโปรไฟล์ของฟันเฟืองผ่านจุด b จะได้มุมจากของฟันเฟือง (angle of recess) สำหรับเฟืองแต่ละตัวในลักษณะเดียวกับมุมเข้าหา (angle of approach) ซึ่งผลรวมของมุมทั้งสองนี้จะเรียกว่า มุมการกระทำ (angle of action) ส่วนแนวเส้นตรง ab จะเรียกว่า เส้นการกระทำ (line of action)



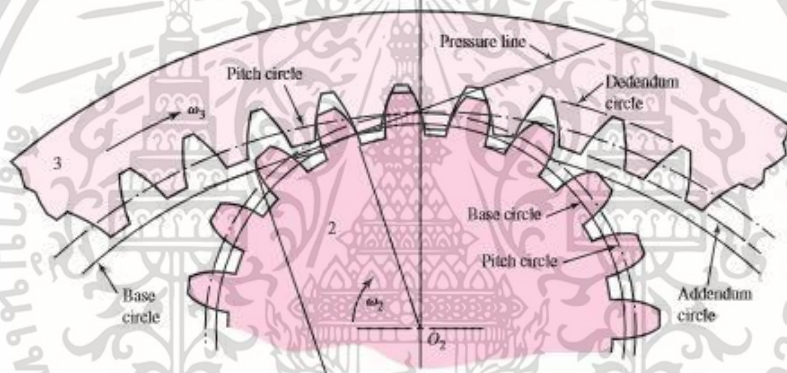
รูปที่ 2.1.13 การขบกันของพีเนียนกับแร็ค [5]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เราอาจจะจินตนาการว่าแร็ค (rack) เป็นเฟืองตรงที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ใหญ่มากเป็นอนันต์ (infinity) ดังนั้น จำนวนฟันของแร็คจะมีไม่จำกัด และวงกลมฐานของแร็คก็จะมีรัศมีเป็นอนันต์ ด้านข้างของฟันจึงไม่เป็นส่วนโค้งอินโวลูท แต่จะเป็นเส้นตรง ด้านข้างฟันของแร็คด้านเดียวกันจึงขนานกัน ทำให้มุมของเส้นที่ลากไปยังจุดศูนย์กลางเท่ากับมุมกดตัน (Pressure angle) รูปที่ 2.1.13 แสดงรูปอินโวลูทของแร็คขบกับพีเนียน ระยะพิทช์ที่ฐานจึงเป็นค่าคงที่ ซึ่งหาได้จาก

$$p_b = p_c \cos \phi \quad (2.13)$$

รูปที่ 2.1.14 เป็นรูปการขบกันของฟันพีเนียนกับเฟืองภายใน (internal gear) หรือเฟืองวงแหวน (ring gear) ให้สังเกตว่าการใช้งานในลักษณะนี้เฟืองทั้งสองชุดจะมีจุดศูนย์กลางของการหมุนอยู่ด้านเดียวกันกับจุดพิทช์ ดังนั้นตำแหน่งของวงกลมแอดเดนดัมกับวงกลมดีเดนดัมจะสลับที่กัน นั่นคือวงกลมแอดเดนดัมของเฟืองภายในจะอยู่ในวงกลมพิทช์ และวงกลมฐานของเฟืองภายในก็จะอยู่ในวงกลมพิทช์ใกล้กับวงกลมแอดเดนดัม



รูปที่ 2.1.14 พีเนียนขบเฟืองภายใน [5]

จุดที่น่าสนใจ คือเส้นผ่านศูนย์กลางของวงกลมพิทช์ที่ใช้งานจริงไม่จำเป็นต้องเท่ากับเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ที่ออกแบบพอดี เนื่องจากในทางปฏิบัติ ระยะห่างของจุดศูนย์กลางอาจจะคลาดเคลื่อนไปเล็กน้อย ซึ่งจะทำให้มุมกดตันเปลี่ยนไป อย่างไรก็ตาม การเปลี่ยนแปลงนี้จะไม่ส่งผลกระทบต่อวงกลมฐานและอัตราส่วนความเร็วเชิงมุม ดังนั้นการเคลื่อนที่ที่ยังคงสม่ำเสมอ ซึ่งเป็นคุณสมบัติการขบกันของฟันเฟือง

2.1.6 อัตราส่วนการสัมผัส

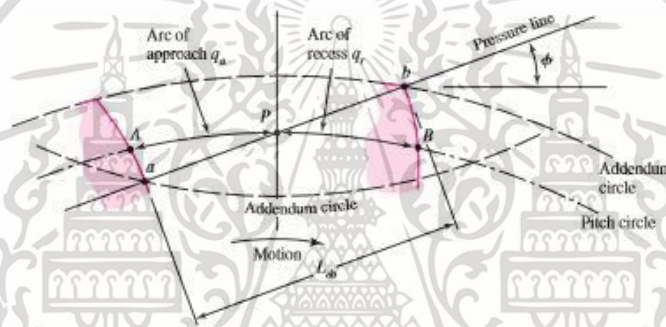
โซนการกระทำที่ฟันเฟืองขบกัน จะเริ่มมีการสัมผัสตั้งแต่จุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดของการตัดกัน ระหว่างวงกลมแอดเดนดัมของเฟืองทั้งคู่กับเส้นกดตัน ดังแสดงตามรูปที่ 2.1.15 นั่นคือ การสัมผัสจะเริ่มที่จุด a และสิ้นสุดที่จุด b เมื่อवादโปรไฟล์ฟันเฟืองผ่านจุดเหล่านี้ โค้งอินโวลูทจะตัดกับวงกลมพิทช์ที่จุด A และ B ตามลำดับ ระยะ AP ตามแนวเส้นรอบวงจะเรียกว่า โค้งการเข้าหา (arc of approach $-q_a$) และระยะ BP ตามแนวเส้นรอบวงจะเรียกว่า โค้งการจาก (arc of recess $-q_b$) และผลรวมของเส้นโค้งทั้งสองนี้จะเรียกว่า โค้งการกระทำ (arc of action $-q_t$)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ลองพิจารณาสถานการณ์ที่โค้งการกระทำมีค่าเท่ากับระยะพิทช์ นั่นคือ $q_t = p$ ซึ่งหมายถึง ฟันเฟือง 1 ที่จะครอบครองพื้นที่ทั้งหมดของโค้งการกระทำ AB หรืออาจจะกล่าวได้ว่า เมื่อฟันเฟืองคู่หนึ่งเริ่มที่จะสัมผัสกันที่จุด A ฟันเฟืองคู่ก่อนหน้าจะเริ่มจากกันที่จุด B ดังนั้นจะมีฟันเฟืองเพียงคู่เดียวที่อยู่ในย่านการกระทำ ab

ต่อไปลองพิจารณาสถานการณ์ที่โค้งการกระทำมีค่ามากกว่าระยะพิทช์เล็กน้อย สมมติว่า

$q_t = 1.2p$ จะหมายความว่าเมื่อฟันเฟืองคู่หนึ่งเริ่มที่จะสัมผัสกันที่จุด A ฟันเฟืองคู่ก่อนหน้าจะยังคงสัมผัสกันอยู่และยังไม่ถึงจุดที่จะจากกันที่จุด B ดังนั้นจะมีฟันเฟือง 2 คู่ที่สัมผัสกันในช่วงระยะเวลาสั้นๆ โดยฟันเฟืองคู่หนึ่งจะสัมผัสกันใกล้จุด A ส่วนเฟืองอีกคู่หนึ่งจะสัมผัสกันใกล้จุด B เมื่อฟันเฟืองเริ่มการขบกัน ฟันเฟืองคู่ที่อยู่ใกล้จุด B จะเริ่มยุติการสัมผัส ปล่อยให้ฟันเฟืองเพียงคู่เดียวที่สัมผัสจนกระทั่งถึงระยะที่เข้าวงรอบใหม่ของการขบกัน



รูปที่ 2.1.15 คำจำกัดความของอัตราส่วนการสัมผัส [5]

ไม่ว่าจะมีฟันเฟืองเพียงคู่เดียวหรือฟันเฟือง 2 คู่สัมผัสกัน เราสามารถที่จะนิยามค่าอัตราส่วนการสัมผัสซึ่งเป็นตัวเลขที่จะบอกจำนวนคู่เฉลี่ยของฟันเฟืองที่สัมผัสกันได้คือ

$$m_c = \frac{q_t}{p} \quad (2.14)$$

สังเกตว่าอัตราส่วนนี้จะมีค่าเท่ากับระยะทางของการสัมผัสหารด้วยระยะฐานพิทช์ โดยทั่วไปในการออกแบบชุดเฟืองที่มีฟันตรงมักจะออกแบบให้อัตราส่วนนี้มีค่ามากกว่า 1.2 ทั้งนี้เนื่องจากในการประกอบชุดเฟืองอาจจะลดอัตราส่วนการสัมผัสลงไปอีก ซึ่งจะเป็นการเพิ่มโอกาสที่จะทำให้ฟันเฟืองเกิดการกระแทกกันและจะทำให้เกิดเสียงดัง อย่างไรก็ตาม ถ้าต้องการให้อัตราส่วนการสัมผัสมาก จำนวนฟันเฟืองก็จะต้องมากขึ้นด้วย ซึ่งจะทำให้ขนาดของเฟืองโตขึ้น หรือฟันของเฟืองก็ต้องมีขนาดเล็กลง ดังนั้น จึงควรพิจารณาใช้วิธีลดมุมกดตัน หรือใช้เฟืองฟันเฉียงแทน

วิธีหาอัตราส่วนการสัมผัสอย่างง่ายคือ ให้อัตราส่วนยาวของเส้นการกระทำ ab แทนที่จะวัดส่วนโค้งการกระทำ AB เนื่องจากเส้น ab ในรูปที่ 2.1.15 จะสัมผัสกับวงกลมฐานจึงใช้ค่าพิทช์ฐาน p_b แทน

ระยะพิทซีในแนวเส้นรอบวง $-p$ ถ้ากำหนดให้ความยาวของเส้นการกระทำมีค่าเท่ากับ L_{ab} จะได้อัตราส่วนการสัมผัสคือ

$$m_c = \frac{L_{ab}}{p \cos \phi} \quad (2.15)$$

2.1.7 การขัดกันของฟันเฟือง

การสัมผัสของส่วนของโปรไฟล์ฟันเฟืองที่ยังไม่ขบกันพอดี เรียกว่า การขัดกันของฟันเฟือง (interference) พิจารณาเฟืองในรูปที่ 2.1.16 ซึ่งเป็นคู่เฟืองฟันตรงมีฟัน 16 ซี่ ถูกตัดให้มีมุมกดตันเท่ากับ 14.5 องศา เฟือง 2 เป็นเฟืองตัวขับ หมุนในทิศทางตามเข็มนาฬิกา จุดเริ่มต้นสัมผัสและจุดสิ้นสุดการสัมผัสจะอยู่บนเส้นความกดตัน คือจุด A และจุด B ตามลำดับ ให้สังเกตว่าจุดสัมผัสระหว่างเส้นความกดตันกับวงกลมฐานคือ จุด C และ D จะอยู่ภายในจุด A และจุด B ในกรณีนี้จะเกิดการขัดกันของเฟือง ซึ่งจะทำให้การขบกันของฟันเฟืองไม่เป็นคอนจูเกตแอคชัน ทำให้อัตราส่วนความเร็วเชิงมุมไม่คงที่ เกิดเสียงดัง และเพิ่มการสึกหรอ



รูปที่ 2.1.16 การขัดกันของเฟือง [5]

เราสามารถอธิบายการขัดกันของฟันเฟืองได้ดังนี้ การสัมผัสของฟันเฟืองจะเริ่มขึ้นเมื่อปลายของฟันเฟืองตัวตามสัมผัสกับด้านข้างส่วนล่างของฟันเฟืองตัวขับ ซึ่งจะเกิดขึ้นที่จุด A และเกิดขึ้นก่อนส่วนที่เป็นโค้งอินโวลูทจะหมุนเข้ามาในย่านการกระทำ จึงส่งผลให้ปลายของเฟืองตัวตามมีแนวโน้มที่จะจิกเข้าไปที่ผิวฟันด้านข้างของเฟืองตัวขับ และผลกระทบในทำนองเดียวกันก็จะเกิดขึ้นอีกครั้งเมื่อฟันเฟืองจะเริ่มจากกัน การสัมผัสจะสิ้นสุดที่จุด D ซึ่งเกิดขึ้นก่อนจุด B ดังนั้น ปลายของเฟืองตัวขับจึงมีแนวโน้มที่จะจิกเข้าไปที่ผิวฟันด้านข้างของเฟืองตัวตาม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในการป้องกันการกัดกันของฟันเฟืองทำได้โดยการผลิตฟันเฟืองให้มีการเว้าที่โคนฟันเฟือง (Undercutting) โดยการตัดผิวด้านข้างส่วนล่างของฟันเฟือง (Flank) ของเฟืองตัวขับ หรือวิธีดั้งเดิมที่ใช้กันอยู่คือการตัดส่วนปลายของฟันเฟืองตัวตาม

2.1.8 การวิเคราะห์และออกแบบเฟืองตรงเพื่อต้านทานความเสียหาย

ความเสียหายล้าที่เกิดขึ้นบริเวณผิวฟันที่เรียกว่า พิตติง (pitting) ความเสียหายเนื่องจากโมเมนต์ดัด จะเกิดขึ้นเมื่อความเค้นในฟันเฟืองมีค่ามากกว่าหรือเท่ากับความต้านทานการครากหรือพิกัดความทนทานการดัดล้า ความเสียหายที่ผิวฟันเฟืองจะเกิดขึ้นเมื่อความเค้นสัมผัสมีค่ามากกว่าพิกัดความต้านแรง โดยจะเริ่มจากการกล่าวถึงประวัติการวิเคราะห์ซึ่งจะนำมาถึงวิธีการวิเคราะห์ที่เป็นที่นิยมใช้ในปัจจุบัน

AGMA (The America Gear Manufacturer Association) เป็นองค์กรซึ่งมีหน้าที่รับผิดชอบในการเผยแพร่ความรู้ที่เกี่ยวข้องกับการวิเคราะห์และออกแบบชุดเฟือง วิธีการซึ่งองค์กรนี้เผยแพร่จะถูกนำมาใช้โดยทั่วไปในอเมริกาเพื่อให้ความเข้าใจในเรื่องของความต้านแรงและการสึกหรอ

2.1.9 สมการการดัดของลูอิส

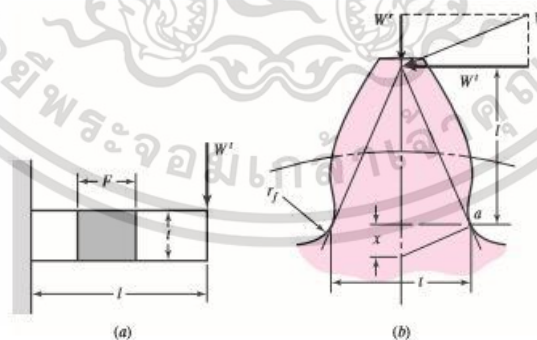
วิลเฟรด ลูอิส (Wilfred Lewis) ได้เสนอสมการสำหรับหาค่าความเค้นดัดในฟันเฟือง เป็นครั้งแรกในปี 1892 ซึ่งสมการนี้ยังคงใช้เป็นสมการพื้นฐานในการออกแบบเฟืองในปัจจุบัน

รูปที่ 2.1.17 แสดงการรับโหลดการดัด W^t ของฟันเฟืองซึ่งมีพื้นที่หน้าตัด F และ t ยาว l ดังนั้น โมดูลัสของส่วนดัดคือ

$$\frac{I}{c} = \frac{Ft^2}{6} \quad (2.16)$$

และความเค้นดัดคือ

$$\sigma = \frac{M}{I/c} = \frac{6w^t l}{Ft^2} \quad (2.17)$$



รูปที่ 2.1.17 แรงที่เกิดขึ้นบนฟันเฟือง [5]

เมื่อพิจารณารูปที่ 2.1.17 สมมติว่าความเค้นสูงสุดในฟันเฟืองเกิดขึ้นที่จุด a จากทฤษฎีสามเหลี่ยมคล้าย

$$\frac{t/2}{x} = \frac{l}{t/2} \quad \text{หรือ} \quad x = \frac{t^2}{4l} \quad (2.18)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จัดรูปแบบ จะได้

$$\sigma = \frac{w' p}{2/3 Fxp} \quad (2.19)$$

กำหนดให้ $y = 2x/3p$

$$\sigma = \frac{w'}{Fpy} \quad (2.20)$$

สมการนี้เรียกว่า สมการการตัดของลูอิส แฟกเตอร์ y เรียกว่าแฟกเตอร์รูปร่าง (form factor) ซึ่งจะขึ้นอยู่กับรูปร่างของฟันเฟือง อย่างไรก็ตาม ในการใช้สมการลูอิส มักจะใช้จำนวนพิทซ์ในการหาค่าความเค้นดัดนั้น ให้

แทนค่าระยะพิทซ์ด้วย $P = \frac{\pi}{p}$ และแทนค่า y ด้วย $Y = \pi y$ จะได้

$$\sigma = \frac{w' P}{FY} \quad (2.21)$$

เมื่อ

$$Y = \frac{2xP}{3} \quad (2.22)$$

การใช้ค่า Y ใช้เพื่อให้ทราบว่า จะพิจารณาเฉพาะความเค้นดัดที่เกิดขึ้นในฟันเฟือง โดยไม่สนใจการกดที่เกิดจากองค์ประกอบของแรงในแนวรัศมี ค่าแฟกเตอร์ Y แสดงไว้ในตารางที่ 2

Number of Teeth	Y	Number of Teeth	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Rack	0.485

ตารางที่ 2 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าแฟกเตอร์ Y กับจำนวนฟัน [5]

บอกเป็นนัยว่าฟันเฟืองจะไม่มีการแบ่งโหลด และแรงกระทำสูงสุดจะเกิดขึ้นที่ปลายฟันเฟือง เนื่องจากอัตราส่วนการสัมผัสจะมีค่ามากกว่า 1 อย่างไรก็ตาม โหลดสูงสุดจะเกิดขึ้นที่บริเวณใกล้จุดกึ่งกลางของฟันเฟือง ดังนั้น ความเค้นสูงสุดจะเกิดขึ้นขณะที่ฟันเฟืองคู่หนึ่งขบกันเต็มที่และฟันเฟืองอีกคู่หนึ่งกำลังจะเคลื่อนตัวเข้ามาสัมผัส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2 ระบบไฮดรอลิก

ระบบไฮดรอลิก เป็นระบบส่งกำลังโดยอาศัยของไหล(ส่วนใหญ่เป็นน้ำมัน) เป็นตัวกลางส่งถ่ายกำลังงานในการเปลี่ยนแปลงกำลังของไหลให้เป็นกำลังงานกลโดยการนำอุปกรณ์ระบบไฮดรอลิกหลายส่วนมาทำงานร่วมกัน เช่น ส่วนที่ 1 ปัมไฮดรอลิก (Hydraulic Pump) จะทำหน้าที่เปลี่ยนกำลังทางกลเป็นกำลังทางไฮดรอลิก ส่วนที่ 2 วาล์วควบคุม (Control Valve) จะทำหน้าที่ควบคุมทิศทาง ควบคุมแรงดัน และควบคุมอัตราการไหลในระบบไฮดรอลิก ส่วนที่ 3 กระบอกลูกสูบ (Cylinder) จะทำหน้าที่เปลี่ยนกำลังงานไฮดรอลิกให้กำลังทางกล โดยทั้ง 3 ส่วนจะทำงานและส่งถ่ายกำลังแบบต่อเนื่องหรือหยุดชั่วคราวได้อย่างมีประสิทธิภาพ

โดยทั่วไปองค์ประกอบของระบบไฮดรอลิกที่ใช้งานในปัจจุบันจะประกอบด้วย 2 ส่วน คือ 1) ส่วนกำลัง (Power) 2) ส่วนควบคุม (Control) การทำงานจะสัมพันธ์และเกี่ยวเนื่องกัน ซึ่งอาจควบคุมด้วยระบบไฟฟ้า เช่น ระบบ PLC หรือ ระบบไมโครคอนโทรลเลอร์ (Microcontroller Control) เป็นต้น

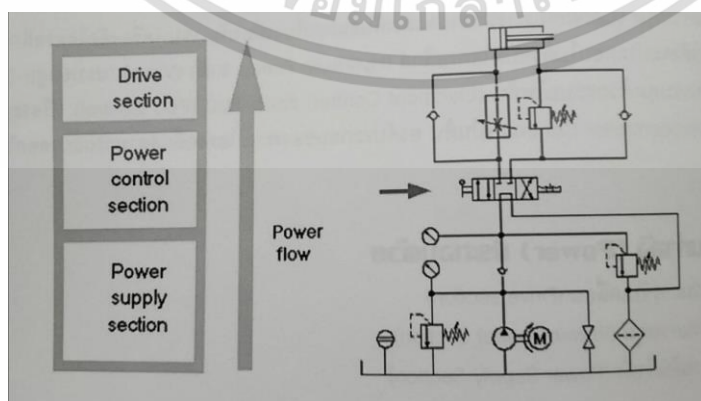
องค์ประกอบของระบบไฮดรอลิก

1. ส่วนกำลัง (Power) ประกอบด้วย

- ส่วนการขับเคลื่อน (Drive Section)
- ส่วนควบคุม (Power control Section)
- ส่วนต้นกำลัง (Power Supply Section)

2. ส่วนควบคุม (Control System) ประกอบด้วย

- สัญญาณสั่งงาน (Signal Input)
- ชุดประมวลผลสัญญาณ (Signal Processing)
- ชุดจ่ายพลังงานในระบบ (Control Supply)



รูปที่ 2.2.1 ไดอะแกรมการทำงานของส่วนกำลัง [18]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2.1 ปั๊มไฮดรอลิก (Pump)

ทำหน้าที่เป็นตัวเปลี่ยนพลังงานกลให้เป็นพลังงานของไหลภายใต้ความดัน กล่าวคือเมื่อป้อนกำลังกลเข้าไปที่เพลลาขับ (rotating shaft) ของปั๊มให้ทำงาน ปั๊มก็จะเปลี่ยนพลังงานกลนั้นให้เป็นพลังงานจลน์ในของไหล น้ำมันไฮดรอลิกก็จะถูกดูดจากถังพักแล้วส่งออกไปตามท่อทางในระบบเพื่อใช้งานได้ การไหลของน้ำมันจะต้องมีพลังงานศักย์มากเพียงพอที่จะผ่านแรงต้านทานของระบบ แรงต้านทานการไหลในระบบนี้เองที่ทำให้เกิดความดันในระบบไฮดรอลิกขึ้นซึ่งจะถูกนำไปใช้งาน ณ จุดต่าง ๆ ของระบบ ซึ่งกำลังกลส่วนใหญ่มักได้มาจากมอเตอร์ไฟฟ้า

2.2.1.1 ประเภทของปั๊ม (แบ่งตามลักษณะโครงสร้างและหลักการขั้นพื้นฐานในการทำงาน)

1. ปั๊มประเภทดูดเหวี่ยง (non-positive displacement pump)

มีหลักการทำงานแบบไฮโดรไดนามิก (hydrodynamic) คือ ปั๊มที่ทำงานโดยอาศัยแรงเหวี่ยงของใบพัด (impeller pump) ได้แก่ ปั๊มเหวี่ยง (centrifugal pump) ปั๊มแบบนี้โครงสร้างภายในที่ทำงานเป็นชนิดโลหะไม่สัมผัสกัน (หมายถึงเสียดกับใบพัด) ช่องทางเข้าและออกจะต่อถึงกันโดยตลอดไม่มีซิลขวางกัน ดังนั้นความดันที่เกิดขึ้นภายในตัวปั๊มจึงขึ้นอยู่กับค่าความเร็วของปั๊ม เมื่อป้อนกำลังกลขับให้ปั๊มทำงานภายในท่อทางดูดก็จะมีไม่มีความเป็นสุญญากาศ ปั๊มก็จะดูดของไหลไม่ได้ ดังนั้นปั๊มแบบนี้จะต้องไล่อากาศภายในท่อทางด้วยการกรองของไหลให้เต็มท่อดูดเสียก่อน จึงให้ปั๊มเริ่มทำงาน ของไหลก็จะเข้าทางกึ่งกลางของเรือนปั๊มแล้วพุ่งออกทางด้านข้างโดยอาศัยการหมุนเหวี่ยงอย่างรวดเร็วของใบพัด เมื่อความดันย้อนกลับ หรือความดันในระบบสูงขึ้นจะทำให้ปริมาณการส่งออกลดลง นอกจากนี้ยังมีการรั่วซึมเกิดขึ้นด้วย คือ ของไหลสามารถเล็ดลอดกลับไปช่องทางเข้าได้เมื่อความดันย้อนกลับมีมาก ทำให้ปั๊มประเภทนี้ไม่สามารถนำมาใช้กับระบบไฮดรอลิกได้ ส่วนใหญ่จะใช้งานกับปั๊มน้ำมากกว่า

2. ปั๊มประเภทดูดอัด (positive displacement pump)

มีหลักการทำงานในแบบ ไฮโดรสแตติก (hydrostatic) ได้แก่ ปั๊มแบบฟันเฟือง แบบสกรู แบบเวน และแบบลูกสูบ ปั๊มแบบดูด-อัดนี้โครงสร้างภายในที่ทำงานมีการซิลแบบกลไกซึ่งเป็นชนิดโลหะสัมผัสซึ่งกันและกันกันไม่ให้ช่องทางเข้าและทางออกต่อถึงกันซึ่งช่วยลดปริมาณการรั่วซึมภายในได้ดี จึงเหมาะกับความดันสูง ๆ แม้ว่าอัตราความดันภายในระบบไฮดรอลิกจะขึ้นหรือลงก็จะมีผลกระทบต่อการทำงานของปั๊ม ดังนั้นปั๊มประเภทนี้จึงนำมาใช้เป็นปั๊มไฮดรอลิก ซึ่งจะดูดและจ่ายปริมาณน้ำมันอย่างคงที่ในทุก ๆ ระยะเวลาหรือทุกรอบของการหมุนของปั๊ม

- แบบปรับค่าอัตราการไหลไม่ได้ (fixed displacement)

เป็นปั๊มที่ไม่สามารถปรับโครงสร้างและส่วนประกอบของกลไกที่สร้างขึ้นภายในตัวปั๊มเพื่อเปลี่ยนแปลงปริมาตรความจุได้ ได้แก่ ปั๊มแบบเฟืองฟันนอก ปั๊มแบบเฟืองฟันใน และปั๊มแบบสกรู ส่วนปั๊มแบบเวนและปั๊มแบบลูกสูบจะมีทั้งแบบปรับค่าได้และไม่ได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- แบบปรับค่าอัตราการไหลได้ (variable displacement)

เป็นปั๊มที่สามารถจะแก้ไขเพิ่มเติมและปรับส่วนประกอบของกลไกควบคุมที่สร้างขึ้นภายในตัวปั๊มเพื่อเปลี่ยนแปลงปริมาตรความจุได้ ในกรณีที่ต้องการปรับค่าอัตราการไหลที่ส่งออกจากปั๊ม ปั๊มแบบนี้มีโครงสร้างซับซ้อนกว่าแบบปรับค่าไม่ได้ จึงมีราคาแพงกว่า แต่ประสิทธิภาพภายในจะต่ำกว่า อย่างไรก็ตามเมื่อเปรียบเทียบกับจากทั้งระบบแล้วปั๊มปรับค่าได้กลับมีประสิทธิภาพสูงกว่า

2.2.1.2 การเลือกปั๊ม

1. ความจุหรือปริมาตรจุ : สิ่งแสดงถึงความสามารถในการทำงานของปั๊มในการดูด-อัดส่งน้ำมัน
2. ความดัน : ความสามารถในการดูด-อัดส่งน้ำมันของปั๊มแต่ละตัวจะขึ้นอยู่กับความดัน
3. ความเร็วขับเคลื่อน : ความเร็วขับเคลื่อนของปั๊มจะเทียบได้กับความเร็วของมอเตอร์ไฟฟ้าทุกๆไป คือ ประมาณ 1200-1800 รอบต่อนาที แต่ปั๊มอาจมีความเร็วต่างจากนี้ได้
4. ประสิทธิภาพ
 - 4.1 ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของปั๊ม (volumetric efficiency : η_v)

$$\eta_v = \frac{\text{อัตราการดูดได้จริง}}{\text{อัตราการดูดได้ตามทฤษฎี}} \quad (2.23)$$
 - 4.2 ประสิทธิภาพเชิงกลของปั๊ม (mechanical efficiency : η_m)

$$\eta_m = \frac{\eta_{total}}{\eta_v} \quad (2.24)$$
 - 4.3 ประสิทธิภาพรวมของปั๊ม (overall efficiency)

$$\eta_{total} = \eta_v \eta_m \quad (2.25)$$
5. ความเหมาะสมระหว่างตัวปั๊มและน้ำมันที่ใช้
6. ความเชื่อถือได้
7. ขนาดและน้ำหนัก
8. สภาพแวดล้อมใกล้เคียง
9. อายุการใช้งาน
10. ค่าติดตั้งและการบำรุงรักษา

2.2.1.3 กำลังม้าที่ใช้ขับปั๊มไฮดรอลิก

สามารถคำนวณกำลังกลที่ใช้ขับปั๊มไฮดรอลิก ด้วยสมการ คือ

$$\text{กำลังงานกลที่ใช้ขับ} = \frac{PQ}{\text{ค่าคงที่} \times \eta_{total}} \quad (2.26)$$

และ สามารถคำนวณเป็นแรงม้าได้ด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$HP_{input} = \frac{(gpm)(psi)}{(1714)\eta_{total}} \quad (2.27)$$

โดย P คือ ความดัน (นิวตัน/ตารางเมตร)

Q คือ อัตราการไหล (ลูกบาศก์เมตร/วินาที)

2.2.2. มอเตอร์ไฮดรอลิก (Hydraulic Motor)

จะมีหน้าที่เปลี่ยนพลังงานของไหลให้เป็นพลังงานกล คือเมื่อน้ำมันไหลเข้าทางด้านเข้า (Suction) ของมอเตอร์และไหลออกทางด้านออก (Discharge) ของมอเตอร์เช่นกัน มีผลทำให้มีแรงดันสูงขึ้นในระบบ สำหรับแรงดันจะมากหรือน้อยขึ้นอยู่กับความเร็วของมอเตอร์ในการหมุนด้วย

2.2.2.1 มอเตอร์ไฮดรอลิกสามารถแบ่งตามลักษณะการใช้งาน

1. มอเตอร์ไฮดรอลิกแบบเฟือง (Gear Motor)

ประกอบไปด้วยเฟืองตรง 2 ตัว ขบกันเพื่อให้ น้ำมันไหลไปตามฟันเฟืองและไหลออกไปทางออก (Discharge) ลักษณะของฟันเฟืองจะมีช่องขบฟันทำให้เกิดสุญญากาศระบบจะดูดน้ำมันเข้าทางเข้า (Suction) อีกครั้ง การทำงานจะทำงานแบบนี้ไปเรื่อย ๆ ทุกรอบของการทำงาน

2. มอเตอร์ไฮดรอลิกแบบใบพัด (Vane Motor)

สามารถหมุนกลับทิศทางได้ โดยประกอบไปด้วย โรเตอร์ (Rotor) ใบพัด (Vane) วงแหวนลูกเบี้ยว (Cam Ring) สปริง (Spring) ใบพัดจะมีขนาดไม่เท่ากันและโรเตอร์กับวงแหวนลูกเบี้ยวจะเยื้องศูนย์กลางกัน เมื่อแกนเพลลา (Shaft) หมุนจะทำให้มีช่องสุญญากาศดูดน้ำมันช่องทางเข้า (Suction) และใบพัดหมุนทำให้น้ำมันไหลออกช่องทางออก (Discharge)

3. มอเตอร์ไฮดรอลิกแบบลูกสูบ (Piston Motor)

จะมีประสิทธิภาพในการทำงานสูงและสามารถทำงานที่ความเร็วรอบสูงได้โดยมอเตอร์ไฮดรอลิกแบบลูกสูบจะประกอบด้วยลูกสูบ (Piston) เพลลาขับ (Drive Shaft) ชุดลูกสูบ (Cylinder Barrel) ชุดแผ่นเอียง (Swash Plate) เป็นต้น โดยปกติจะมีลูกสูบไม่น้อยกว่า 3 ลูก จะวางเยื้องมุมกันเมื่อลูกสูบลูกที่ 1 เคลื่อนที่มากระทบกับแผ่นเอียง จะเกิดแรงบิด (Torque) กับพื้นที่หน้าตัดทำให้เกิดการหมุน ขณะเดียวกันลูกสูบที่ 2 จะเคลื่อนที่ลงพร้อมกับลูกสูบที่ 1 จะเคลื่อนที่ขึ้น ตามลำดับ การทำงานจะเคลื่อนที่ขึ้นลงตลอดเวลา โดยเรียงลำดับลูกสูบ 1,2,3 ขึ้นลงตามลำดับ

ในการออกแบบระบบไฮดรอลิกที่ต้องใช้มอเตอร์ไฮดรอลิกเป็นอุปกรณ์ทำงาน จะต้องหาให้ได้ก่อนว่า โหลดที่เราต้องการมีน้ำหนักเท่าไร แล้วคิดเป็นแรงบิดหรือแรงม้าของโหลดที่มอเตอร์ต้องหมุนขับทำงานออกมา จึงจะเลือกใช้ขนาดของมอเตอร์ได้อย่างถูกต้อง

2.2.2.2 แรงบิดหรือทอร์คของโหลด หาได้จาก

$$T = F \cdot R \quad (2.28)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ T คือ ทอร์กหรือแรงบิดของโหลด หน่วย lb.ft , kg.m , Nm

F คือ แรงของโหลด หน่วย lb , kg , N

กำลังทางกล หาจาก

$$\text{กำลังงานกล} = \frac{\text{แรง} \times \text{ระยะทาง}}{\text{เวลา}} \quad (2.29)$$

และ แรงม้า

$$HP = \frac{\text{กำลังงาน}}{\text{ค่าคงที่}} = \frac{F \times V}{\text{ค่าคงที่}} \quad (2.30)$$

$$HP = \frac{(T(\text{lb} \cdot \text{ft}))(\text{rpm})}{5252} = \frac{(T(\text{kg} \cdot \text{m}))(\text{rpm})}{716} \quad (2.31)$$

หรือ

$$kW = \frac{(T(\text{N} \cdot \text{m}))(\text{rpm})}{9543} \quad (2.32)$$

2.2.2.3 การทำงานของมอเตอร์ไฮดรอลิกในทางทฤษฎี

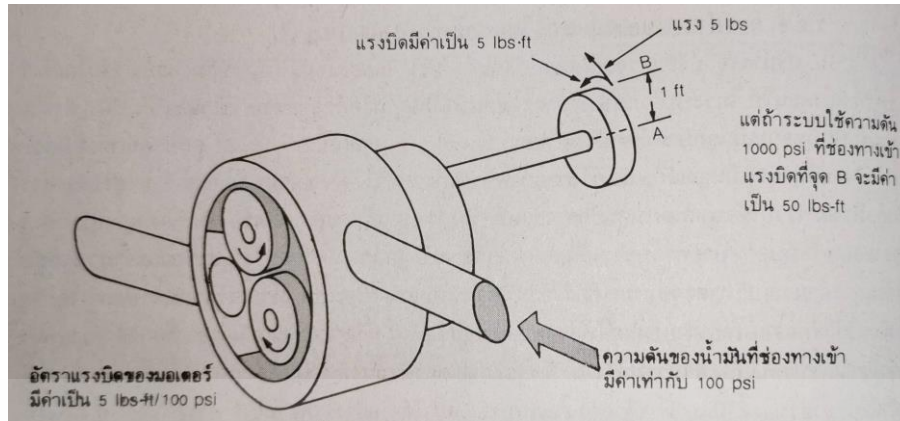
1. ปริมาตรจุ : ปริมาณของน้ำมันในห้องปริมาตรมอเตอร์ในแต่ละรอบที่เพลหมุนไป โดยหน่วยคือ ลูกบาศก์นิ้วต่อรอบ (CIR) หรือ ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อรอบ
2. อัตราความดัน : ความดันในการทำงานจากความดันต่ำสุดที่เริ่มต้น จนถึงความดันสูงสุดที่มอเตอร์ทนได้โดยไม่เกิดความเสียหาย ซึ่งจะขึ้นอยู่กับแรงบิดของโหลดและปริมาตรจุของมอเตอร์ โดยมอเตอร์ที่มีปริมาตรจุมากจะทำให้เกิดแรงบิดที่ต้องการได้ด้วยความดันที่น้อยกว่ามอเตอร์ที่มีปริมาตรจุน้อย ดังนั้นการเลือกจึงควรเลือกมอเตอร์ที่มีขนาดที่พอเหมาะกะบโหลดหรือมากกว่า เนื่องจากหากความดันที่เกิดขึ้นพุ่งสูงเกินไปอาจทำให้เกิดความเสียหาย ดังนั้นการกำหนดขนาดมอเตอร์บางครั้งก็ใช้อัตราความดันไปพิจารณาด้วย โดยจะบอกอัตราแรงบิดของมอเตอร์เป็นปอนด์ต่อนิ้ว ต่อความดัน 100 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว ดังแสดงในรูป และสามารถคำนวณได้จากสูตรต่อไปนี้

$$\text{อัตราแรงบิด} = \frac{\text{แรงบิดของโหลด}}{\text{ความดันในการทำงาน}(\text{psi}) \times 0.01} \quad (2.33)$$

$$\text{ความดันในการทำงาน}(\text{psi}) = \frac{\text{แรงบิดโหลด}(\text{lb} \cdot \text{in}) \times 100}{\text{อัตราแรงบิดของมอเตอร์}(\text{lb} \cdot \frac{\text{in}}{100\text{psi}})} \quad (2.34)$$

$$\text{แรงบิดสูงสุดสำหรับมอเตอร์}(\text{lb} \cdot \text{in}) = \frac{\text{อัตราแรงบิดของมอเตอร์}(\text{lb} \cdot \text{in}/100\text{psi}) \times \text{ความดันสูงสุด}}{100} \quad (2.35)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.2.2 การกำหนดอัตราแรงบิดของมอเตอร์ [18]

การคำนวณคุณลักษณะของมอเตอร์ : หา แรงบิดที่เกิดขึ้นที่เพลลา ปริมาตรจุ อัตราความดันใช้งาน และ อัตราการไหลที่ป้อนแก่มอเตอร์ไฮดรอลิก

$$T(\text{lb. ft}) = \frac{V_M (\text{in}^3 / \text{rev}) \times \text{psi}}{24\pi} \quad (2.36)$$

$$T(\text{lb. ft}) = \frac{V_M (\text{in}^3 / \text{rev}) \times \text{psi}}{2\pi} \quad (2.37)$$

$$HP = \frac{V_M (\text{in}^3 / \text{rev}) \times \text{rpm} \times \text{psi}}{395991} \quad (2.38)$$

$$\text{FlowRate}(\text{gpm}) = \frac{V_M (\text{in}^3 / \text{rev}) \times \text{rpm}}{231} \quad (2.39)$$

เมื่อ V_M = ปริมาตรจุของมอเตอร์ (ลูกบาศก์เมตร)

จากสมการ *Flow Rate* เป็นไปในทางทฤษฎีคือ คิดประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของมอเตอร์ 100 % แต่ถ้าคิดจริงจะเกิดการสูญเสียเนื่องจากประสิทธิภาพเชิงปริมาตร การหาประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (Volumetric efficiency) ได้จากสมการ คือ

$$\text{ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร} = \frac{\text{ปริมาตรจุมอเตอร์}}{\text{ปริมาตรของน้ำมันที่ป้อนให้แก่มอเตอร์}} \quad (2.40)$$

2.2.2.4 ปัจจัยที่ต้องคำนึงขณะมอเตอร์ไฮดรอลิกทำงานตามจริง

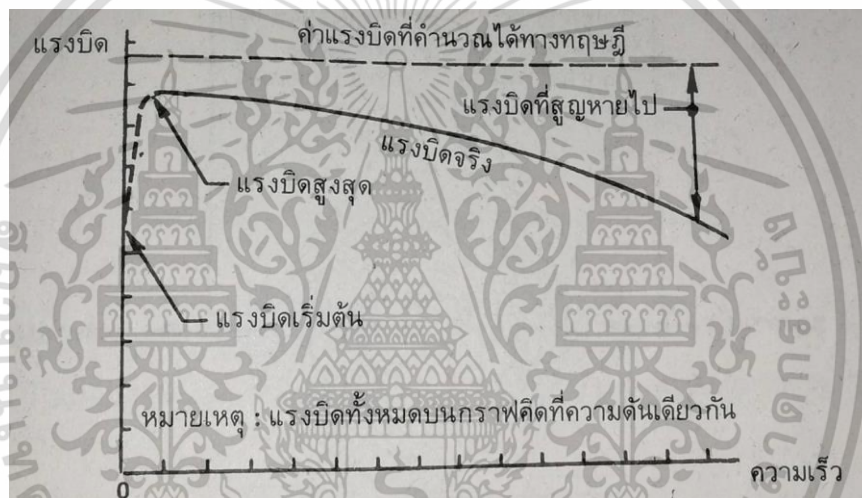
1. ความเร็วของมอเตอร์ : เมื่อแรงบิดของโหลดที่กระทำต่อเพลลาของมอเตอร์มีค่าเพิ่มขึ้น ความเร็วมอเตอร์จะลดลง ถึงแม้ว่าอัตราการไหลที่ป้อนให้แก่มอเตอร์ที่เท่าเดิม ความเร็วที่ลดลงนี้เกิดจากการรั่วซึมภายใน เพราะความดันมีค่าเพิ่มขึ้นตามโหลดที่เพิ่มขึ้นถ้าโหลดลดลงหรือหมุนด้วยตัวเปล่า การ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ร่วจะเกิดขึ้นเพียงเล็กน้อยเพราะความดันเกิดขึ้นเพียงเล็กน้อยก็สามารถขับให้เพลลาหมุนไปได้ ความเร็วจึงมีค่าใกล้เคียงกับที่คำนวณไว้ตามทฤษฎี

มอเตอร์แบบเวนจะมีการร่วน้อยกว่าแบบเฟืองและความเร็วที่จริงจะใกล้เคียงกับค่าที่คำนวณได้ตามทฤษฎี มอเตอร์แบบลูกสูบก็มีการร่วน้อยยิ่งขึ้นจึงมีประสิทธิภาพสูงมากกว่า

2. แรงบิดของมอเตอร์ : แรงบิดมอเตอร์ที่คำนวณได้ทางทฤษฎีจากค่าปริมาตรจุและความดันใช้งาน จะมีค่าเท่ากันที่ทุกความเร็ว แต่ความจริงมักจะมีค่าลดลงเนื่องจากการสูญเสียในการไหลและในทางกลภายในตัวมอเตอร์ ในขณะที่มอเตอร์เริ่มทำงานแรงบิดจะมีค่าเกือบสูงสุด และลดลงเมื่อความเร็วมอเตอร์เพิ่มขึ้น นอกจากนี้การสูญเสียภายในมอเตอร์ยังเป็นผลให้แรงบิดลดลงเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้น เพราะเมื่อป้อนอัตราการไหลให้แก่มอเตอร์มากขึ้น ดังนั้นมอเตอร์ที่ทำงานด้วยความเร็วสูงสุดก็จะสูญเสียแรงบิดมาก ทำให้ประสิทธิภาพลดลง และน้ำมันก็จะมีอุณหภูมิสูงขึ้นด้วย



รูปที่ 2.2.3 ค่าแรงบิดของมอเตอร์ที่ส่งไปขับโหลดมีค่าลดลงเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้น [18]

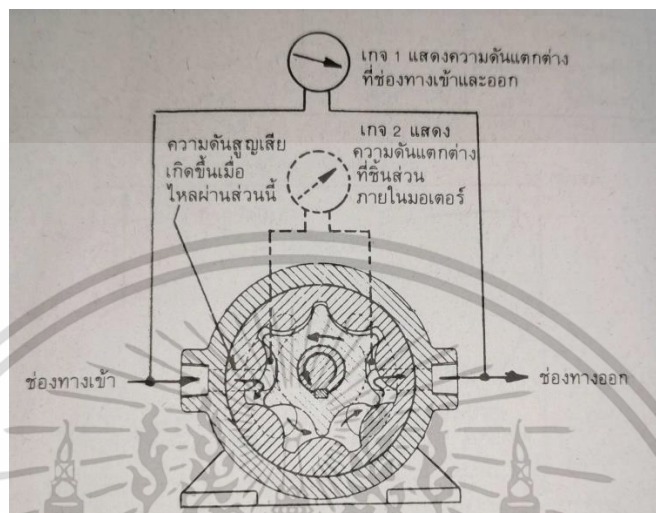
3. แรงบิดที่มอเตอร์เริ่มทำงานและขณะทำงาน : จากรูปข้างต้น จะเห็นว่าค่าแรงบิดเมื่อมอเตอร์เริ่มทำงานจะน้อยกว่าขณะทำงานโดยมีค่าต่างกันประมาณ 65-90% ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับชนิดของมอเตอร์และแรงเสียดทานทางกลของชิ้นส่วนภายในตัวมอเตอร์

ค่าแรงบิดสูงสุดจะเกิดขึ้นทันทีหลังจากมอเตอร์เริ่มทำงาน จากเส้นประในรูป จะแสดงอัตราส่วนค่าแรงบิดระหว่างจุดเริ่มต้นและจุดสูงสุด

4. แรงบิดให้หยุดการทำงานของมอเตอร์ (stall torque) : เป็นแรงบิดที่ต้องใช้เพื่อหยุดการทำงานของมอเตอร์ สำหรับมอเตอร์โดยทั่วไป แรงบิดเริ่มต้นจะมีค่าเกือบเท่ากับแรงบิดให้หยุด เมื่อมอเตอร์ไฮดรอลิกขับโหลดที่หนักๆ ความเร็วก็จะลดลงจนหยุดกลางคัน แต่แรงบิดยังคงมีอยู่ดังรูป และจะมีค่าน้อยกว่าในขณะที่มอเตอร์กำลังทำงาน
5. การสูญเสียที่ช่องทางของมอเตอร์ (porting loss) : ในขณะที่มอเตอร์ทำงานด้วยความเร็วสูงขึ้นไปจะทำให้เกิดการร่วซึมในช่องทางน้ำมัน ซึ่งเป็นเหตุสำคัญที่ทำให้ค่าแรงบิดลดลง ค่าทอร์คของมอเตอร์จะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการเรียนการสอน เมื่อผู้ใดเห็นได้เห็นว่าเอกสารนี้มีการนำค่าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เป็นอัตราส่วนโดยตรงกับค่าความดันแตกต่าง ที่เกิดขึ้นจากชิ้นส่วนภายในมอเตอร์ ไม่ใช่เกิดจากค่าความดันแตกต่างที่ช่องทางเข้าและออก ดังรูป นอกจากนี้การสูญเสียความดันเนื่องจากแรงเสียดทานของอุปกรณ์ภายในก็อาจทำให้แรงบิดลดลง เมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้นการสูญเสียในช่องทางที่น้ำมันภายในมอเตอร์ ก็ยิ่งเพิ่มขึ้น ดังนั้นจึงไม่ควรเพิ่มความเร็วของมอเตอร์เกินอัตราสูงสุด



รูปที่ 2.2.4 การสูญเสียที่ช่องทางของมอเตอร์ [18]

6. ประสิทธิภาพของมอเตอร์ (motor efficiency) : ประสิทธิภาพของมอเตอร์จะเป็นประสิทธิภาพรวม (overall efficiency) ซึ่งประกอบด้วยประสิทธิภาพเชิงปริมาตรรวมกับประสิทธิภาพเชิงกล ประสิทธิภาพรวมของมอเตอร์ไฮดรอลิกจะเป็นผลจากการสูญเสียทุกชนิดในทางกล ทางไหล และรั่วซึมภายใน โดยปกติประสิทธิภาพรวมจะมีประมาณ 50-95%
7. ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (volumetric efficiency)
8. ขนาด น้ำหนัก และเนื้อที่ติดตั้งสำหรับมอเตอร์
9. อายุการใช้งาน

2.2.3 วาล์วควบคุมในระบบไฮดรอลิก

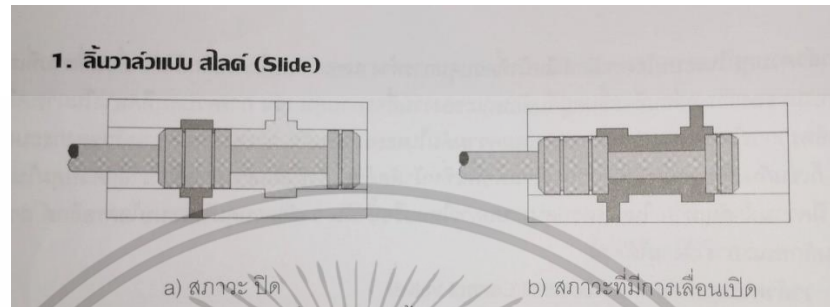
มีหน้าที่ควบคุมการทำงานของระบบไฮดรอลิก ให้เคลื่อนที่ตามที่เราต้องการ โดยลักษณะของการเคลื่อนที่จะขึ้นอยู่กับลักษณะของงานที่จะควบคุม เช่น ควบคุมทิศทางในการเคลื่อนที่ การควบคุมอัตราการไหลในท่อ ควบคุมความดันในระบบ หรือ การคุมความเร็วของกระบอกสูบก็เช่นกัน ซึ่งเราสามารถแบ่งออกตามลักษณะการใช้งานได้ดังนี้

2.2.3.1 วาล์วควบคุมทิศทาง (Directional Control Valve)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วาล์วควบคุมทิศทาง คือ วาล์วในระบบไฮดรอลิกที่ทำหน้าที่ ควบคุมทิศทางการไหลของน้ำมัน ในระบบเส้นท่อของระบบไฮดรอลิกไปยังตัวอุปกรณ์ต่าง ๆ ในงานจรการไหล ซึ่งการทำงานของวาล์วที่ใช้ควบคุมทิศทางนี้ จะมีวิธีการสั่งวาล์วทำงานที่ต่างกัันตามลักษณะโครงสร้างของตัววาล์วตัวเอง ซึ่งมี 2 ลักษณะ คือ

1. ลื่นวาล์วแบบ สไลด์ (Slide)



รูปที่ 2.2.5 ลื่นวาล์วแบบสไลด์ [18]

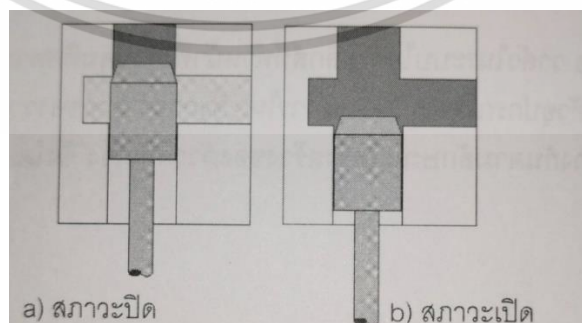
หลักการทํางาน : ลื่นวาล์วจะเปิด-ปิด ช่องทางน้ำมันโดยการเลื่อน ไปมาซ้าย-ขวา และด้วยเหตุนี้ จึงทำให้ต้องมีการเผื่อเนื้อที่ระหว่างโครงของวาล์วกับลื่นวาล์วไว้เพื่อให้ลื่นสามารถเคลื่อนตัวได้ และส่งผลให้น้ำมันบางส่วนไหลซึมออกมาจากช่องดังกล่าว จึงส่งผลให้เกิดการรั่วซึมในระบบ



รูปที่ 2.2.6 น้ำมันไหลซึมของลื่นวาล์วแบบสไลด์ [18]

2. ลื่นวาล์วแบบ นั้งป่า (Poppet)

หลักการทํางาน : ลื่นวาล์วจะทํางานเปิด-ปิด ช่องทางน้ำมันโดยการเลื่อนขึ้น-ลงเพื่อกดปิดวาล์ว ซึ่งการทำงานในลักษณะดังกล่าวจะทำให้ไม่มีช่องว่างที่น้ำมันจะไหลซึมออกมาได้



รูปที่ 2.2.7 ลื่นวาล์วแบบนั้งป่า [18]

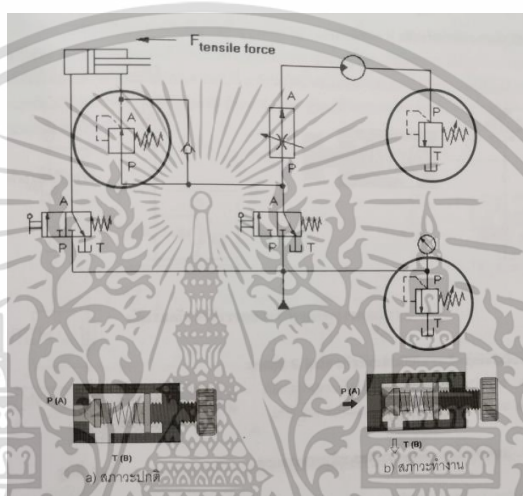
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2.3.2 วาล์วควบคุมแรงดัน (Pressure Control Valve)

เป็นวาล์วที่ใช้จัดการกับความดันในระบบไฮดรอลิก ซึ่งเป็นตัวแปรสำคัญในการทำงานของระบบไฮดรอลิก เนื่องจากแรงดันของน้ำมันจะส่งผลโดยตรงกับแรงที่เกิดขึ้นของตัวทำงานในระบบไฮดรอลิก ดังนั้นหากความดันมีการเปลี่ยนแปลงก็จะส่งผลให้เกิดความเสียหายได้ โดยวาล์วที่ทำหน้าที่ควบคุมแรงดันสามารถแบ่งออกได้ดังนี้

1. วาล์วจำกัดระดับแรงดัน (Pressure Relief Valve)

ทำหน้าที่ : จำกัดแรงดันในระบบที่เชื่อมต่ออยู่กับตัววาล์วทางด้าน P(A) ดังรูป ไม่ให้มีระดับความดันเกินความต้องการ



รูปที่ 2.2.8 วาล์วจำกัดระดับแรงดัน [18]

2. วาล์วควบคุมระดับแรงดัน (Pressure Regulator Valve)

ทำหน้าที่ : ควบคุมแรงดันภาคเอาท์พุท ให้ได้ระดับตามต้องการ ซึ่งวาล์วในลักษณะนี้ มีใช้งานอยู่ 2 แบบ คือ

แบบที่ 1. วาล์วรักษาระดับแรงดันแบบ 2 ทาง (2 Ways Pressure Regulator)

แบบที่ 2. วาล์วรักษาระดับแรงดันแบบ 3 ทาง (3 Ways Pressure Regulator)

2.2.3.3 วาล์วควบคุมอัตราการไหล (Flow Control Valve)

การควบคุมปริมาณการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก มีลักษณะแบบเดียวกับการควบคุมอัตราการไหลของไหลทั่วไป คือ การจำกัดพื้นที่ ที่น้ำมันไหลผ่าน สามารถคำนวณหาอัตราการไหล คือ

$$Q = V \times A \quad (2.41)$$

เมื่อ Q คือ อัตราการไหลของน้ำมัน (ลูกบาศก์เมตร/วินาที)

V คือ ความเร็ว (เมตร/วินาที)

A คือ พื้นที่หน้าตัด (ตารางเมตร)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และนอกจากขนาดพื้นที่ จะมีผลต่ออัตราการไหลแล้ว ขนาดของแรงดันน้ำมัน ก็มีผลต่ออัตราการไหล เช่นเดียวกัน ถ้าแรงดันน้ำมันสูงมาก แรงผลักดันน้ำมันให้ไหลไปตามท่อก็ย่อมมีสูงเช่นกัน ดังนั้นการปรับอัตราการไหล หากไม่สามารถปรับขนาดพื้นที่ ที่จะให้น้ำมันไหลได้ วิธีการปรับแรงดันก็เป็นอีกวิธีหนึ่งในการปรับอัตราการไหล แต่การปรับแรงดันจะส่งผลกระทบต่อโดยตรงกับแรงในระบบค่อนข้างมาก จึงไม่นิยมปรับแรงดันน้ำมันเพื่อควบคุมอัตราการไหล

วาล์วควบคุมอัตราการไหลของน้ำมัน คือ วาล์ว ที่มีหน้าที่ควบคุมปริมาณการไหลของน้ำมัน ในระบบเส้นท่อของระบบไฮดรอลิกไปยังอุปกรณ์ต่างๆในวงจรการไหล ซึ่งการควบคุมอัตราการไหลนี้ต้อง เป็นการควบคุมความเร็วในการทำงานของตัวทำงานในระบบไฮดรอลิกทางอ้อม ซึ่งวาล์วชนิดนี้จะมีวิธีการปรับให้วาล์วที่ทำงานที่แตกต่างกันตามลักษณะโครงสร้างของตัววาล์วเอง ซึ่งโดยทั่วไปโครงสร้างภายในมีลักษณะดังนี้ คือ

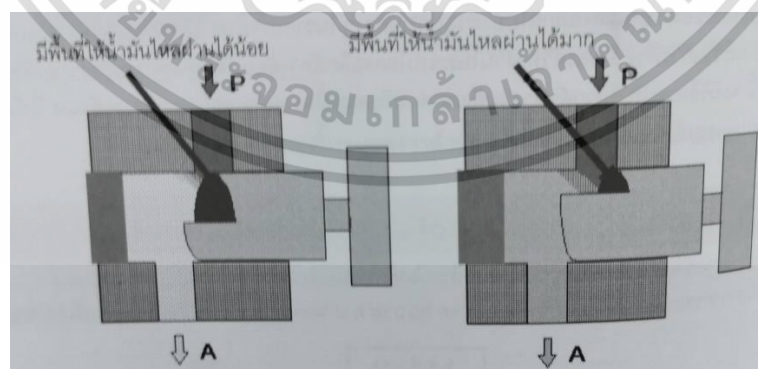
1. โครงสร้างแบบปลายเข็ม (Needle Restrictor)

การที่โครงสร้างของวาล์วมี่ลักษณะ ดังรูป ก็เพื่อให้พื้นที่ของตัวรูปิดเพื่อจำกัดอัตราการไหลของน้ำมันสามารถปรับระดับอัตราการไหลได้ละเอียดมากยิ่งขึ้น



รูปที่ 2.2.9 โครงสร้างแบบปลายเข็ม [18]

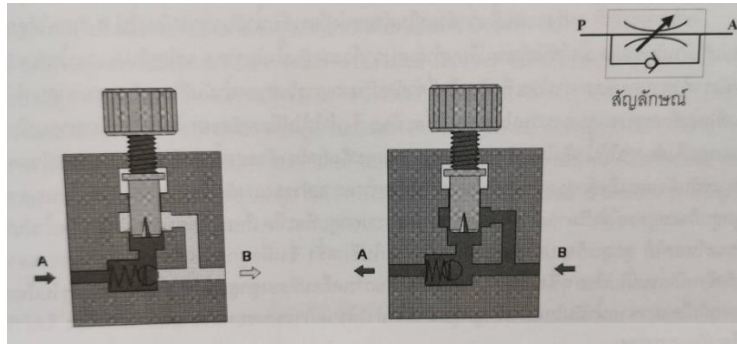
2. โครงสร้างแบบ (Gap restrictor with helix)



รูปที่ 2.2.10 โครงสร้างแบบ (Gap restrictor with helix) [18]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. วาล์วควบคุมอัตราการไหลทางเดียว



รูปที่ 2.2.11 โครงสร้างวาล์วควบคุมอัตราการไหลทางเดียว [18]

2.2.4 น้ำมันไฮดรอลิก

2.2.4.1 หน้าที่ของน้ำมันไฮดรอลิกมี 4 ประการ

1. การส่งผ่านกำลังงาน (Power transmission)
2. การหล่อลื่น (Lubrication)
3. การซีล (Sealing)
4. การระบายความร้อน (Cooling)

2.2.4.2 คุณภาพที่ต้องการในน้ำมันไฮดรอลิก (Quality requirement)

1. มีความหนืดพอเหมาะและดัชนีความหนืดสูง
2. มีจุดขึ้นแข็งต่ำ ซึ่งควรต่ำกว่าอุณหภูมิที่ระบบไฮดรอลิกทำงาน
3. คุณภาพของน้ำมันจะต้องไม่ค่อยเปลี่ยนแปลงถึงแม้อุณหภูมิในการทำงานสูง
4. มีคุณภาพการหล่อลื่นที่ดี
5. ต้านการเกิดออกไซด์ได้ดี
6. มีความคงที่จะช่วยให้ไม่สิ้นเปลืองในการเปลี่ยนถ่ายน้ำมันบ่อยๆ
7. คุณภาพคงที่แม้อุณหภูมิในการทำงานเปลี่ยนแปลงมาก
8. ต้านทานการเกิดสนิม
9. ช่วยป้องกันการกัดกร่อนโลหะ เนื่องจากชิ้นส่วนอุปกรณ์ต่างๆในระบบไฮดรอลิกมักเป็นโลหะ
10. สามารถเข้ากับยาง ซีล ปะเก็น และสีได้เป็นอย่างดี
11. ต้านการเกิดฟอง
12. มีความสามารถในการแยกตัวจากน้ำได้ดี
13. ทนไฟ
14. มีความสามารถในการอัดตัวต่ำ หรือ ไม่ยุบตัวตามความดันเมื่อถูกอัดตัว
15. ไม่จับตัวเป็นก้อนหรือยางเหนียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2.4.3 คุณสมบัติทางกายภาพของน้ำมันไฮดรอลิก (Physical properties of hydraulic fluid)

1. ความหนืด (viscosity) คือ คุณสมบัติของของเหลวที่แสดงถึงความต้านทานภายในต่อการไหลของของเหลว โดยหากความหนืดมากจะไหลในท่อช้ากว่าความหนืดน้อย เพราะของเหลวที่มีความหนืดมากจะมีแรงต้านทานการไหลมากกว่า ซึ่งคุณสมบัติอันนี้เกิดจากผลของการยึดเกาะกันระหว่างโมเลกุลของโครงสร้างของเหลวนั้นๆ ดังนั้นอุณหภูมิก็มีผลต่อความหนืด เนื่องจากที่อุณหภูมิสูงโมเลกุลก็จะแยกออกจากกัน ทำให้ความหนืดลดลง ปกติค่าความหนืดจะมากหรือน้อยขึ้นอยู่กับค่าสัมประสิทธิ์ของความหนืด (coefficient of viscosity) ซึ่งเรียกว่า ความหนืดสมบูรณ์ (absolute viscosity) หรือ ความหนืดไดนามิก (dynamic viscosity)

ค่าความหนืดสมบูรณ์ ได้จากการพิจารณาการไหลของของเหลวค่าความหนืดผ่านแผ่นราบหรืออาจจะให้แผ่นราบเคลื่อนที่โดยของเหลวอยู่กับที่ ซึ่งจะได้ค่าเหมือนกัน เราสามารถคำนวณหาโดยใช้สมการ ดังนี้

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (2.42)$$

หรือ

$$\mu = \tau \frac{du}{dy} = \frac{F \cdot dy}{A \cdot du} \quad (2.43)$$

สมการ (2.43) เรียก “Newton’s equation of viscosity”

โดย μ คือ ค่าความหนืดสมบูรณ์ (lb*sec/in²)

τ คือ ความเค้นเฉือนที่เกิดจากการเคลื่อนที่ (lb/ft², dyne/cm², n/m²)

F คือ แรงที่กระทำ (lb, dyne, N)

A คือ พื้นที่หน้าตัดของแผ่นซึ่งกำลังเคลื่อนที่ (ft², cm², m²)

$\frac{du}{dy}$ คือ อัตราการเฉือนหรืออัตราการเปลี่ยนแปลงความเร็ว (sec⁻¹)

ความหนืดจลน์ (Kinematic viscosity) เมื่อนำค่าความหนืดสมบูรณ์ของของเหลวมาหารด้วยค่าความหนาแน่นของของเหลว นั้น จะได้นี้ ดังสมการ คือ

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.44)$$

เมื่อ ν คือ ความหนืดจลน์ (ft²/sec, cm²/sec (stoke)) หรือ (centistoke (cSt), m²/sec)

ρ คือ ความหนาแน่นของของเหลว (kg/m³)

เปรียบเทียบความสัมพันธ์ของหน่วยได้ดังนี้

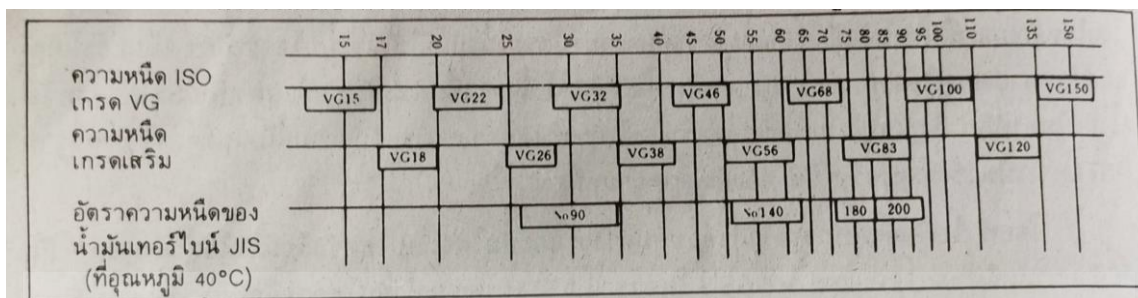
$$1 \text{ stoke (st)} = 1 \text{ cm}^2/\text{sec}$$

$$1 \text{ centistoke (cSt)} = 0.01 \text{ stoke (st)}$$

$$1 \text{ st} = 100 \text{ cSt} = 10^{-4} \text{ m}^2/\text{sec}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การจำแนกเกรดของน้ำมันตามความหนืดโดย ISO และ JIS ดังรูป ซึ่งกำหนดเกรดความหนืดของน้ำมันเป็น VG โดยการเปรียบเทียบกับค่าความหนืดจลน์ในหน่วย cSt



รูปที่ 2.2.12 การกำหนดค่าความหนืดจลน์เป็นเกรด G ตามมาตรฐาน ISO และ JIS [18]

2. ดัชนีความหนืด (viscosity index) คือ ค่าสำหรับเปรียบเทียบการเปลี่ยนแปลงความหนืดของน้ำมันเมื่ออุณหภูมิเปลี่ยนแปลง

การหาดัชนีความหนืดทำได้โดยหาน้ำมันซึ่งมีดัชนีความหนืด 0 VI ซึ่งต่างก็มีความหนืดที่ 210 องศาฟาเรนไฮต์เท่ากับความหนืดของน้ำมันซึ่งต้องการหาดัชนีความหนืด นำน้ำมันทั้งสามชนิดมาหาความหนืดที่ 100 องศาฟาเรนไฮต์ จากสมการ

$$VI = \frac{L-U}{L-H} \times 100 \quad (2.45)$$

เมื่อ VI คือ ดัชนีความหนืด

L คือ ความหนืดที่ 100 องศาฟาเรนไฮต์ของน้ำมันซึ่งมีดัชนีความหนืด 0

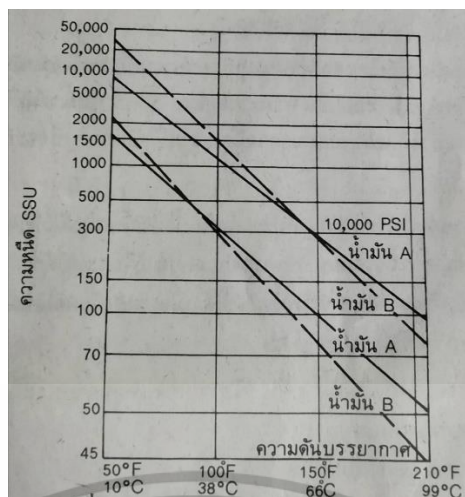
H คือ ความหนืดที่ 100 องศาฟาเรนไฮต์ของน้ำมันซึ่งมีดัชนีความหนืด 100

U คือ ความหนืดที่ 100 องศาฟาเรนไฮต์ของน้ำมันซึ่งจะหาดัชนีความหนืด

ค่าความหนืดที่ใช้ในสมการข้างต้น จะเป็นความหนืดจลน์ในหน่วย SSU หรือ cSt ก็ได้ แต่ควรใช้หน่วย cSt เพราะให้ผลที่ถูกต้องกว่า

3. ผลของความดันที่มีต่อความหนืด (effect of pressure on viscosity) คือ อิทธิพลของความดันที่มีต่อความหนืดด้วยเพราะความหนืดของน้ำมันจะสูงตามขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.2.13 ผลของความดันที่มีต่อค่าดัชนีความหนืด [18]

4. จุดข้นแข็ง (pour point) คือ จุดที่อุณหภูมิต่ำที่สุดที่น้ำมันไหลไปได้ จุดข้นแข็งควรต่ำกว่าอุณหภูมิที่ทำงาน

2.2.5 สายไฮดรอลิก (Flexible hoses)

2.2.5.1 สายไฮดรอลิกเป็นส่วนประกอบของระบบไฮดรอลิกในส่วนของการเชื่อมต่อทาง

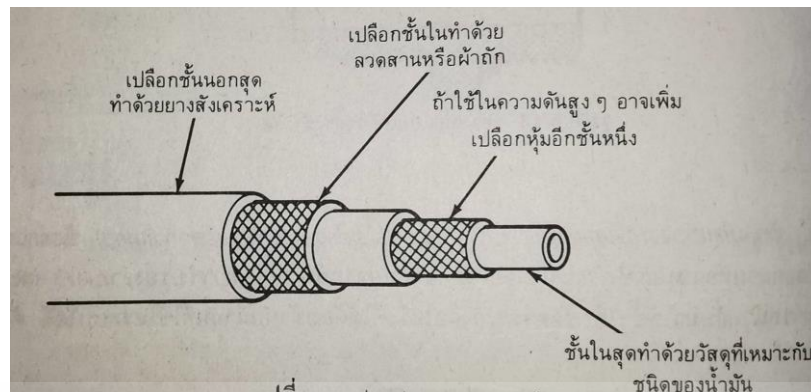
ซึ่งมีประโยชน์ดังนี้

1. ป้องกันเสียงดังและแรงสั่นสะเทือน
2. เป็นตัวเชื่อมต่อระหว่างท่อกับอุปกรณ์ทั้งที่เคลื่อนไหวและไม่เคลื่อนไหว
3. ใช้เป็นตัวเชื่อมต่อกับท่อในบริเวณที่มีเนื้อที่จำกัด
4. ใช้เป็นข้อต่อท่อแบบชั่วคราวได้

ส่วนประกอบของไฮดรอลิก ประกอบด้วยอุปกรณ์ดังนี้

1. ท่อภายใน (inner tube) เป็นทางไหลของน้ำมันไฮดรอลิก ทำด้วยยางสังเคราะห์ไนลอน เทฟลอน หรือวัสดุอื่น ๆ ที่มีผิวเรียบ ทนความร้อน และไม่รั่วซึม
2. ผ้าใบ (reinforcement) อาจทำจากผ้าหรือใยสังเคราะห์ไนลอน หรือไฟเบอร์ลวดสานหรือวัสดุหลายอย่างผสมกัน ส่วนผ้าใบนี้เป็นส่วนที่ทำให้สายไฮดรอลิกสามารถทนความดันได้ แต่จะทนได้เท่าไรนั้นขึ้นอยู่กับชนิดของวัสดุที่ใช้ทำผ้าใบและจำนวนของชั้นผ้าใบที่หุ้มท่อภายใน
3. เปลือกนอก (cover) เป็นส่วนนอกสุดของสาย ใช้หุ้มผ้าใบอีกทีหนึ่ง มักทำจากพลาสติกหรือยาง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.2.14 ส่วนประกอบของสายไฮดรอลิก [18]

2.2.5.2 การเลือกใช้สายไฮดรอลิก

พิจารณาจากอัตราความดันที่สายไฮดรอลิกจะทนได้ ซึ่งสายไฮดรอลิกที่มีขนาดต่างกันและมีจำนวนชั้นผ้าใบไม่เท่ากันก็จะทนความดันได้ต่างกัน ดังนั้นในการเลือกจึงพิจารณาองค์ประกอบดังนี้ คือ

1. อัตราการไหลและความเร็วในท่อทาง

เมื่อทราบความเร็วในการไหลในท่อ เราสามารถแทนค่าเพื่อหาพื้นที่หน้าตัดภายในท่อ ดังสมการ

$$\text{พื้นที่หน้าตัดภายในท่อ } A(\text{in}^2) = \frac{\text{gpm} \times 0.3208}{\text{ความเร็วของน้ำมันในท่อ } \left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}}\right)} \quad (2.46)$$

$$A = \frac{\pi(\text{ID})^2}{4} \quad (2.47)$$

$$\text{ID} = 2\sqrt{\frac{A}{\pi}} \quad (2.48)$$

เมื่อ gpm คือ อัตราการไหล (แกลลอนต่อนาที)

ID คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (นิ้ว)

2. ความดันในการทำงานและแฟกเตอร์ความปลอดภัย

จะต้องเลือกขนาดที่สามารถทนต่อระดับความดันสูงสุดของระบบ และแรงสั่นสะเทือนที่เกิดจากความดันในท่อขณะทำงาน โดยแรงสั่นสะเทือน(shock) ในท่อเกิดขึ้นเมื่อวาล์วควบคุมเริ่มทำงานอย่างกะทันหัน ทำให้น้ำมันหยุดหรือไหลกลับอย่างรวดเร็ว และเกิดจากการหยุดหรือเปลี่ยนทิศทางการเคลื่อนที่อย่างกะทันหันตลอดเวลาของกระบอกสูบหรือมอเตอร์ไฮดรอลิก นอกจากนี้ยังเกิดจากอาการช็อคโหลด (shock load) เมื่อกระบอกสูบหรือมอเตอร์ไฮดรอลิกรับโอเวอร์โหลดอย่างกะทันหันจนหยุดเคลื่อนที่

ก่อนอื่นต้องทราบค่าแฟกเตอร์ความปลอดภัยของท่อและความดันสูงสุดที่ท่อทนได้หรือความดันที่ท่อแตก(burst pressure)ความดันสูงสุดที่ท่อทนได้จะขึ้นอยู่กับความเค้นดึง (tensile strength) ของวัสดุที่ใช้ทำท่อ สำหรับความหนาของท่อและแฟกเตอร์ความปลอดภัยที่แนะนำโดย FPIS (Fluid Power Industry Standards) จะขึ้นอยู่กับปริมาณสูตรของบาร์โลว์ (Barlow's formula)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\text{ความหนาวย่างน้อยที่สุดของท่อ} = \frac{(BP) \times (OD)}{2 \times (TS)} \quad (2.49)$$

$$\text{แฟกเตอร์ความปลอดภัย (FS)} = \frac{\text{ความดันสูงสุดที่ท่อทนได้}}{\text{ความดันในการทำงาน}} = \frac{BP}{WP} \quad (2.50)$$

เมื่อ BP คือ ค่าความดันสูงสุดที่ท่อทนได้ (psi)

WP คือ ค่าความดันในการทำงาน (psi)

OD คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ (in)

TS คือ ค่าเค้นดึงสูงสุดที่ท่อทนได้ (psi)

ตามมาตรฐานอุตสาหกรรม แฟกเตอร์ความปลอดภัยของท่อควรใช้อย่างน้อย ระหว่าง 4 ถึง 1 และ
อย่างมากใช้ 8 ถึง 1

3. ความดันลด

ความดันลดเนื่องจากความเสียดทานภายในท่อและความดันที่เกิดในขณะน้ำมันไหลผ่านอุปกรณ์กีดขวางการไหลต่าง ๆ ในระบบ เช่น คอคอด ข้อต่อ ข้องอ และวาล์วต่าง ๆ ซึ่งความดันลดนี้สามารถคำนวณหาได้โดยสมการของดาร์ซี-ไวส์บัทซ์ หรือสมการของเฮเกน-พอยเซลเล สำหรับการไหลแบบราบเรียบ สมการดังนี้สมการของดาร์ซี-ไวส์บัทซ์ (ใช้ได้ทั้งการไหลราบเรียบและปั่นป่วน)

$$h_L = \frac{f(L)V^2}{2(g)D} \quad (2.51)$$

$$\Delta P = \frac{f \rho L V^2}{2D} \quad (2.52)$$

เมื่อ h_L คือ การสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานภายในท่อ (ft,m)

ΔP คือ ความดันที่ลดเนื่องจากความเสียดทานภายในท่อ (lb/in², bar)

V คือ ความเร็วของน้ำมันในท่อ (ft/sec,m/sec)

D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (ft,m)

ρ คือ ความหนาแน่นของน้ำมัน (slug/ft³,kg/m³)

f คือ แฟกเตอร์ของความเสียดทาน (friction factor)

μ คือ ความหนืดสัมบูรณ์

ν คือ ความหนืดจลน์ (ft²/sec)

$$f \propto \frac{1}{N_R} \quad (2.53)$$

ถ้าการไหลในท่อเป็นแบบราบเรียบ ค่าแฟกเตอร์ของความเสียดทาน สามารถใช้สูตรหาค่า คือ

$$f = \frac{64}{N_R} \quad (2.54)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และ Reynold's number

$$N_R = \frac{\rho VD}{\mu} = \frac{VD}{\nu} \quad (2.55)$$

จากสมการของเฮเกน-พอยเซลเล

$$h_L = \frac{32\nu LV}{gD^2} \quad (2.56)$$

$$\Delta P = \frac{32\rho\nu LV}{D^2} \quad (2.57)$$

หรือจัดรูปสมการใหม่เป็นสูตรใช้เพื่อหาค่าความดันลด เนื่องจากความเสียดทานในท่อที่เกิดขึ้นต่อความยาวท่อ 1 ฟุต

$$\Delta P = \frac{\nu Q}{18300ID^4} \quad (2.58)$$

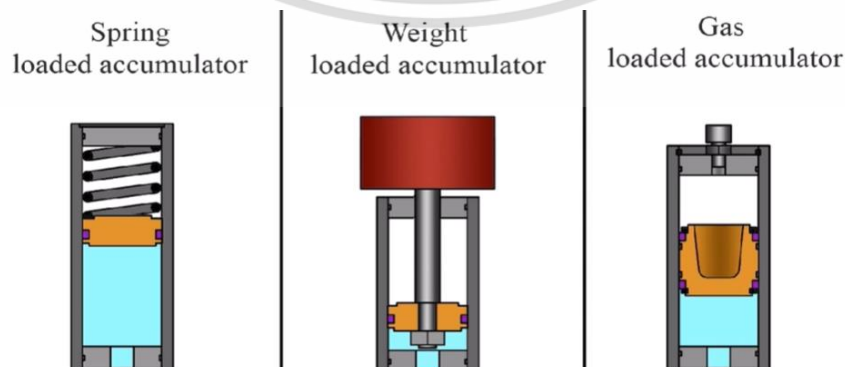
เมื่อ ΔP คือ การสูญเสียความดัน (psi)
 ν คือ ความหนืดจลน์ (SSU,SUS)
 Q คือ อัตราการไหลในท่อ (gpm)
 ID คือ เส้นผ่านศูนย์กลางในท่อ (in)

2.2.6 ถังสะสมพลังงาน (Accumulators)

คือ อุปกรณ์ไฮดรอลิกที่มีการออกแบบมาเพื่อสะสมน้ำมันภายใต้ความดันของระบบไฮดรอลิก ซึ่งจะถูกใช้งานในการทำหน้าที่ สะสมพลังงานในระบบ เพื่อนำมาใช้เป็นตัวช่วยให้ระบบไฮดรอลิกมีความเสถียรในการทำงานมากขึ้น

หากแบ่งประเภทของถังสะสมตามโครงสร้าง จะแบ่งได้ 3 ประเภท ได้แก่

1. ถังสะสมพลังงานชนิดโหลดสปริง (Spring loaded accumulator)
2. ถังสะสมพลังงานชนิดโหลดน้ำหนัก (Weight loaded accumulator)
3. ถังสะสมพลังงานชนิดโหลดก๊าซ (Gas loaded accumulator)



รูปที่ 2.2.15 ลักษณะของถังสะสมความพลังงานแต่ละชนิด [18]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ซึ่งจากลักษณะโครงสร้างภายในถังที่แตกต่างกันแต่ละชนิดนี้ ที่ให้เราสามารถหาค่าความดันภายในถังสะสมพลังงานจากสมการเฉพาะตัวของแต่ละตัว คือ ชนิดไหลตสปริง สามารถหาค่าความดันได้จากการประยุกต์สมการไหลตสปริงได้ดังสมการที่ 2.59

$$P_1 = \frac{Kx}{Area} \quad (2.59)$$

เมื่อ P_1 คือ ความดันภายในถัง

K คือ ค่านิจของสปริง

x คือ ระยะที่สปริงหดตัว

สำหรับ ชนิดไหลตสปริงน้ำหนักแสดงได้ดังสมการที่ 2.60

$$P_1 = \frac{mg}{Area} \quad (2.60)$$

เมื่อ m คือ มวลของน้ำหนักที่ถ่วง

g คือ ค่าเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง

และสำหรับชนิดไหลตก๊าซ

$$P_1 = \frac{P_2 V_2^n}{V_1^n} \quad (2.61)$$

เมื่อ P_2 คือ ความดันของก๊าซที่เข้าไปในถัง

V_2 คือ ปริมาตรที่จุก๊าซ

V_1 คือ ปริมาตรที่จุน้ำมันไฮดรอลิก

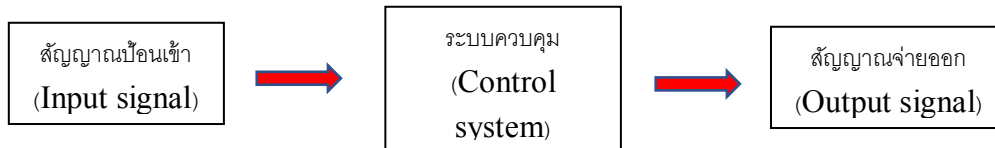
n คือ ค่าคงที่ในการคำนวณก๊าซจริง

2.3 ระบบควบคุมอัตโนมัติ

ระบบควบคุมอัตโนมัติ(Automatic control) หมายถึง ระบบควบคุมซึ่งสามารถทำงานอย่างต่อเนื่องได้ด้วยตนเองเมื่อมีการป้อนสัญญาณเริ่มต้นการทำงานเกิดขึ้นโดยที่มนุษย์ไม่ต้องเข้าไปมีส่วนร่วมในกระบวนการควบคุมการทำงานของระบบไม่ว่าระบบควบคุมนั้นจะได้มีการกำหนดรูปแบบในการทำงานให้สามารถทำงานได้เป็นผลสำเร็จตลอดทั้งระบบหรือการบังคับให้ระบบควบคุมเกิดการดำเนินงานในลักษณะที่จะนำมาซึ่งผลงาน(output) ที่มีคุณสมบัติสอดคล้องหรือเป็นไปตามเป้าหมายที่ถูกกำหนดไว้(set point)ได้ด้วยตัวของมันเอง สำหรับปริมาณทางฟิสิกส์ หรือพารามิเตอร์ที่มักจะถูกควบคุมให้มีค่าเป็นไปตามเป้าหมายที่กำหนดเอาไว้ ได้แก่ อุณหภูมิ อัตราการไหล ความเร็ว ตำแหน่ง ความดัน ฯลฯ

โครงสร้างทั่วไปของระบบควบคุมการทำงาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.3.1 โครงสร้างโดยทั่วไปของระบบควบคุมการทำงาน

2.3.1 กระบวนการควบคุมการทำงาน

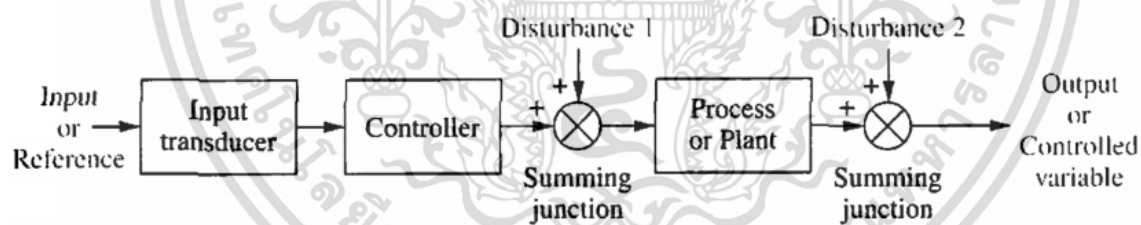
1. การควบคุมแบบวงเปิด (Open loop control)

การควบคุมแบบวงเปิด(Open loop control) หมายถึง ลักษณะการควบคุมซึ่งสัญญาณเอาต์พุตของระบบ หรือการทำงานของกระบวนการไม่มีผลต่อการทำงานของระบบควบคุม นั่นคือ สัญญาณเอาต์พุตของระบบ หรือกระบวนการไม่ได้ถูกตรวจวัด หรือถูกป้อนกลับมาเพื่อทำการเปรียบเทียบกับสัญญาณอินพุต หรือค่าเป้าหมายที่ได้ถูกป้อนเข้าไปยังระบบควบคุม มีโครงสร้างการควบคุมแบบวงเปิดดังแสดงในรูปที่ 2.3.2



รูปที่ 2.3.2 โครงสร้างการควบคุมแบบวงเปิด

จากรูปที่ 2.3.2 มีลักษณะ Block diagrams of control system : open-loop system ดังแสดงในรูปที่ 2.3.3



รูปที่ 2.3.3 Block diagrams of control system : open-loop system [1]

โดย Block diagram คือ วิธีการทางรูปภาพ ซึ่งถูกนำมาใช้เพื่อแสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ระหว่างสัญญาณอินพุต (Input signal) กล่องส่งผ่านสัญญาณ (Transmission box) และสัญญาณเอาต์พุต (Output signal)

Input or Reference คือ ตัวแปรอ้างอิงจะแสดงค่าซึ่งตัวแปรที่ถูกควบคุมจะต้องถูกสมมติทำให้เกิดขึ้น หรืออาจถูกเรียกว่า ค่าเป้าหมาย (Set point value)

Input transducer คือ ตัวแปรข้อมูลหรือพลังงานรูปแบบต่างๆอาจเป็นข้อมูลทางไฟฟ้าหรือสัญญาณ

Controller คือ อุปกรณ์ตัวควบคุมระบบ

Process or Plant คือ กระบวนการทำงานของระบบหรือแผนงานของระบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

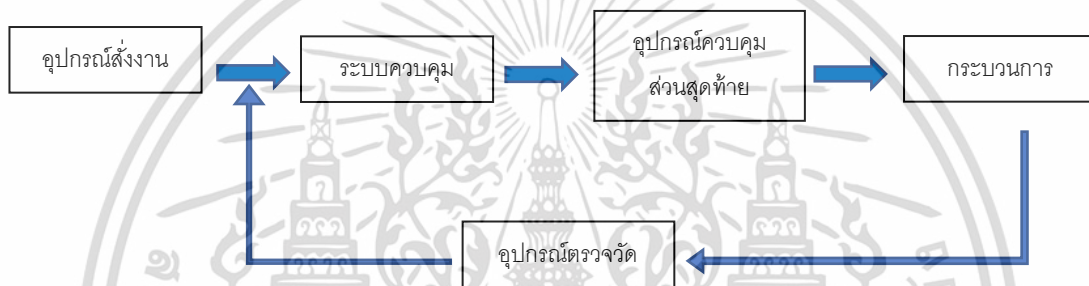
Output or Controlled variable คือ ตัวแปรเอาต์พุตของระบบ

Disturbance คือ ตัวแปรรบกวนเกิดขึ้นจากผลกระทบภายนอกที่ส่งผลกระทบต่อวงจรควบคุม

Error or Actuating signal คือ ค่าความคลาดเคลื่อนของระบบ หรือ ความแตกต่างระหว่างตัวแปรอ้างอิงกับตัวแปรป้อนกลับ

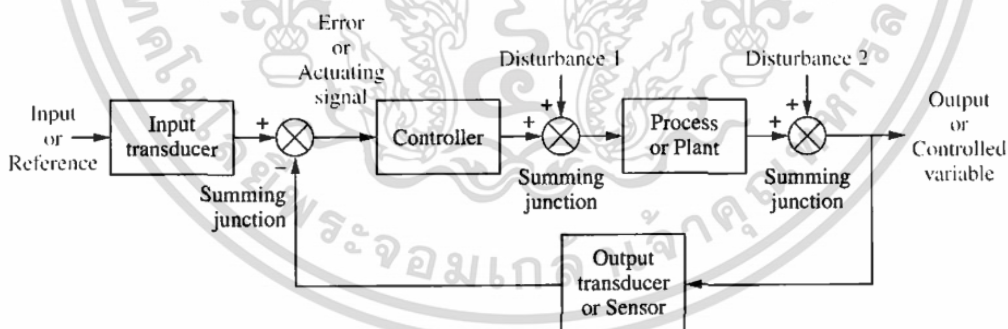
2. การควบคุมแบบวงปิด (Closed loop control)

การควบคุมแบบวงปิด (Closed loop control) หมายถึง ลักษณะการควบคุมซึ่งสัญญาณเอาต์พุตของระบบ หรือการทำงานของกระบวนการมีผลโดยตรงต่อการทำงานของระบบควบคุม ดังนั้นหลักการควบคุมแบบวงปิดนี้เรียกว่า การควบคุมแบบป้อนกลับ(Feedback control) ซึ่งสัญญาณป้อนกลับนี้อาจเป็นสัญญาณเอาต์พุตของกระบวนการโดยตรง หรือเป็นสัญญาณที่มีความสัมพันธ์สอดคล้องกับสัญญาณเอาต์พุตก็ได้ มีโครงสร้างการควบคุมแบบวงปิดดังแสดงในรูปที่ 2.3.4



รูปที่ 2.3.4 โครงสร้างการควบคุมแบบวงปิด

จากรูปที่ 2.3.4 มีลักษณะ Block diagrams of control system : closed-loop system ดังแสดงในรูปที่ 3.3.5



รูปที่ 2.3.5 Block diagrams of control system : closed-loop system [1]

2.3.2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบควบคุม

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ หมายถึงการใช้สัญลักษณ์ทางคณิตศาสตร์เขียนแสดงความสัมพันธ์ของสิ่งต่างๆที่ประกอบกันขึ้นมาเป็นระบบ โดยความสัมพันธ์ดังกล่าวจะมีรูปแบบเป็นสมการ หรือความสัมพันธ์ทางคณิตศาสตร์ซึ่งอาศัยความรู้ทางวิทยาศาสตร์ที่เกี่ยวข้องกับระบบพลวัตนั้นๆ ความสัมพันธ์ทางคณิตศาสตร์ที่ถูกสร้างขึ้นเป็นมีลักษณะเป็นสมการเชิงอนุพันธ์สามัญ (Ordinary differential equations) หรือ สมการดิฟเฟอเรนซ์ (Difference equations) หรือสมการเชิงอนุพันธ์ย่อย (Partial differential equations) ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับ

ระบบพลวัตนั้นๆ โดยโดเมนของระบบอาจเป็นโดเมนเวลาหรือโดเมนความถี่ เมื่อวิเคราะห์นำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบไปประยุกต์กับการแปลงลาปลาซ (Laplace transform) และถูกจัดรูปอย่างเหมาะสมจะได้ “ฟังก์ชันถ่ายโอน (Transfer function)” ซึ่งสามารถนำไปสู่การสร้าง แผนภาพบล็อก (Block diagram) และ กราฟการไหลสัญญาณ (Signal-flow graph)

$$\mathcal{L}[f(t)] = F(s) = \int_{0-}^{\infty} f(t)e^{-st} dt \quad (2.62)$$

สมการที่ 2.62 คือ ฟังก์ชัน Laplace transform

2.3.2.1 ฟังก์ชันถ่ายโอน (Transfer function)

ฟังก์ชันถ่ายโอน (Transfer function) หมายถึงแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอินพุต และเอาต์พุตซึ่งเป็นไปตามพลวัตของระบบ โดยฟังก์ชันถ่ายโอนจะบ่งบอกให้ทราบเหตุปัจจัย (Cause) กับผล (Effect) ของระบบเท่านั้น

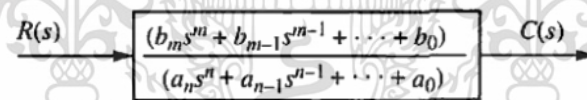
$$G(s) = \frac{C(s)}{R(s)} \quad (2.63)$$

สมการที่ 2.60 คือ Transfer function

โดย $G(s)$ คือ ฟังก์ชันถ่ายโอนของระบบ

$C(s)$ คือ ฟังก์ชันเอาต์พุตของระบบ

$R(s)$ คือ ฟังก์ชันอินพุตของระบบ



รูปที่ 2.3.6 แผนภาพบล็อกของฟังก์ชันถ่ายโอน [1]

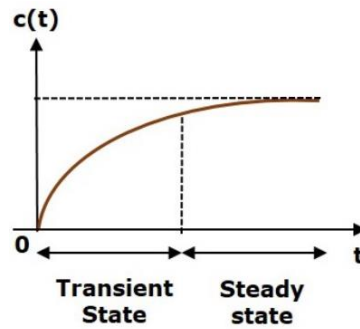
$$\frac{C(s)}{R(s)} = G(s) = \frac{(b_m s^m + b_{m-1} s^{m-1} + \dots + b_0)}{(a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + \dots + a_0)}$$

รูปที่ 2.3.7 Transfer function of block diagram [1]

2.3.2.2 พฤติกรรมของระบบควบคุม

พฤติกรรมของระบบควบคุม แบ่งได้เป็น 2 ช่วงพฤติกรรมได้แก่ พฤติกรรมในสภาวะคงตัว (Steady state) คือ ตัวแปรที่ถูกควบคุมอยู่ในสภาวะหยุดนิ่ง ไม่มีการเปลี่ยนแปลงเกิดขึ้น และพฤติกรรมในสภาวะที่มีการเปลี่ยนแปลง (Transient state) คือ ตัวแปรที่ถูกควบคุมยังคงมีการเปลี่ยนแปลงเกิดขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.3.8 พฤติกรรมของระบบควบคุม

ระบบควบคุมทางกลไกการหมุน(Transfer Functions for Rotational Mechanical System)

มีแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่เกี่ยวข้องกับกลไกทางกลสอดคล้องกับกฎของนิวตันข้อที่ 2 ดังกล่าวไว้ว่า “เมื่อมีแรงลัพธ์ที่มีขนาดไม่เป็นศูนย์มากระทำกับวัตถุ จะทำให้วัตถุเคลื่อนที่ด้วยความเร่งในทิศทางเดียวกับแรงลัพธ์ที่มากระทำ และขนาดของความเร่งจะแปรผันตรงกับขนาดของแรงลัพธ์ และแปรผกผันกับมวลของวัตถุ” แสดงในรูปแบบการเคลื่อนที่(Translational motion) ดังสมการที่ 2.64

$$\sum F = ma \quad (2.64)$$

สมการที่ 2.64 คือ กฎข้อที่สองของนิวตัน(Translational motion)

โดย m คือ มวล (กิโลกรัม)

a คือ ความเร่ง (เมตรต่อวินาที²)

$\sum F$ คือ ผลรวมของแรง (นิวตัน)

หรือแสดงในรูปแบบการหมุน(rotational motion) ดังสมการที่ 2.65

$$\sum T = J\alpha \quad (2.65)$$

สมการที่ 2.65 คือ กฎข้อที่สองของนิวตัน(rotational motion)

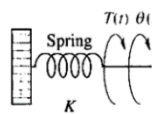
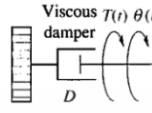
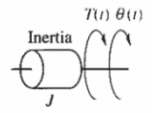
โดย J คือ โมเมนต์ความเฉื่อยของวัตถุ (กิโลกรัม. เมตร²)

α คือ ความเร่งเชิงมุม (เรเดียนต่อวินาที²)

$\sum T$ คือ ผลรวมทอร์ก (นิวตัน.เมตร)

มีฟังก์ชันการถ่ายโอนพื้นฐาน(Transfer function) ของระบบควบคุมทางกลไกการหมุนดังแสดงรูปที่ 2.40

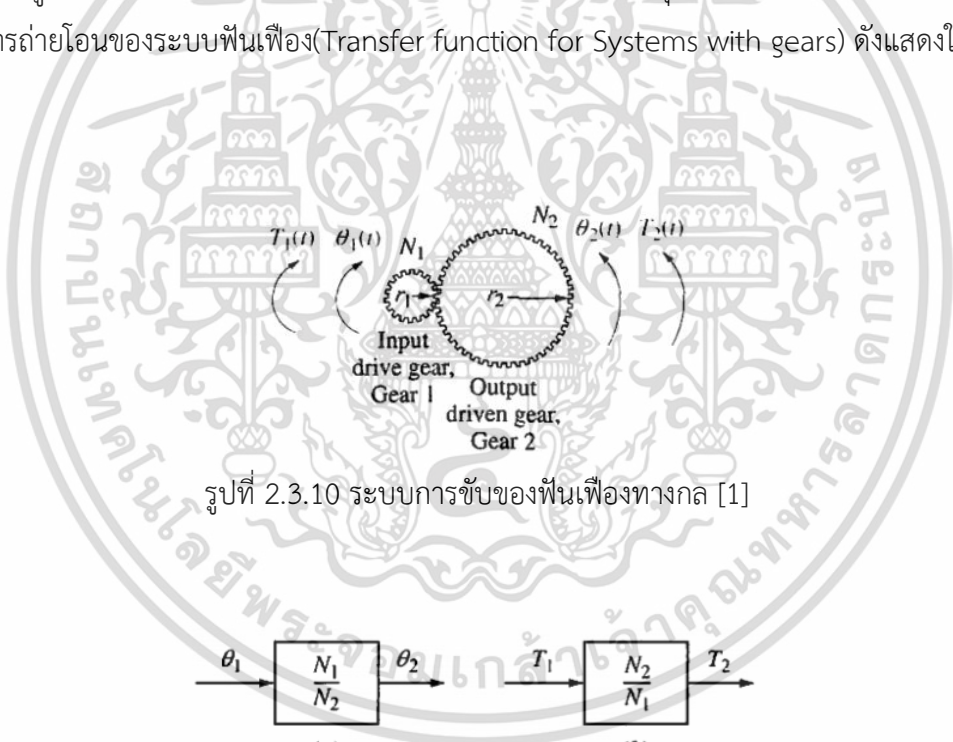
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Component	Torque-angular velocity	Torque-angular displacement	Impedance $Z_M(s) = T(s)/\theta(s)$
	$T(t) = K \int_0^t \omega(\tau) d\tau$	$T(t) = K\theta(t)$	K
	$T(t) = D\omega(t)$	$T(t) = D \frac{d\theta(t)}{dt}$	Ds
	$T(t) = J \frac{d\omega(t)}{dt}$	$T(t) = J \frac{d^2\theta(t)}{dt^2}$	Js^2

Note: The following set of symbols and units is used throughout this book: $T(t)$ – N-m (newton-meters), $\theta(t)$ – rad (radians), $\omega(t)$ – rad/s (radians/second), K – N-m/rad (newton-meters/radian), D – N-m-s/rad (newton-meters-seconds/radian), J – kg-m² (kilograms-meters² – newton-meters-seconds²/radian).

รูปที่ 2.3.9 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดและความเร็วเชิงมุมของส่วนประกอบ [1]

มีฟังก์ชันการถ่ายโอนของระบบฟันเฟือง (Transfer function for Systems with gears) ดังแสดงในรูปที่ 2.3.11



รูปที่ 2.3.10 ระบบการขับเคลื่อนของฟันเฟืองทางกล [1]

รูปที่ 2.3.11 (a) Block diagram แสดงอินพุตและเอาต์พุตมุมเรเดียนของฟันเฟือง

(b) Block diagram แสดงค่าอินพุตและเอาต์พุตทอร์กของฟันเฟือง

มีความสัมพันธ์ทางคณิตศาสตร์ของระบบฟันเฟือง ดังแสดงในสมการที่ 2.64 ถึงสมการที่ 2.69

$$\frac{\theta_2}{\theta_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{N_1}{N_2} \tag{2.66}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการที่ 2.66 แสดงความสัมพันธ์การส่งถ่ายพลังงานทางกลของระบบฟันเฟือง

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{\theta_1}{\theta_2} = \frac{N_2}{N_1} \quad (2.67)$$

สมการที่ 2.67 แสดงความสัมพันธ์การส่งถ่ายพลังงานทางกลของระบบฟันเฟือง

$$r_1\theta_1 = r_2\theta_2 \quad (2.68)$$

สมการที่ 2.68 แสดงความสัมพันธ์การส่งถ่ายพลังงานทางกลของระบบฟันเฟือง

$$T_1\theta_1 = T_2\theta_2 \quad (2.69)$$

สมการที่ 2.69 แสดงความสัมพันธ์การส่งถ่ายพลังงานทางกลของระบบฟันเฟือง

2.3.3 การปรับปรุงข้อผิดพลาดจากการตอบสนองแบบคงตัวและชั่วคราว

2.3.3.1 การออกแบบ PID คอนโทรลเลอร์ สำหรับการปรับปรุงค่าผิดพลาด

PID คอนโทรลเลอร์ ถูกใช้ในการควบคุมค่าความผิดพลาดของระบบให้เหลือน้อยที่สุด โดยการปรับค่าสัญญาณขาเข้าของกระบวนการ ซึ่งค่าตัวแปรของ PID ที่ใช้ จะปรับเปลี่ยนไปตามธรรมชาติของระบบ ทรานส์เฟอร์ฟังก์ชันของ PID คือ

$$G_c(s) = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s = \frac{K_d \left(s^2 + \frac{K_p}{K_d} s + \frac{K_i}{K_d} \right)}{s} \quad (2.70)$$

จากสมการข้างต้นแสดงให้เห็นว่า PID ขึ้นอยู่กับสามตัวแปร คือ ค่าสัดส่วน(P), ค่าปริพันธ์(I) และ อนุพันธ์(D) โดย

1. ค่าสัดส่วน หรือ อัตราขยาย กำหนดจากผลของความผิดพลาดในปัจจุบัน ซึ่งจะเปลี่ยนแปลงเป็นสัดส่วนของค่าความผิดพลาด การตอบสนองของสัดส่วนสามารถทำได้โดยการคูณค่าความผิดพลาดด้วยค่าคงที่ K_p หรือ อัตราขยายสัดส่วน โดยเทอมของสัดส่วนจะเป็นดังสมการที่ 2.71

$$P_{out} = K_p e(t) \quad (2.71)$$

เมื่อ P_{out} คือ สัญญาณขาออกของเทอมสัดส่วน

K_p คือ อัตราขยายสัดส่วน หรือ ตัวแปรปรับค่าได้

e คือ ค่าความผิดพลาด (=ค่าเริ่มต้น-ค่าผลลัพธ์กระบวนการ)

t คือ เวลา เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลของอัตราขยายสัดส่วนที่สูง ส่งผลให้ค่าความผิดพลาดนั้นเปลี่ยนแปลงมากเช่นกัน ดังนั้นหากสูงเกินไป ระบบก็จะไม่เสถียรได้ แต่หากต่ำเกินไป ระบบควบคุมก็จะมีผลตอบสนองต่อกระบวนการน้อยตามเช่นกัน

2. ค่าปริพันธ์ หรือ รีเซต กำหนดจากผลบนพื้นฐานของผลรวมความผิดพลาดที่พ่วงผ่านไป โดยเป็นสัดส่วนของขนาดความผิดพลาดและระยะเวลาของความผิดพลาด ซึ่งผลรวมของความผิดพลาดในทุกช่วงเวลาหรือปริพันธ์ของความผิดพลาดนั้น จะเป็นออฟเซตสะสมที่ควรจะเป็นในก่อนหน้า ความผิดพลาดสะสมจะถูกคูณโดยอัตราขยายปริพันธ์ ซึ่งขนาดของผลของเทอมปริพันธ์จะกำหนดโดยอัตราขยายปริพันธ์ K_i และเทอมปริพันธ์จะเป็นไปตามสมการ คือ

$$I_{out} = K_i \int_0^t e(\tau) d\tau \quad (2.72)$$

เมื่อ I_{out} คือ สัญญาณขาออกของเทอมปริพันธ์

K_i คือ อัตราขยายปริพันธ์ หรือ ตัวแปรปรับค่าได้

e คือ ความผิดพลาด

t คือ เวลา

τ คือ ตัวแปรปริพันธ์หุน

เทอมปริพันธ์เมื่อรวมกับสัดส่วน จะเร่งกระบวนการให้เข้าสู่จุดที่ต้องการและขจัดความผิดพลาดที่เหลืออยู่ที่เกิดจากการใช้เพียงเทอมสัดส่วน แต่อย่างไรก็ตาม เทอมปริพันธ์เป็นการตอบสนองต่อความผิดพลาดสะสมในอดีต จึงสามารถทำให้เกิดโอเวอร์ชูตได้ (ข้ามจุดที่ต้องการและเกิดการหันเหไปทิศทางอื่น)

3. ค่าอนุพันธ์ กำหนดจากผลบนพื้นฐานของอัตราการเปลี่ยนแปลงของค่าความผิดพลาด โดยอัตราการเปลี่ยนแปลงของความผิดพลาดจากกระบวนการนั้นคำนวณหาจากความชันของความผิดพลาดทุกเวลา หรือที่เรียกว่า “อนุพันธ์อันดับหนึ่งสัมพันธ์กับเวลา” และคูณด้วยอัตราขยายอนุพันธ์ K_d และเทอมของอนุพันธ์เป็นดังสมการ คือ

$$D_{out} = K_d \frac{d}{dt} e(t) \quad (2.73)$$

เมื่อ D_{out} คือ สัญญาณขาออกของเทอมอนุพันธ์

K_d คือ อัตราขยายอนุพันธ์ หรือ ตัวแปรปรับค่าได้

e คือ ความผิดพลาด

t คือ เวลา

เทอมอนุพันธ์จะชะลออัตราการเปลี่ยนแปลงของสัญญาณขาออกของระบบควบคุมและด้วยผลนี้จะช่วยให้ระบบควบคุมเข้าสู่จุดที่ต้องการ ดังนั้นเทอมอนุพันธ์จะใช้ในการลดขนาดของโอเวอร์ชูตที่เกิดจากเทอมปริพันธ์และทำให้เสถียรภาพของการรวมกันของระบบควบคุมดีขึ้น แต่อย่างไรก็ตามอนุพันธ์ของสัญญาณรบกวนที่ถูก

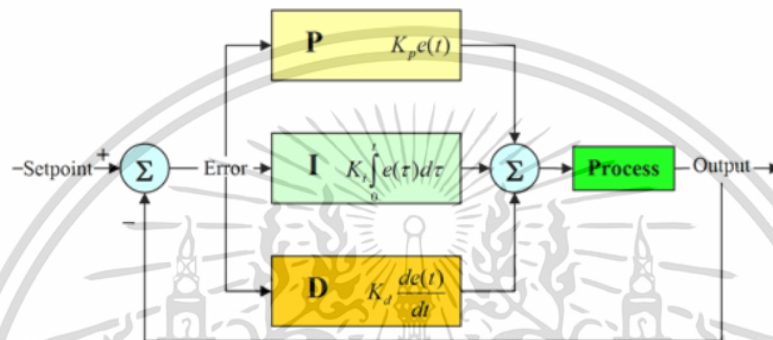
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขยายในระบบควบคุมจะไวมากต่อการรบกวนในเทอมของความผิดพลาดและสามารถทำให้กระบวนการไม่เสถียรได้ถ้าสัญญาณรบกวนและอัตราขยายอนุพันธ์มีขนาดใหญ่เพียงพอ

จากข้อมูลของแต่ละตัวแปรที่เกี่ยวข้องใน PID เมื่อนำค่ามารวมกันจะได้สมการผลลัพธ์ของ PID โดยกำหนดให้ $u(t)$ แทน สัญญาณขาออกของ PID คือ

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{d}{dt} e(t) \quad (2.74)$$

ซึ่งแสดงเป็นบล็อกไดอะแกรมได้ดังภาพ



รูปที่ 2.3.12 บล็อกไดอะแกรมของ PID

2.3.4 ระบบควบคุมด้วยไมโครคอนโทรลเลอร์ Arduino® UNO R3

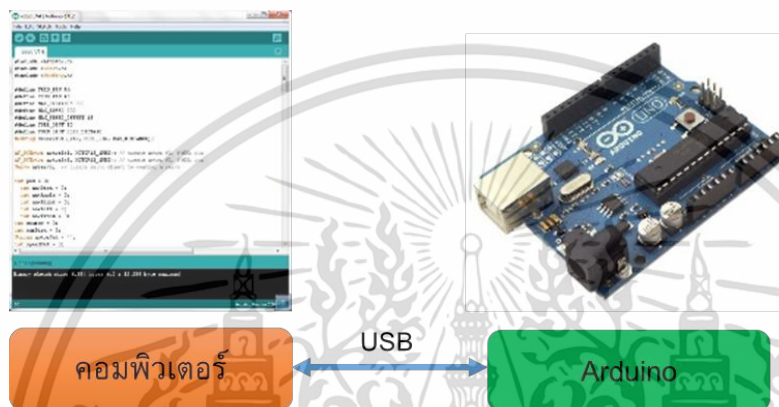
Arduino คือชื่อเรียกของแพลตฟอร์มของการเขียนโปรแกรมลงไมโครคอนโทรลเลอร์ โดยสามารถออกแบบ สร้างสรรค์สิ่งต่าง ๆ ได้ตามความคิด ความต้องการ จนสร้างออกมาเป็นชิ้นงานที่ใช้ได้จริง มีความสะดวก ง่ายต่อการใช้งาน โดยไม่จำเป็นต้องมีความรู้เรื่องการต่อวงจรที่ซับซ้อน อีกทั้งการเขียนโปรแกรมที่เข้าใจง่ายด้วยพื้นฐานทางภาษา C มีการใช้งานที่หลากหลายโดยทั่วไป อีกทั้งมีโค้ดตัวอย่างและโปรเจกให้ศึกษาด้วยตัวเองจำนวนมาก ทำให้ง่ายต่อการเรียนรู้ด้วยตัวเอง เหตุผลที่มีการใช้งานโดยแพร่หลายทั่วไปเพราะบอร์ดทดลองมีราคาไม่สูง สามารถเลือกใช้งานตามความเหมาะสม เช่น เซนเซอร์โมดูล และอุปกรณ์เสริมการทำงานของบอร์ดทดลองจำนวนมาก โดยแพลตฟอร์ม Arduino มีการทำงานแบบโอเพ่นซอร์ส(open source) คือมีการเปิดเผยข้อมูลทั้งด้าน Hardware และ Software

ไมโครคอนโทรลเลอร์ คือ หัวใจของ Arduino® เป็นตัวประมวลผลการทำงานให้มีความสามารถทำงานให้ได้ผลลัพธ์ตามที่สร้างสรรค์ ออกแบบไว้ โดยเรียบง่ายต่อการใช้งานบนบอร์ดทดลอง รวมทั้งติดต่อสื่อสารกับเครื่องคอมพิวเตอร์ มีโปรเซสเซอร์ทำหน้าที่ประมวลผล มีหน่วยความจำแบบ RAM สำหรับเก็บข้อมูลขณะทำงาน มีหน่วยความจำ EPROM หรือหน่วยความจำ Flash ทำหรับการเก็บข้อมูลโปรแกรมโดยไม่ต้องใช้ไฟฟ้า มีหน่วยควบคุม Input สามารถอ่านสัญญาณแบบดิจิตอลค่า 0 หรือ 1 และสัญญาณแบบ analog ช่วงแรงดันไฟฟ้า 0-5V ทำให้เราสามารถติดต่อกับเซนเซอร์ต่าง ๆ เช่น แสง อุณหภูมิ ความชื้น เสียงและอื่น ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

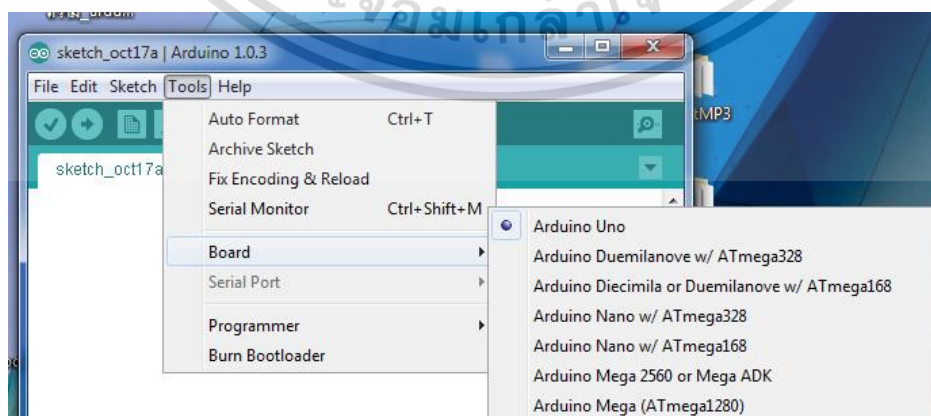
มีหน่วยควบคุม Output สามารถควบคุมอุปกรณ์สั่งงานเปิด/ปิด หรือส่งสัญญาณแบบ analog ช่วงแรงดันไฟฟ้า 0-5V ทำให้เราสามารถ เปิด/ปิดไฟ หรือไฟ ควบคุมความเร็วมอเตอร์ และอื่น ๆ ชนิด บอร์ดทดลองที่นิยมใช้งานกันโดยทั่วไปได้แก่ Arduino® Uno / Arduino® Pro mini / Arduino® nano มีพื้นที่สำหรับเขียนโปรแกรมและ ขาควบคุม I/O จำนวนมาก เพียงพอกับงานทั่ว ๆ ไป ซึ่งทั้งหมดใช้ชิพ Atmega328P ตัวเดียวกัน

2.3.3.1 รูปแบบการเขียนโปรแกรมบน Arduino®



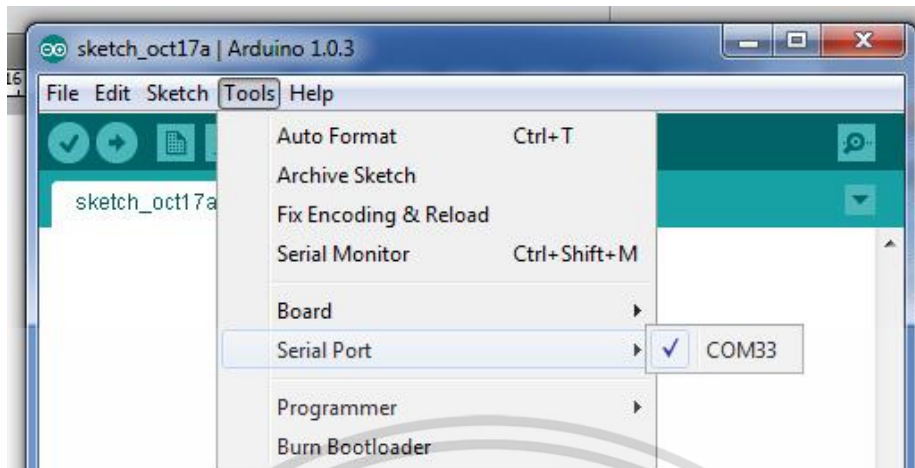
รูปที่ 2.3.13 รูปแบบการเขียนโปรแกรมบน Arduino® [10]

1. สามารถเขียนโปรแกรมควบคุมบนคอมพิวเตอร์ โดยใช้โปรแกรม Arduino® IDE สามารถดาวน์โหลดได้จากแหล่งเว็บไซต์ Arduino.cc/en/main/software
2. เมื่อเขียนโค้ดโปรแกรมเรียบร้อยแล้ว ให้เลือกรุ่นบอร์ด Arduino® ที่นำมาใช้งานและหมายเลข Com port บนโปรแกรม Arduino® IDEคอมพิวเตอร์



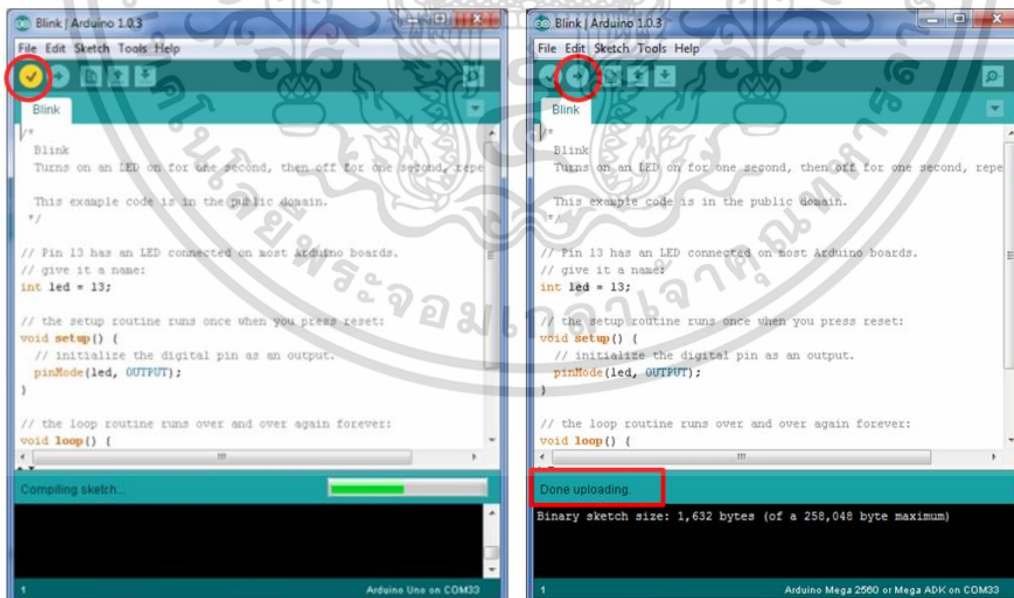
รูปที่ 2.3.14 เลือกุ่นบอร์ด Arduino ตามการใช้งาน [10]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



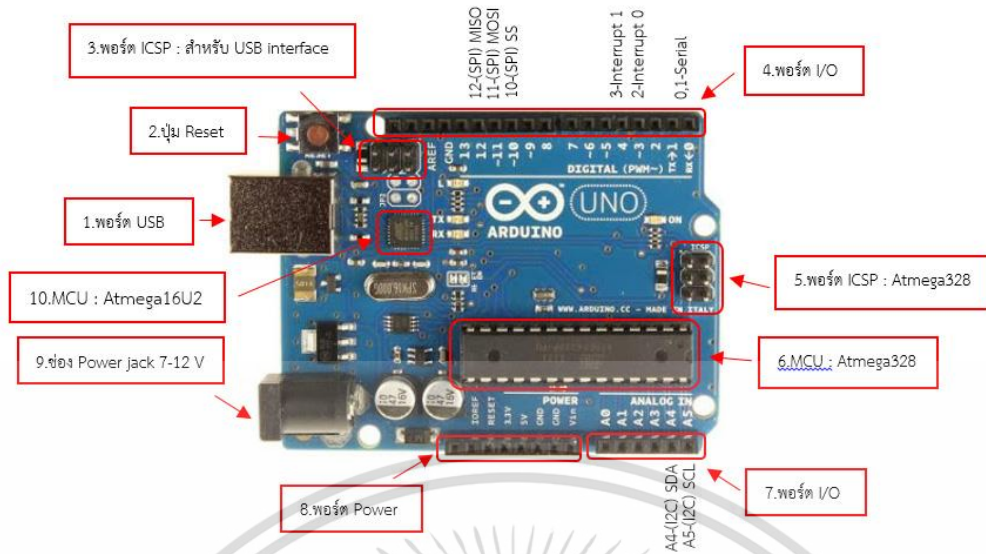
รูปที่ 2.3.15 เลือกลำดับหมายเลข Comport ของบอร์ดบนคอมพิวเตอร์ [10]

3. เมื่อเขียนโค้ดการทำงานเสร็จสิ้น สามารถกดปุ่ม Verify เพื่อตรวจสอบความถูกต้องและ Compile โค้ดโปรแกรม เพื่อ Upload โค้ดการทำงานที่ได้ออกแบบไว้ในโปรแกรมส่งการทำงานควบคุมไปยังบอร์ด Arduino ผ่านทางสาย USB หากอัปโหลดเรียบร้อยแล้ว จะแสดงข้อความแถบข้างล่าง “Done uploading” และบอร์ดจะเริ่มการทำงานตามทีออกแบบสร้างสรรค์การทำงานในโปรแกรมทันที



รูปที่ 2.3.16 การตรวจสอบความถูกต้องและอัปโหลดโค้ดบนโปรแกรม [10]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.3.17 Layout & Pin out Arduino Board (Model: Arduino® UNO R3) [10]

จากรูปที่ 2.3.17 มีองค์ประกอบบนบอร์ด Arduino® UNO R3 ดังนี้

1. USB Port: ใช้สำหรับการเชื่อมต่อกับ Computer เพื่ออัปโหลดโปรแกรมเข้า MCU และจ่ายไฟให้กับบอร์ด
2. Reset Button: คือปุ่ม Reset เมื่อต้องการให้ MCU เริ่มการทำงานใหม่
3. ICSP Port ของ Atmega16U2 เป็นพอร์ตที่ใช้โปรแกรม Visual Com port บน Atmega16U2
4. I/O Port: Digital I/O มีขา D0 ถึง D13 บาง Pin มีหน้าที่พิเศษเพิ่มเติม เช่น Pin0,1 เป็นขา Tx,Rx Serial, Pin3,5,6,9,10 และ 11 เป็นขา PWM
5. ICSP Port: Atmega328 เป็นพอร์ตที่ใช้โปรแกรม Bootloader
6. MCU: Atmega328 เป็น MCU ที่ใช้บนบอร์ด Arduino
7. I/O Port: นอกจากจะเป็น Digital I/O แล้ว ยังเปลี่ยนเป็น ช่องรับสัญญาณอนาล็อก ตั้งแต่ขา A0-A5
8. Power Port: ไฟเลี้ยงของบอร์ดเมื่อต้องการจ่ายไฟให้กับวงจรภายนอก ประกอบด้วยขาไฟเลี้ยง +3.3 V, +5V, GND, Vin
9. Power Jack: รับไฟจาก Adapter โดยที่แรงดันอยู่ระหว่าง 7-12 V
10. MCU ของ Atmega16U2 เป็น MCU ที่ทำหน้าที่เป็น USB to Serial โดย Atmega328 จะติดต่อกับ Computer ผ่าน Atmega16U2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

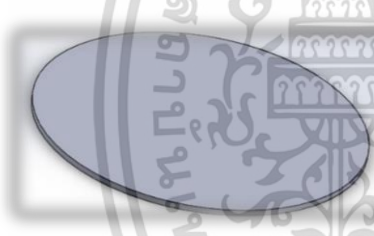
การดำเนินงาน

การดำเนินงานแบ่งรายละเอียดขั้นตอนการดำเนินงานได้ 4 ส่วน ได้แก่

1. สร้างแบบจำลองคอมพิวเตอร์ของกลไกและวิเคราะห์ภาระแรงที่เกิดขึ้น เพื่อนำไปออกแบบระบบขับเคลื่อน
2. ออกแบบระบบฟันเฟืองแบบ Internal spur gear เพื่อวิเคราะห์ความแข็งแรง สามารถนำมาใช้งานในระบบได้อย่างปลอดภัย
3. สร้างแบบจำลองคอมพิวเตอร์ของระบบไฮดรอลิกและวิเคราะห์ภาระแรงที่เกิดขึ้น เพื่อนำมาออกแบบระบบไฮดรอลิกให้มีประสิทธิภาพในการนำมาใช้งานได้อย่างปลอดภัย
4. ออกแบบระบบทางไฟฟ้าในการควบคุมระบบไฮดรอลิกเบื้องต้น

3.1 แบบจำลองคอมพิวเตอร์ของกลไก และวิเคราะห์ภาระแรงที่เกิดขึ้น

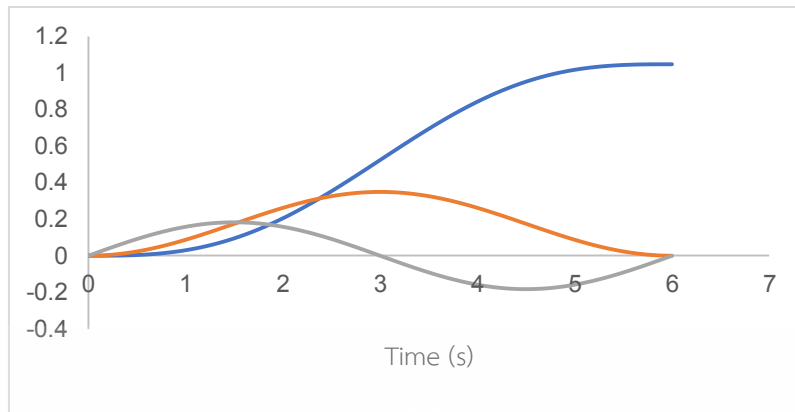
เพื่อหาภาระที่ใช้ในการขับเคลื่อนแทนหมุน สำหรับออกแบบความแข็งแรงทางกลและขนาดอุปกรณ์กำลังทางกลสำหรับขับเคลื่อนแบบจำลองแทนกลีบรูด ตามคุณลักษณะเฉพาะเทียบเท่า ตามตารางที่ 3

 แทนกลีบรูดเทียบเท่า	Dimension	$\varnothing=4.35$ m
	Material	Steel
	Mass	2200 kg
	Moment of Inertia	12540 kg.m ²

ตารางที่ 3 แสดงคุณลักษณะเฉพาะเทียบเท่าของแทนกลีบรูด

ออกแบบแทนกลีบรูดให้สามารถรับภาระน้ำหนักรถยนต์บรรทุกทุกขนาด 2-4 ตัน มีลักษณะการทำงานเป็นไปตามรูปแบบที่ออกแบบไว้คือ แทนกลีบรูดสามารถหมุนไปด้วยมุม 60 องศา หรือ 1.05 rad ต่อการกลีบรูดยนต์ด้วยความเร็วรอบการทำงานที่ 0.5 – 2 รอบต่อนาที มีฟังก์ชันการเคลื่อนที่ตามกราฟที่แสดงในตาราง 3.1 ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.1.1 ความสัมพันธ์ระหว่างเรเดียน, ความเร็วเชิงมุม, ความเร่งเชิงมุมเทียบกับเวลา
เส้นสีฟ้า แสดงมุมเรเดียนลักษณะการเคลื่อนที่ของแท่นกัลบริดเทียบกับเวลา
เส้นสีส้ม แสดงความเร็วเชิงมุมลักษณะการเคลื่อนที่เชิงมุมของแท่นกัลบริดเทียบกับเวลา
เส้นสีเทา แสดงความเร่งเชิงมุมของแท่นกัลบริดเทียบกับเวลา

โดยมีแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของมุมเรเดียนเทียบกับเวลา ดังสมการที่ 3.1

$$\theta = \frac{\pi}{9} \left(\frac{t}{2} - \frac{3 \sin(\pi t/3)}{2\pi} \right) \quad (3.1)$$

มีแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของความเร็วเชิงมุมเทียบกับเวลา ดังสมการที่ 3.2

$$\omega = \frac{\pi}{9} \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos(\pi t/3) \right) \quad (3.2)$$

มีแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของความเร่งเชิงมุมเทียบกับเวลา ดังสมการที่ 3.3

$$\alpha = \frac{\pi^2}{54} \sin(\pi t/3) \quad (3.3)$$

โดย

θ คือ มุมเรเดียน (เรเดียน)

ω คือ ความเร็วเชิงมุม (เรเดียน/วินาที)

α คือ ความเร่งเชิงมุม (เรเดียน/วินาที²)

3.2 แบบจำลองระบบพื่นเฟืองวงแหวน

ในการวิเคราะห์การะโหลดที่เกิดขึ้นในแท่นกัลบริดพิจารณาโดยใช้ลักษณะการเคลื่อนที่ของแท่นกัลบริด ตามที่แสดงในรูปที่ 3.2.1 พบว่าต้องใช้กำลังอย่างน้อยในการขับเคลื่อนแท่นกัลบริดอยู่ที่ 1212.08 วัตต์ หรือใช้ทอร์คในการขับเคลื่อนแท่นกัลบริดอยู่ที่ 3564.024 นิวตัน.เมตร เมื่อได้ภาระของแท่นกัลบริดคือ 1212.08 วัตต์ หรือทอร์ค 3564.024 นิวตัน.เมตร จึงนำค่าภาระที่ได้มาวิเคราะห์ออกแบบเฟืองวงนอกสุด เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(Internal spur gear) เพื่อเป็นเฟืองตามในการขับเคลื่อนกลับรถ เลือกใช้วัสดุประเภทเหล็กคาร์บอนต่ำ ซึ่งมีความสามารถในการรับรับโหลดที่มีขนาดสูง โดยออกแบบลักษณะจำเพาะของเฟือง คือค่าโมดูลเฟืองมีค่าเท่ากับ 8 มีจำนวนฟัน 100 ฟัน และมี Diameter pitch เท่ากับ 1 เมตร แสดงดังรูปที่ 3.2.1

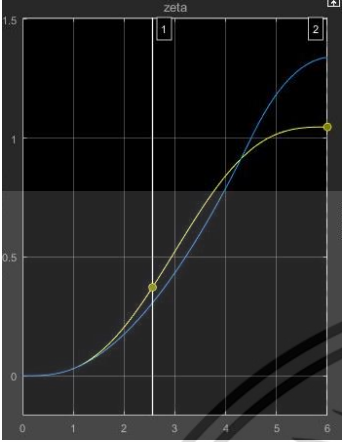
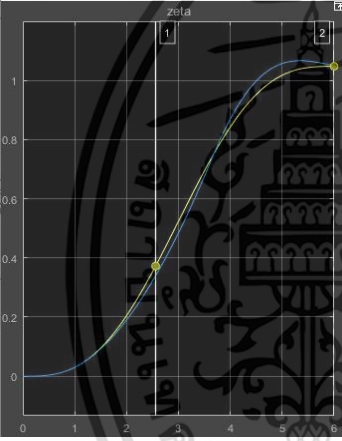
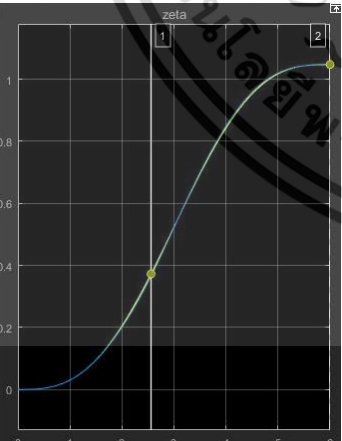


รูปที่3.2.1 ต้นแบบชุดฟันเฟืองสำหรับขับเคลื่อนชุดแทนกลับรถ



รูปที่3.2.2 เกียร์วงเดือน 100 ฟัน โมดูล 8 เส้นผ่านศูนย์กลาง 1 เมตร

ใช้โปรแกรม MATLAB® ในการ simulation วิเคราะห์อัตราทดเฟืองเพื่อหาผลลัพธ์ของแทนกลับรถที่เหมาะสมในการออกแบบชุดฟันเฟืองขับ ได้ผลลัพธ์จากMATLAB® สามารถเปรียบเทียบผลแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ ได้ดังแสดงในตารางที่ 4

แสดงผลการแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ ใน MATLAB®	อัตราทดเกียร์	คำอธิบาย
	8	เมื่อระบบไฮดรอลิกส่งกำลังให้แทนกลับรถมีลักษณะการเคลื่อนที่ในช่วงเวลาที่ 1.2 – 4.3 วินาที ที่ระบบไฮดรอลิกไม่สามารถส่งกำลังให้แทนกลับรถมีลักษณะการเคลื่อนที่ที่ออกแบบไว้ได้
	9	เมื่อระบบไฮดรอลิกส่งกำลังให้แทนกลับรถมีลักษณะการเคลื่อนที่ในช่วงเวลาที่ 1.5 - 3.8 วินาที และช่วงเวลา 3.9 – 6 วินาที ที่ระบบไฮดรอลิกไม่สามารถส่งกำลังให้แทนกลับรถมีลักษณะการเคลื่อนที่ที่ออกแบบไว้ได้
	10	เมื่อระบบไฮดรอลิกส่งกำลังให้แทนกลับรถมีลักษณะการเคลื่อนที่ใกล้เคียงกับลักษณะการเคลื่อนที่ที่ออกแบบไว้ จึงเลือกอัตราทดเฟืองที่ 10 ในการออกแบบเฟือง

ตารางที่ 4 แสดงผลลัพธ์จากแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ ใน MATLAB®

จากผลลัพธ์แบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ จาก MATLAB® พบว่าชุดเฟืองขับที่มีอัตราทดเฟือง 10 มีคุณลักษณะเหมาะสมที่จะใช้ออกแบบลักษณะจำเพาะของฟันเฟืองเนื่องจากมีความสามารถในการส่งกำลังให้เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนกลับริฐมีลักษณะการหมุนตามฟังก์ชันที่ออกแบบไว้ได้ นำผลลัพธ์ที่ได้จาก MATLAB® ไปคำนวณความแข็งแรงของวัสดุ จากภาระโหดโดยอ้างอิงจากสมการที่ 3.4

$$\sigma = \frac{(F_b)}{b(Y)m} \quad (3.4)$$

โดย

b คือ ความหนาเฟือง (เมตร)

m คือ โมดูลของเฟือง

Y คือ ค่าคงที่ซึ่งสัมพันธ์กับจำนวนฟันเฟือง

F_b คือ แรงในแนวราบ (นิวตัน)

σ คือ ความเค้น (นิวตันต่อตารางเมตร)

แทนค่าตามข้อมูลของฟันเฟืองดังแสดงในตารางที่ 3.3 ลงในสมการที่ 3.4 พบว่าเกิดความเค้นที่ฟันเฟืองมีค่าประมาณอยู่ที่ 380 MPa เมื่อคิดเป็นค่าประกอบความปลอดภัยที่ 1.5 โดยเลือกออกแบบวัสดุที่ใช้ทำฟันเฟืองวัสดุชนิด AISI4140 มีค่าUltimate tensile strength อยู่ที่ 655 MPa และมีค่า Yield Strength อยู่ที่ 415 MPa

อัตราทดเฟือง	10
โมดูลเฟือง	8
จำนวนฟัน	10 ฟัน
เส้นผ่าศูนย์กลาง	80 มม.
ความหนาเฟือง	52 มม.

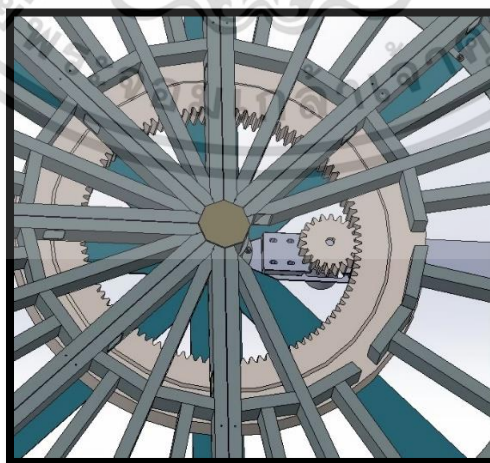
ตารางที่ 5 คุณลักษณะเฉพาะของเฟืองขับที่เหมาะสมจากแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ใน MATLAB®



รูปที่ 3.2.3 ฟันเฟืองวงแหวน ที่เลือกนำมาใช้งาน

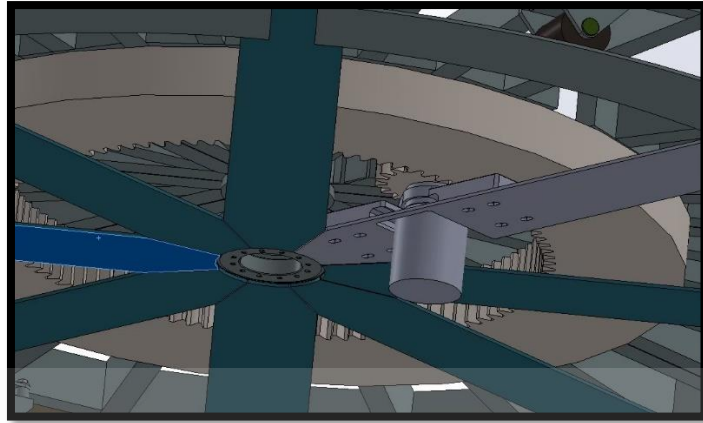
ออกแบบระบบขับเคลื่อนแทนกลับริดโดยเลือกใช้ระบบไฮดรอลิกเป็นตัวส่งกำลังให้ระบบแทนกลับริดสามารถขับเคลื่อนได้ตามลักษณะการเคลื่อนที่ที่ได้ออกแบบไว้ ส่วนประกอบหลักของระบบขับเคลื่อนแทนกลับริดที่ใช้ระบบไฮดรอลิก ได้แก่ ปั๊มไฮดรอลิก วาล์วควบคุม มอเตอร์ไฮดรอลิก ฟันเฟือง ตัวแทนขับเคลื่อน ตัวแทนขับเคลื่อนและฟันเฟือง ถูกควบคุมด้วยกำลังจากปั๊มส่งถ่ายไปยังวาล์วควบคุมจากนั้นวาล์วควบคุมส่งถ่ายกำลังไปยังมอเตอร์ไฮดรอลิกจากนั้นส่งถ่ายกำลังไปยังระบบขับเคลื่อนแทน ทำให้ระบบขับเคลื่อนแทนเคลื่อนที่ได้ตามต้องการ มีลักษณะการประกอบระบบขับเคลื่อนส่งถ่ายกำลังดังแสดงได้ในรูปที่ 3.2.4 และรูปที่ 3.2.5 แทนมีลักษณะดังรูปที่ 3.2.6

โดยแทนกลับริดถูกวางไว้ด้านพื้นระนาบ เฟืองแบบวงแหวน ถูกเชื่อมต่อเข้ากับแทนขับเคลื่อน มีฟันเฟืองสวมเข้ากับไฮดรอลิกมอเตอร์ประกบเข้ากับฟันเฟืองแบบ internal spur gear ทำให้ฟันเฟืองวงแหวนสามารถเคลื่อนที่ได้ด้วยการขับจากมอเตอร์ไฮดรอลิก มอเตอร์ไฮดรอลิกจะถูกยึดเข้ากับพื้นระนาบด้วยสกรูยึดพื้น ดังแสดงในรูปที่ 3.2.7



รูปที่ 3.2.4 ระบบขับเคลื่อนแทนกลับริด 3D (มุมมองด้านล่าง)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.2.5 ระบบขับเคลื่อนแทนเกียร์รถ 3D (มุมมองด้านข้าง)



รูปที่ 3.2.6 แทนขับเคลื่อน



รูปที่ 3.2.7 ลักษณะการยึดของมอเตอร์ไฮดรอลิกกับพื้นระนาบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.2.8 เฟืองประกบระหว่างมอเตอร์ไฮดรอลิกกับเฟืองวงแหวน

3.3 แบบจำลองคอมพิวเตอร์ของระบบไฮดรอลิกและวิเคราะห์ภาระแรงที่เกิดขึ้น

ในเบื้องต้นกระบวนการขับเคลื่อนในระบบของแท่นกลับริดได้ถูกออกแบบการทำงานตั้งแต่รับค่าอินพุตผ่านกระบวนการทำงานจนได้ค่าเอาต์พุตออกมา กระบวนการทั้งระบบสามารถแบ่งเป็น 3 ส่วนประกอบได้แก่

ส่วนประกอบที่ 1 ระบบการขับเคลื่อนหรือจ่ายพลังงานให้ระบบ

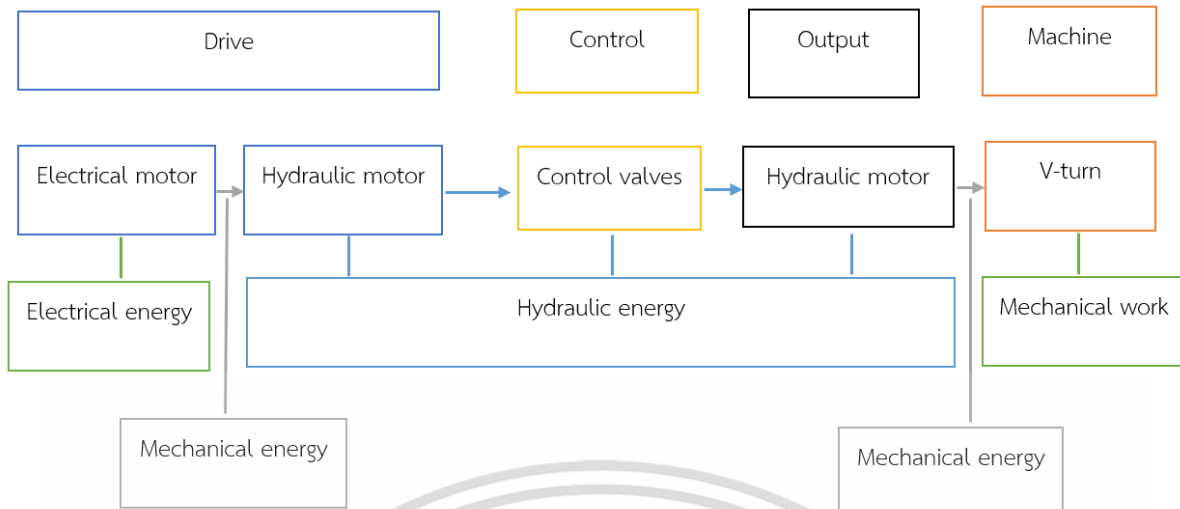
ส่วนประกอบที่ 2 ระบบการควบคุมการเคลื่อนที่ให้เป็นไปตามกำหนด

ส่วนประกอบที่ 3 ระบบวัดค่าการตอบสนองของระบบ

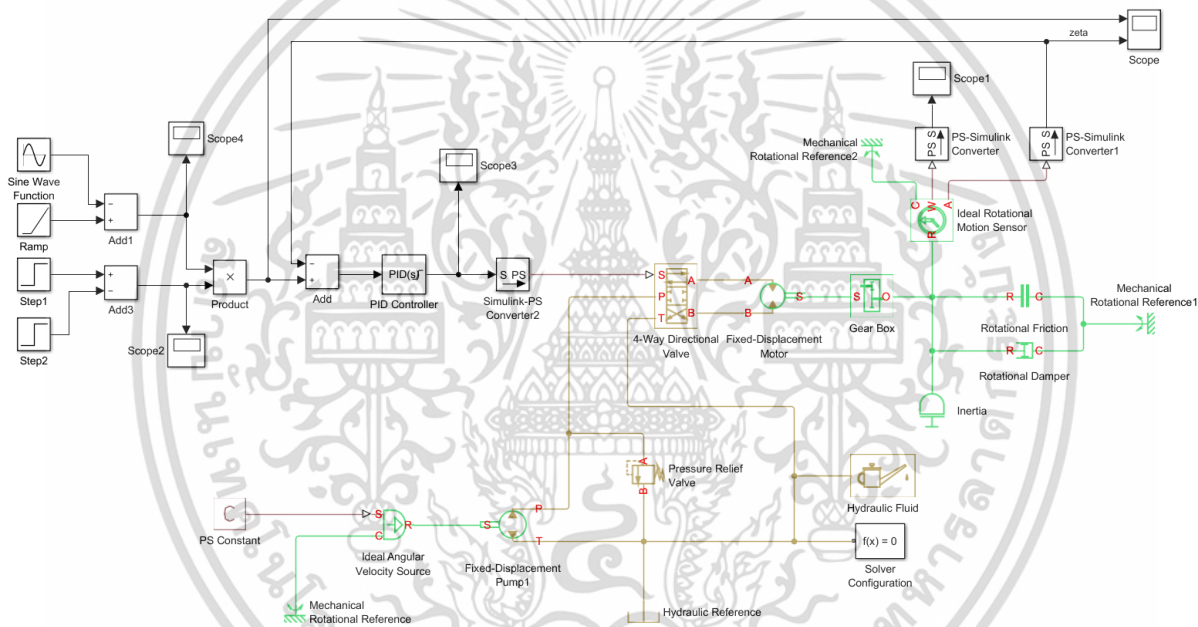
โดยมีกระบวนการทั้ง 3 ส่วนประกอบสามารถอธิบายตั้งแต่เริ่มต้นกระบวนการ ได้ดังนี้

- 1) ปั้มน้ำสูบน้ำมันไฮดรอลิกจากถังเก็บน้ำมันไฮดรอลิกส่งไปยังวาล์วควบคุมอัตราการไหลในท่อส่งน้ำมันไฮดรอลิก
- 2) วาล์วควบคุมรับอินพุตสัญญาณควบคุมอัตราการไหลเพื่อควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกส่งไปยังมอเตอร์ไฮดรอลิก
- 3) มอเตอร์ไฮดรอลิกรับอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ถูกส่งมาจากวาล์วควบคุม แปรพลังงานไฮดรอลิกเป็นพลังงานกลไปขับเคลื่อนแท่นหมุนโดยผ่านอัตราการทดเฟืองเพื่อให้ได้ทอร์คที่มากขึ้น
- 4) แท่นหมุนจะหมุนด้วยความเร็วรอบแปรผันตามอัตราการไหลที่ได้รับจากการควบคุมของวาล์วควบคุม
- 5) แท่นหมุนจะหมุนตลอดระยะเวลาที่ได้รับพลังงานไฮดรอลิกจากน้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลผ่านในท่อส่งแล้วไหลลงไปในถังเก็บน้ำมันไฮดรอลิก
- 6) ขณะปั้มทำงานจะเกิดความดันในระบบ จึงติดตั้งวาล์วควบคุมความดันในระบบไฮดรอลิกเพื่อป้องกัน

มีกระบวนการส่งถ่ายพลังงานจากต้นกำเนิดส่งผ่านไปยังระบบขับเคลื่อน สามารถแสดงดังรูปที่ 3.3.1



รูปที่ 3.3.1 กระบวนการส่งผ่านพลังงานไปยังระบบขับเคลื่อนของระบบแทนกลับริด



รูปที่ 3.3.2 แบบจำลองการทำงานของแทนกลับริด ด้วยระบบไฮดรอลิก ด้วยโปรแกรม MATLAB®

จากลักษณะเฉพาะของการทำงาน ระบบต้องการทอร์คในการขับเคลื่อนมากกว่า 2 kN.m มีกำลังในการขับเคลื่อนมากกว่า 550 วัตต์ หรือ 0.73 แรงม้า แสดงว่า การที่จะขับเคลื่อนแทนได้นั้นมอเตอร์ไฮดรอลิกต้องมีกำลังในการขับมากกว่าค่าดังกล่าว เมื่อเลือกใช้อัตราทดเกียร์ 10 ทอร์คในการขับเคลื่อนจะมีค่าลดลงที่ 228.6 นิวตัน.เมตร ซึ่งประสิทธิภาพการถ่ายทอดกำลังของชุดเฟืองที่ 90% มอเตอร์ไฮดรอลิกต้องสามารถสร้างทอร์ค ที่ 228.6 นิวตัน.เมตร หรือให้กำลัง 598.6 วัตต์ ที่ประสิทธิภาพการทำงานของมอเตอร์ไฮดรอลิก 85% นั้นแสดงว่าปั๊มไฮดรอลิกที่เป็นตัวจ่ายกำลังให้มอเตอร์ไฮดรอลิกต้องผลิตกำลังส่งไม่น้อยกว่า 704.2 วัตต์ ในที่นี้ได้ออกแบบให้แหล่งจ่ายกำลังให้ปั๊มไฮดรอลิกเป็นพลังงานไฟฟ้า แสดงว่าพลังงานไฟฟ้าที่ต้องจ่ายให้ปั๊มไฮดรอลิก มีค่า 975 วัตต์ ที่ประสิทธิภาพการทำงานของปั๊มไฮดรอลิกที่ 85% เราสามารถสรุปกำลังงานที่ใช้ในระบบไฮดรอลิกได้ดังตารางที่ 6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

	Power input (W)	Power output (W)	Efficiency (%)
การทดเฟือง	≈ 599	≈ 539	90
มอเตอร์ไฮดรอลิกขับเคลื่อนแทน	≈ 704	≈ 599	85
ปั๊มไฮดรอลิก	≈ 829	≈ 704	85
มอเตอร์ไฟฟ้าขับปั๊มไฮดรอลิก	≈ 975	≈ 829	85

ตารางที่ 6 สรุปผลการคำนวณกำลังอย่างน้อยที่ต้องใช้กับแทนกลับรถ

การออกแบบดังกล่าวเป็นเพียงการออกแบบกำลังอย่างน้อยที่ต้องสร้างให้ระบบขับเคลื่อน ทั้งนี้ในระบบความเป็นจริงจะมีผลจากค่า pressure loss , friction loss และ energy loss เกิดขึ้นในอุปกรณ์ของระบบไฮดรอลิก ทำให้ต้องออกแบบตัวประกอบสำหรับการสูญเสียพลังงานของระบบด้วย จึงเลือกขนาดมอเตอร์ที่ 5.5 แรงม้า ซึ่งสอดคล้องกับผลวิเคราะห์ด้วยแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ ใน MATLAB® ดังแสดงในรูปที่ 3.3.3 มีผลลัพธ์การทำงานของระบบในแต่ละอุปกรณ์จากแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ ใน MATLAB® มีรายละเอียดดังนี้

ขณะปั๊มไฮดรอลิกทำงานตลอดช่วงระยะเวลาทำงาน 6 วินาที พบว่ามีความดันสูงสุดที่เกิดขึ้นในตัวปั๊มไฮดรอลิกอยู่ที่ 250 บาร์ มีการเปลี่ยนแปลงของความดันที่เสถียรภาพ มีอัตราการไหลสูงสุดขณะทำงานอยู่ที่ 8.05 ลิตร/นาที มีกำลังทางกลอยู่ที่ 4.15 กิโลวัตต์ มีกำลังทางไฮดรอลิกอยู่ที่ 3.36 กิโลวัตต์ ขณะมอเตอร์ไฮดรอลิกทำงานตลอดช่วงระยะเวลาทำงาน 6 วินาที พบว่ามีความดันที่เกิดขึ้นในตัวมอเตอร์ไฮดรอลิกอยู่ที่ 250 บาร์ มีการเปลี่ยนแปลงของความดันตลอดช่วงระยะเวลาทำงานเนื่องจากการควบคุมจากวาล์วควบคุม มีอัตราการไหลสูงสุดขณะทำงานอยู่ที่ 3.2 ลิตร/นาที มีกำลังทางกลอยู่ที่ 1.1 กิโลวัตต์ มีกำลังทางไฮดรอลิกอยู่ที่ 1.35 กิโลวัตต์ ตลอดช่วงระยะเวลาทำงาน 6 วินาที กล่องเฟืองมีปริมาณทอร์คที่จ่ายเข้าจากกำลังไฮดรอลิกสูงสุดอยู่ที่ 330 นิวตัน.เมตร มีปริมาณทอร์คสูงสุดที่จ่ายออกส่งไปยังแทนกลับรถอยู่ที่ 14500 นิวตัน.เมตร

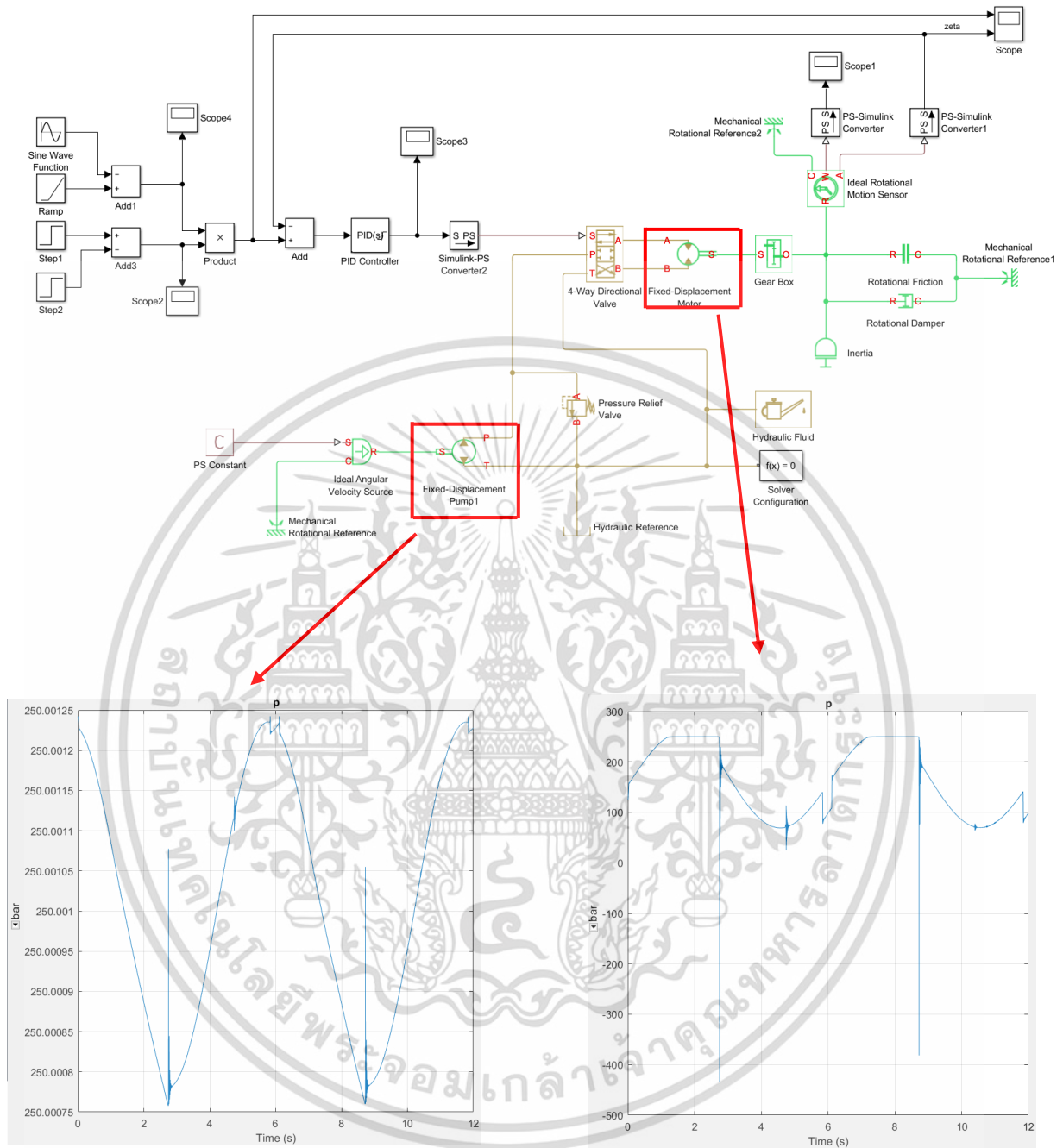
แสดงการเปรียบเทียบความดันที่เกิดในปั๊มไฮดรอลิกและมอเตอร์ไฮดรอลิกขณะทำงานตลอดช่วงเวลา 6 วินาที ได้ดังรูปที่ 3.3.3

แสดงการเปรียบเทียบอัตราการไหลที่เกิดขึ้นในปั๊มไฮดรอลิกกับมอเตอร์ไฮดรอลิกขณะทำงานตลอดช่วงเวลา 6 วินาที ได้ดังรูปที่ 3.3.4

แสดงการเปรียบเทียบกำลังทางไฮดรอลิกที่เกิดขึ้นในปั๊มไฮดรอลิกกับมอเตอร์ไฮดรอลิกขณะทำงานตลอดช่วงเวลา 6 วินาที ได้ดังรูปที่ 3.3.5

แสดงการเปรียบเทียบกำลังทางกลที่เกิดขึ้นในปั๊มไฮดรอลิกกับมอเตอร์ไฮดรอลิกขณะทำงานตลอดช่วงเวลา 6 วินาที ได้ดังรูปที่ 3.3.6

แสดงการเปรียบเทียบทอร์คจ่ายเข้าและจ่ายออกที่เกิดขึ้นในชุดเฟืองขณะทำงานตลอดช่วงเวลา 6 วินาที ได้ดังรูปที่ 3.3.7

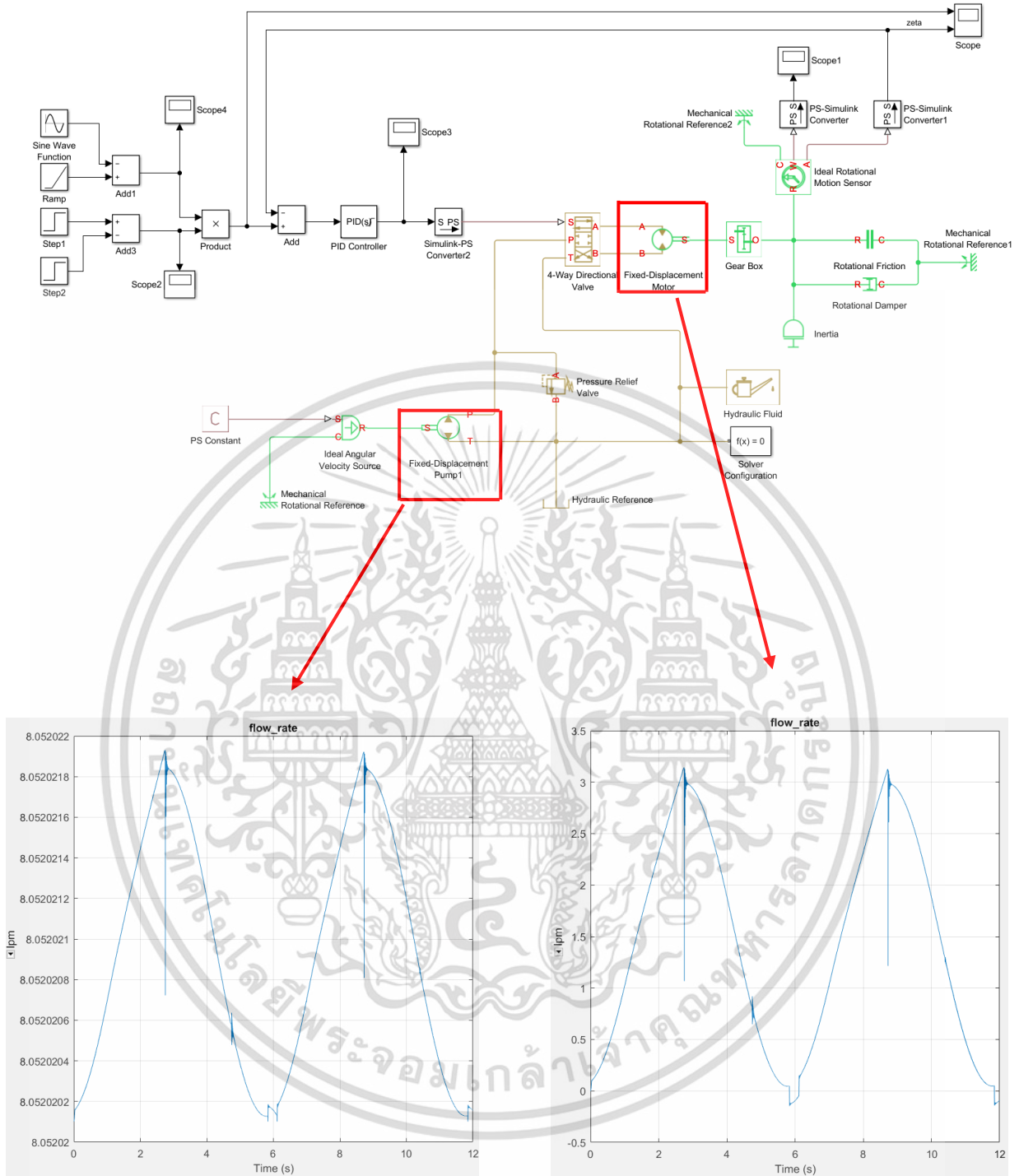


(ความดันของปั๊มไฮดรอลิก)

(ความดันของมอเตอร์ไฮดรอลิก)

รูปที่ 3.3.3 ความสัมพันธ์ความดัน(บาร์) เทียบกับเวลา(วินาที)ของปั๊มไฮดรอลิกและมอเตอร์ไฮดรอลิก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

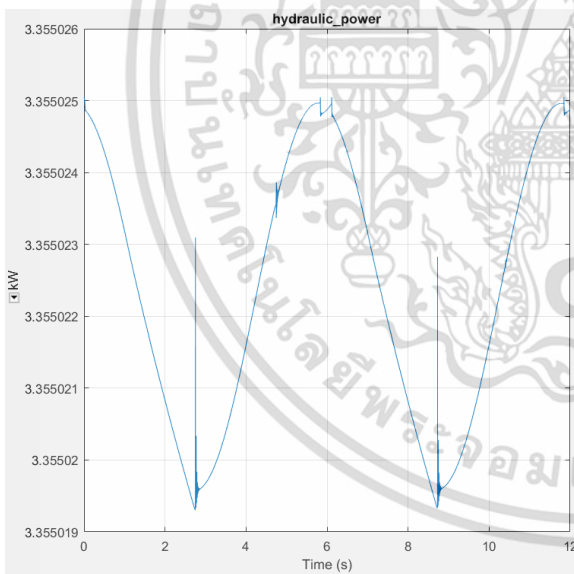
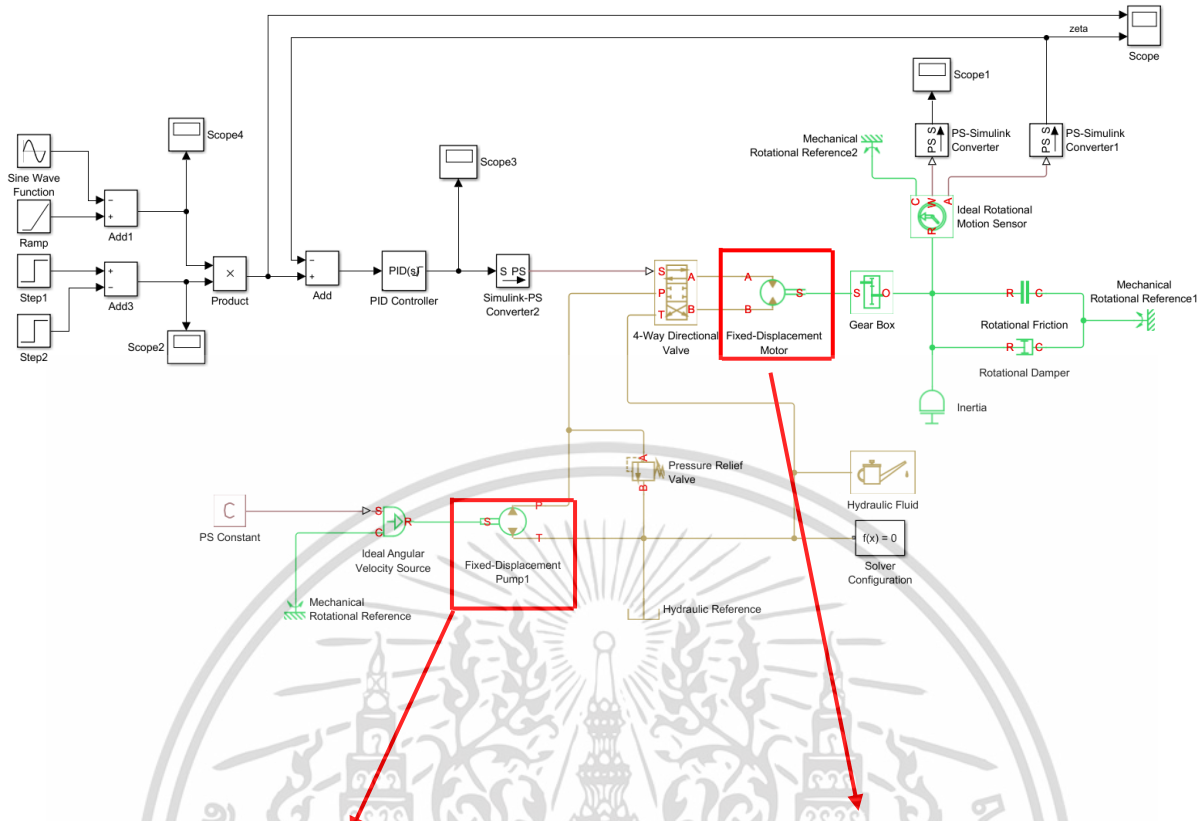


(อัตราการไหลของปั๊มไฮดรอลิก)

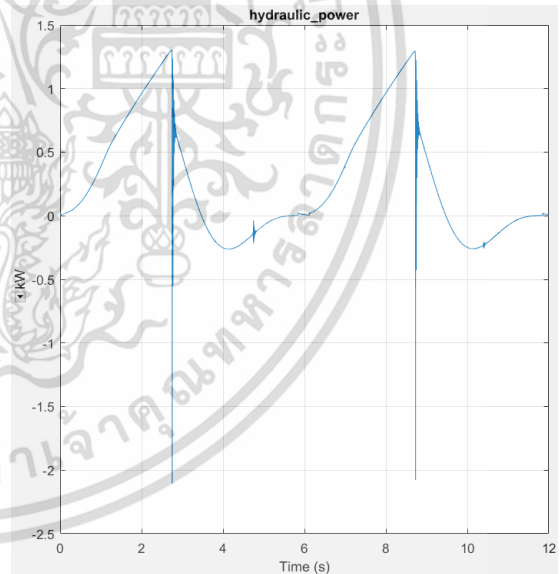
(อัตราการไหลของมอเตอร์ไฮดรอลิก)

รูปที่ 3.3.4 ความสัมพันธ์อัตราการไหล(ลิตร/นาที)เทียบกับเวลา(วินาที)ของปั๊มไฮดรอลิกและมอเตอร์ไฮดรอลิก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



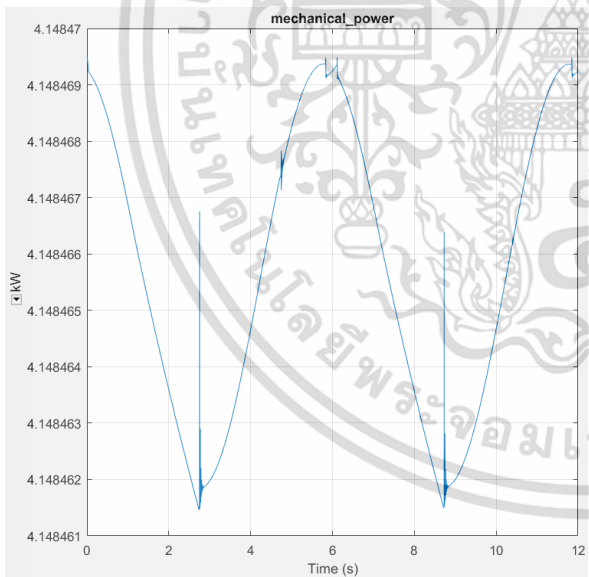
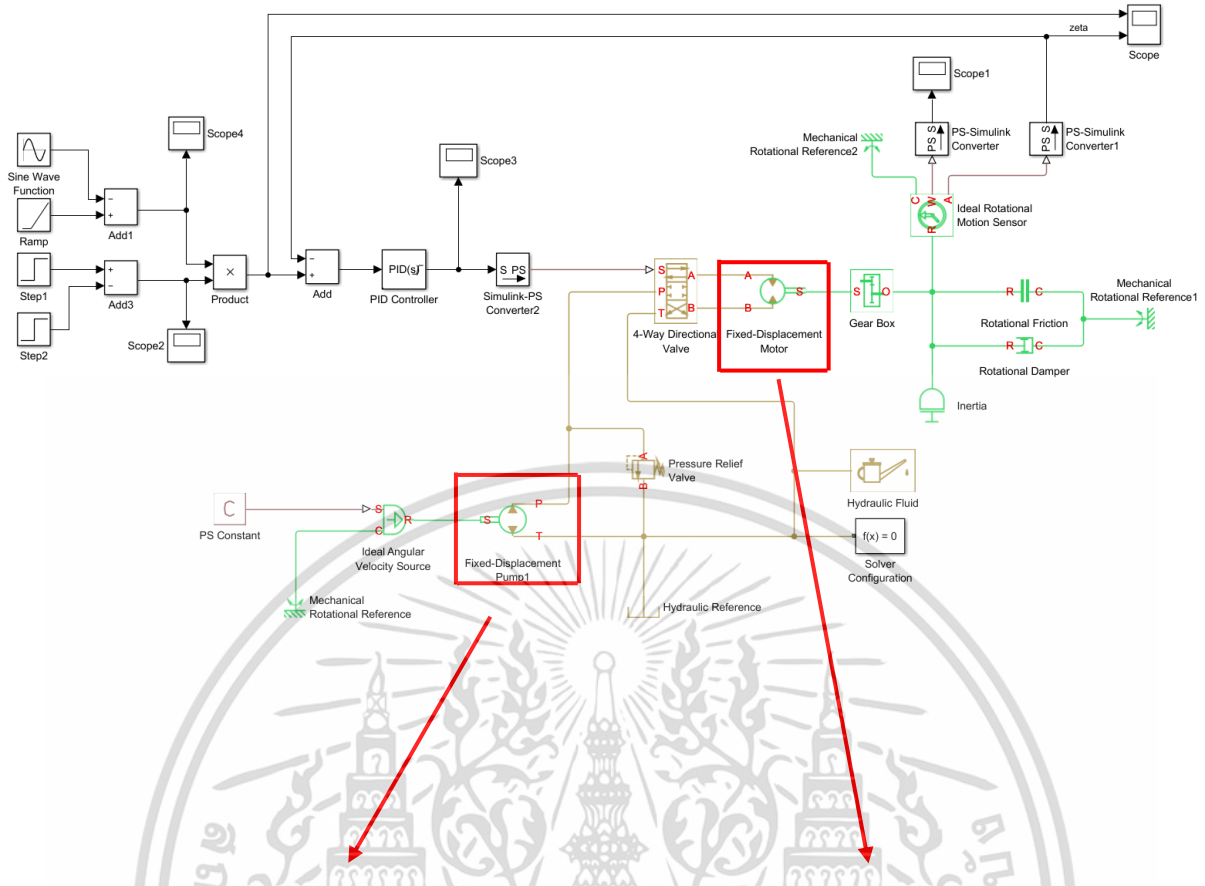
(กำลังทางไฮดรอลิกของปั๊มไฮดรอลิก)



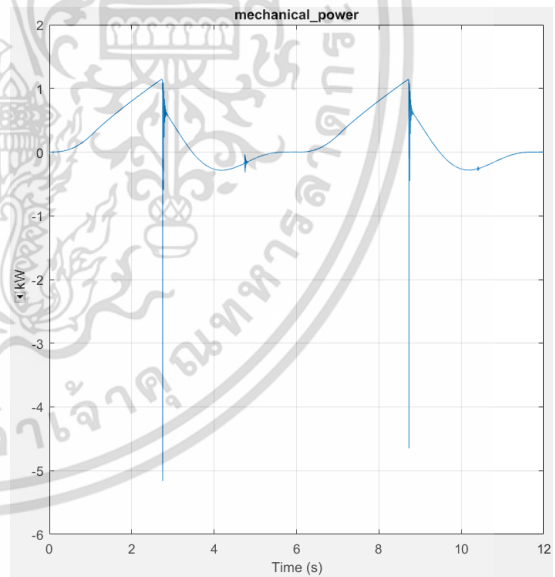
(กำลังทางไฮดรอลิกของมอเตอร์ไฮดรอลิก)

รูปที่ 3.3.5 ความสัมพันธ์กำลังทางไฮดรอลิก(กิโลวัตต์)เทียบกับเวลา(วินาที)ของปั๊มไฮดรอลิกและมอเตอร์ไฮดรอลิก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



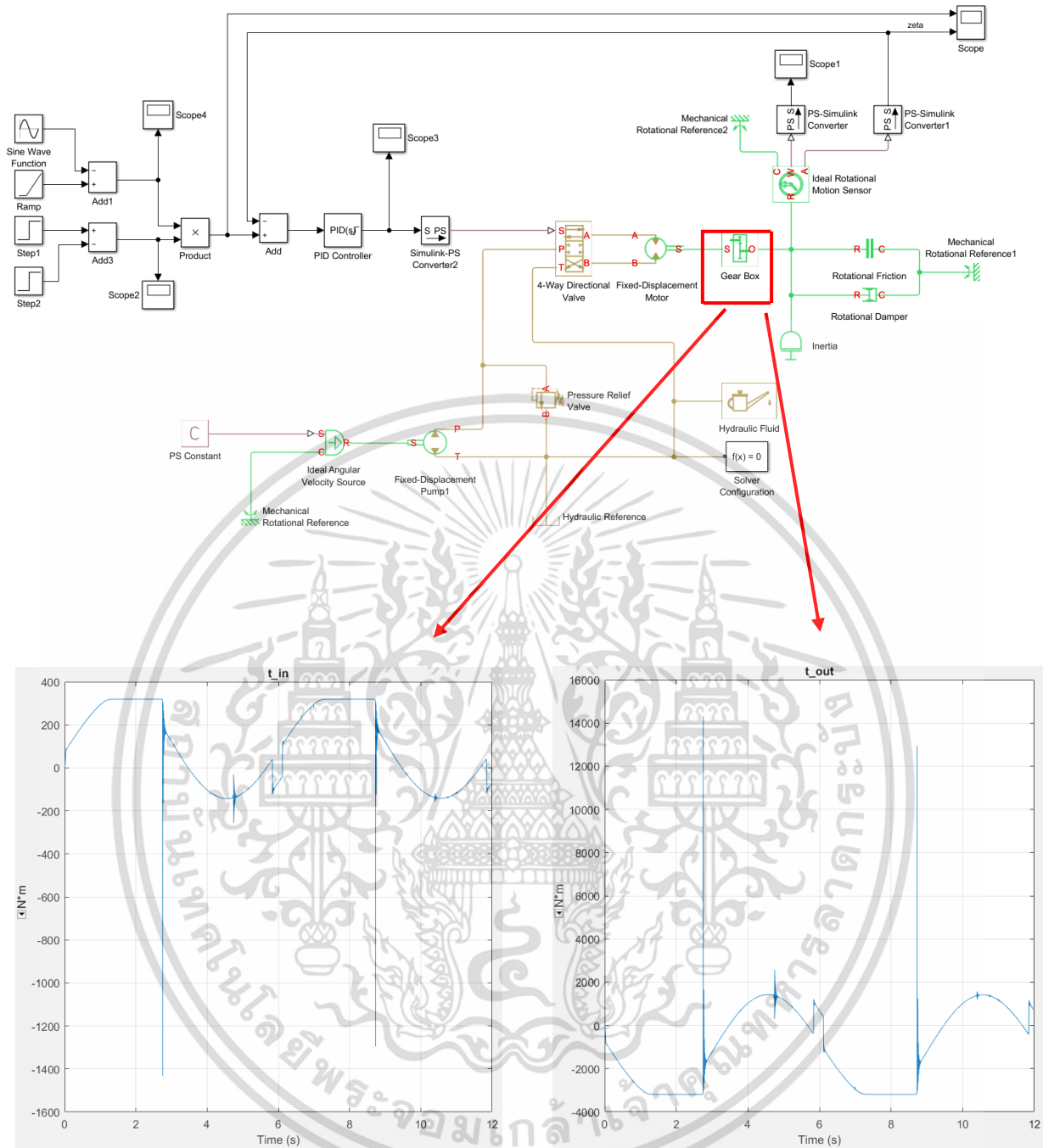
(กำลังทางกลของปั๊มไฮดรอลิก)



(กำลังทางกลของมอเตอร์ไฮดรอลิก)

รูปที่ 3.3.6 ความสัมพันธ์กำลังทางกล(กิโลวัตต์)เทียบกับเวลา(วินาที)ของปั๊มไฮดรอลิกและมอเตอร์ไฮดรอลิก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ทอร์คจ่ายเข้าสู่ชุดเฟือง)

(ทอร์คจ่ายออกจากชุดเฟือง)

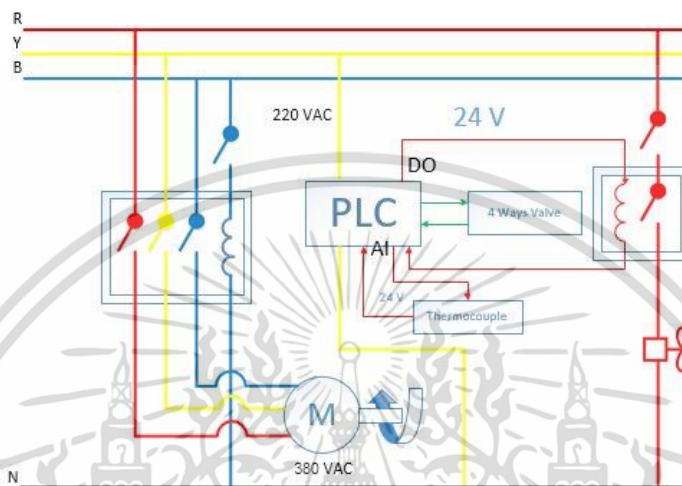
รูปที่3.3.7 แสดงการเปรียบเทียบทอร์คจ่ายเข้า(นิวตัน.เมตร)และจ่ายออก(นิวตัน.เมตร)ที่เกิดขึ้นในชุดเฟือง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.4 ออกแบบระบบทางไฟฟ้าในการควบคุมระบบไฮดรอลิกเบื้องต้น

3.4.1 ตู้ควบคุมการทำงานของระบบไฮดรอลิกด้วยระบบไฟฟ้า

ในการวิเคราะห์เบื้องต้นได้ออกแบบระบบควบคุมทางไฟฟ้าโดยใช้ระบบควบคุมแบบ PLC ในการควบคุมระบบรวมทั้งระบบ PID ในการควบคุมการทำงานของแกล์บริดให้มีลักษณะการหมุนตามที่ออกแบบไว้ เบื้องต้นได้ถูกออกแบบระบบทางไฟฟ้างแสดงในรูปแบบที่ 3.4.1



รูปที่ 3.4.1 ออกแบบระบบทางไฟฟ้าของแท่นกล์บริดเบื้องต้น

จากรูปที่ 3.4.1 วงจรทางไฟฟ้าได้ถูกออกแบบให้แยกการทำงานโดยแบ่งเป็น การทำงานระบบไฮดรอลิกและการทำงานของระบบควบคุมด้วย PLC โดยผ่านการควบคุมทางไฟฟ้าด้วย 2 สวิตช์ควบคุม 2 ทาง ออกแบบให้สวิตช์ตัวควบคุมที่ 1 มีหน้าที่ควบคุมการทำงานของระบบไฮดรอลิกโดยมีการทำงานเป็น เปิด - ปิด การทำงานของมอเตอร์ไฟฟ้าในปั้มไฮดรอลิกให้เริ่มการทำงานหรือหยุดการทำงาน โดยมอเตอร์ไฟฟ้ามีลักษณะจำเพาะเป็น 3 เฟส ใช้กระแสไฟฟ้า 9.3 Amp ขนาด 380 VAC สวิตช์ตัวควบคุมที่ 2 มีหน้าที่ควบคุมทางไฟฟ้าของระบบ PLC โดยมีการทำงานเป็น เปิด - ปิด การทำงานของ PLC

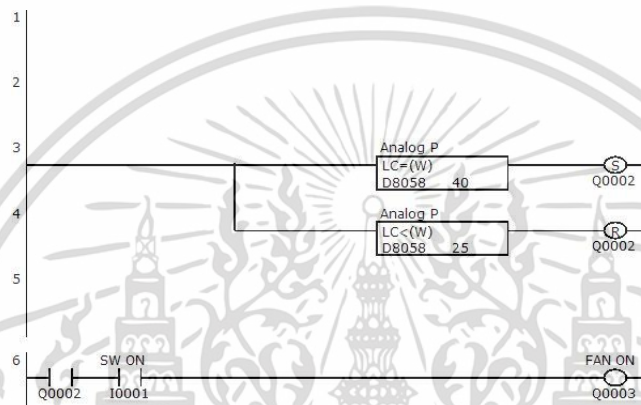
ในส่วนการทำงานของรีเลย์ในวาล์วควบคุม (4 Way Directional Valve) ได้ถูกควบคุมการทำงานที่ได้ออกแบบมาในรูปแบบ Ladder diagram ของ PLC ถูกออกแบบให้รับสัญญาณเข้าจากลักษณะการเคลื่อนที่ดังที่ออกแบบมาดังกราฟที่ 1 เป็น Analog input จากนั้นระบบควบคุม PID ใน PLC นำขนาดของค่าฟังก์ชัน input ที่รับมาไป Tune เพื่อส่งสัญญาณควบคุมเป็น Analog output ส่งไปยังรีเลย์ในวาล์วควบคุมให้ควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก เพื่อให้ได้ลักษณะการเคลื่อนที่แบบหมุนของแท่นกล์บริดเป็นไปตามฟังก์ชันที่ได้ออกแบบไว้

ในส่วนการทำงานทางไฟฟ้าของพัดลมระบายความร้อนสะสมในน้ำมันไฮดรอลิก มีความสำคัญของการติดตั้งเพื่อใช้ลดอุณหภูมิที่เกิดขึ้นหลังจากผ่านกระบวนการแปรพลังงานในรูปแบบต่างๆของน้ำมันไฮดรอลิกเนื่องจากอุณหภูมิที่สะสมสูงเกินไปจะทำให้ส่งผลให้ประสิทธิภาพการส่งถ่ายกำลังของของไหลในระบบมี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประสิทธิภาพลดลง โดยได้ออกแบบการทำงานในรูปแบบ Ladder diagram ใน PLC มาควบคุมการทำงานของพัดลมโดยออกแบบการทำงานในช่วงเวลาที่อุณหภูมิในน้ำมันไฮดรอลิกมีค่าสูงกว่า 40 องศาเซลเซียส มีรูปแบบการทำงานของ PLC คือ PLC รับสัญญาณจากเซนเซอร์ตรวจวัดอุณหภูมิ (Thermocouple) เป็นสัญญาณ Analog input จากนั้นนำสัญญาณข้อมูลที่ได้ไปวิเคราะห์เปรียบเทียบกับค่าใน PLC ส่งสัญญาณเป็น Digital output ไปควบคุมรีเลย์เพื่อควบคุมการเปิด - ปิด การทำงานของมอเตอร์พัดลมระบายความร้อนซึ่งสามารถช่วยลดภาระค่าใช้จ่ายทางไฟฟ้าในระยะยาวส่วนหนึ่ง

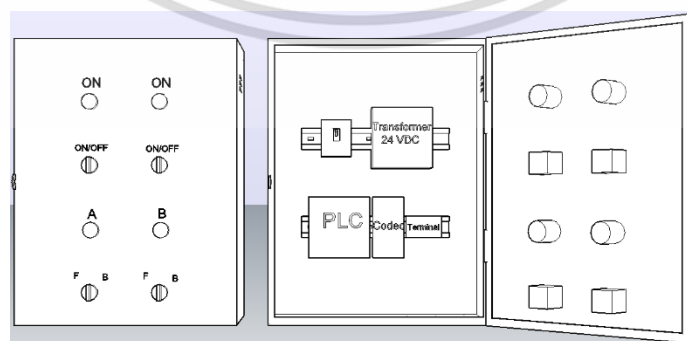
Ladder Diagram ใน PLC ถูกออกแบบควบคุมการทำงานของพัดลมระบายความร้อนดังแสดงในรูปแบบที่ 3.4.2



รูปที่ 3.4.2 แสดง Ladder Diagram การควบคุมการทำงานของพัดลมระบายความร้อน ใน PLC

จากรูปที่ 3.4.2 Ladder Diagram ใน PLC นี้มีจะทำงานก็ต่อเมื่ออุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกมีค่าสูงขึ้นไป 40 องศาเซลเซียส จากเซนเซอร์ตรวจวัดอุณหภูมิ(Thermocouple) พัดลมจะระบายความร้อนจนเซนเซอร์ตรวจวัดอุณหภูมิต่ำกว่า 25 องศาเซลเซียสจึงจะสั่งการทำงานไปปิดการทำงานของพัดลมระบายความร้อน

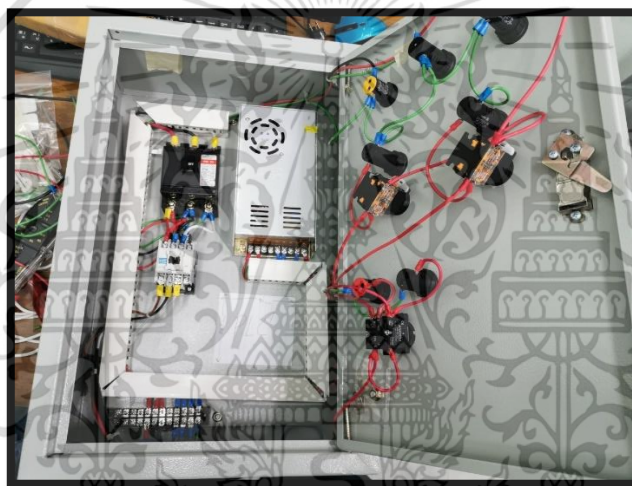
ในส่วนของการควบคุมการเปิด - ปิด การทำงานผ่านสวิตช์ควบคุม 2 ทางที่ได้กล่าวมาในเบื้องต้น มีรูปแบบการควบคุมแบบ manual ได้ถูกออกแบบการควบคุมผ่านตู้ควบคุมดังแสดงในรูปที่ 3.4.3



รูปที่ 3.4.3 ต้นแบบตู้ควบคุมทางไฟฟ้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 3.4.3 แสดงต้นแบบของตู้ควบคุมทางไฟฟ้า โดยถูกออกแบบให้มีการทำงานของสวิตช์ควบคุม 2 ทาง มีการทำงานควบคุมการเปิด-ปิด ของมอเตอร์ไฟฟ้าในปั๊มไฮดรอลิกและควบคุมการ เปิด- ปิด ของระบบ PLC ด้วยการควบคุมแบบ manual ผ่านตู้ควบคุม ขณะมีคำสั่งเปิดการทำงานของมอเตอร์ไฟฟ้าในปั๊มไฮดรอลิกหรือมีคำสั่งเปิดการทำงานของ PLC จะมีหลอดไฟสถานะแจ้งเตือนการทำงานตลอดเวลาทำให้สามารถรับรู้สถานะการทำงานได้อย่างปลอดภัย อีกทั้งยังถูกออกแบบให้มีสวิตช์ควบคุม 3 ทาง มีการทำงานควบคุมแบบ manual มีหน้าที่ควบคุมทิศทางการหมุนของแท่นกลับรถในลักษณะหมุนทวนเข็มนาฬิกาหรือหมุนในลักษณะตามเข็มนาฬิกาโดยสวิตช์ควบคุม 3 ทาง จะส่งสัญญาณเป็น Digital input ไปยัง PLC เพื่อนำไปทำงานตามรูปแบบ Ladder diagram ใน PLC ที่ถูกออกแบบไว้ ทั้งนี้ได้วาล์วควบคุมมีจำนวน 2 ชุด ทำให้ต้องออกแบบสวิตช์ควบคุม 3 ทาง เป็นจำนวน 2 ชุดตาม สามารถเลือกใช้ชุดวาล์วควบคุมได้ตามความต้องการ โดยมีหลอดไฟแสดงสถานะการทำงานกำกับทำให้เพิ่มความปลอดภัยการใช้งานได้อย่างมีประสิทธิภาพ

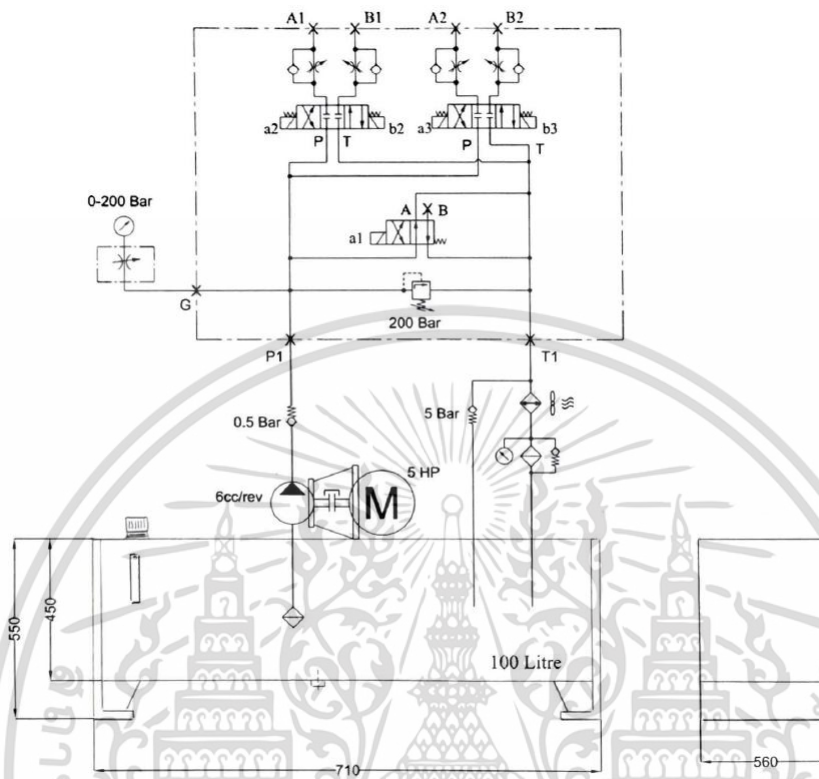


รูปที่ 3.4.4 ตู้ควบคุมการทำงานของระบบไฮดรอลิก

3.4.2 การควบคุมของระบบไฮดรอลิก

จากผลการวิเคราะห์จากแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ ใน MATLAB® ที่ได้นำไปออกแบบแผนผังการทำงานของระบบไฮดรอลิกผ่านอุปกรณ์ต่างๆซึ่งสอดคล้องกับกระบวนการทำงานที่กล่าวมาในเบื้องต้น ดังแสดงในรูปที่ 3.4.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

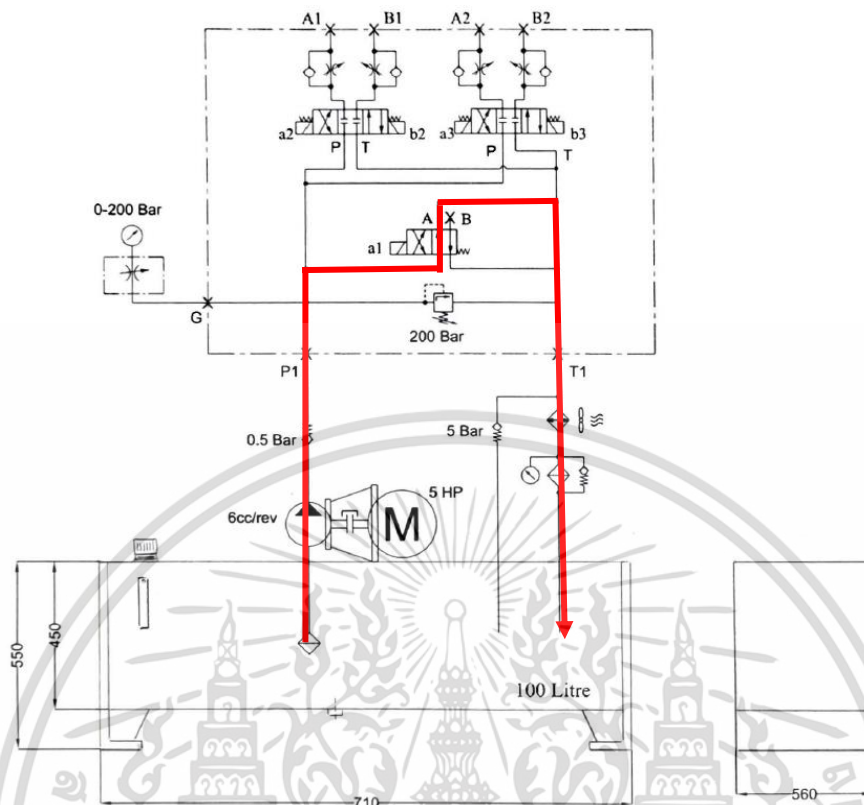


รูปที่ 3.4.5 แผนผังการทำงานของระบบไฮดรอลิกผ่านอุปกรณ์ต่าง

จากรูปที่ 3.4.5 มีรูปแบบการทำงานของแผนผังของระบบไฮดรอลิกที่ออกแบบไว้สามารถอธิบายได้ดังนี้

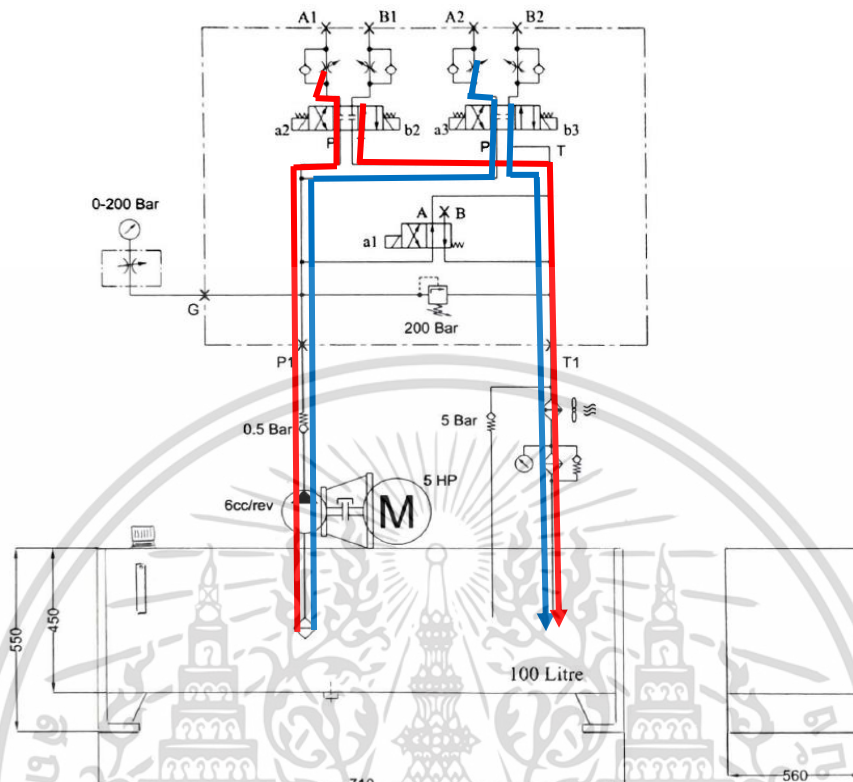
รูปแบบที่ 1 หากไม่มีการใช้งานวาล์วควบคุม a2, b2, a3, b3 เมื่อปั๊มไฮดรอลิกกำลังทำงาน ของไหลจะไหลผ่านวาล์วควบคุม a 1 ส่งของไหลไปยังถังเก็บของไหล ขณะของไหลผ่านระบบถ่ายเทความร้อนโดยพัดลมระบายความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 3.4.6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



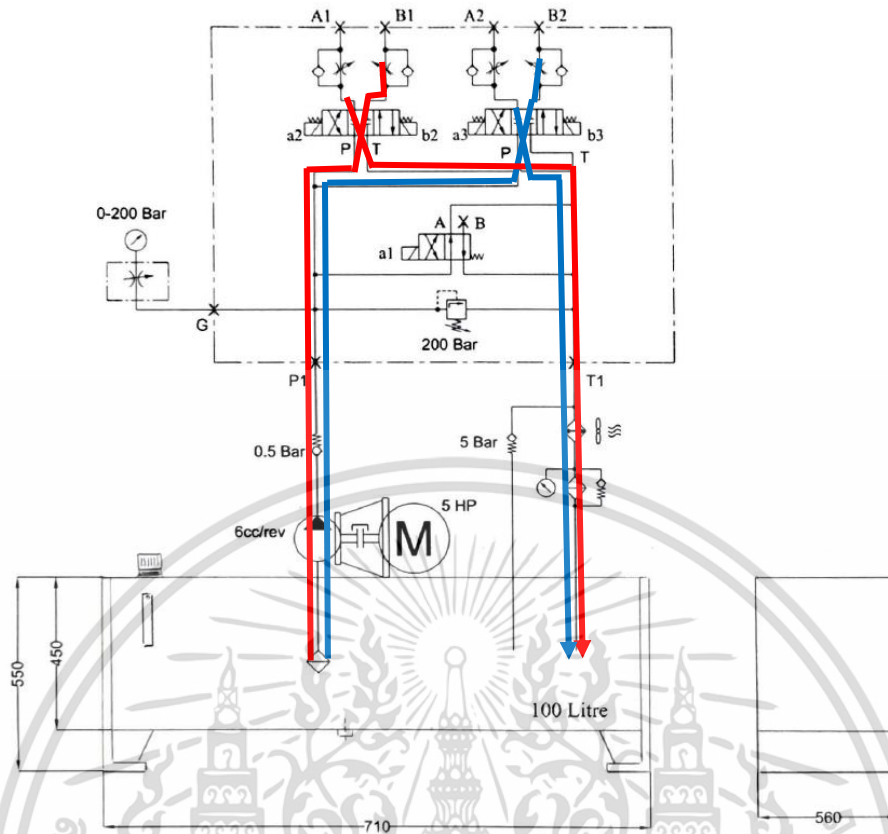
รูปที่ 3.4.6 แผนผังการทำงานของระบบไฮดรอลิกรูปแบบที่ 1

รูปแบบที่ 2 หากมีการใช้งานวาล์วควบคุม a2 หรือ a3 เมื่อปั๊มไฮดรอลิกทำงาน ของไหลจะไหลผ่านวาล์วควบคุม a2 หรือ a3 ส่งของไหลไปยังไฮดรอลิกมอเตอร์ให้หมุนตามเข็มนาฬิกา แล้วส่งของไหลไปยังถังเก็บของไหล ขณะของไหลผ่านระบบถ่ายเทความร้อนโดยพัดลมระบายความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 3.4.7



รูปที่ 3.4.7 แผนผังการทำงานของระบบไฮดรอลิกรูปแบบที่ 2

รูปแบบที่ 3 หากมีการใช้งานวาล์วควบคุม b2 หรือ b3 เมื่อปั๊มไฮดรอลิกทำงาน ของไหลจะไหลผ่านวาล์วควบคุม b2 หรือ b3 ส่งของไหลไปยังไฮดรอลิกมอเตอร์ให้หมุนทวนเข็มนาฬิกา แล้วส่งของไหลไปยังถังเก็บของไหล ขณะของไหลผ่านระบบถ่ายเทความร้อนโดยพัฒนาประสิทธิภาพความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 3.4.8



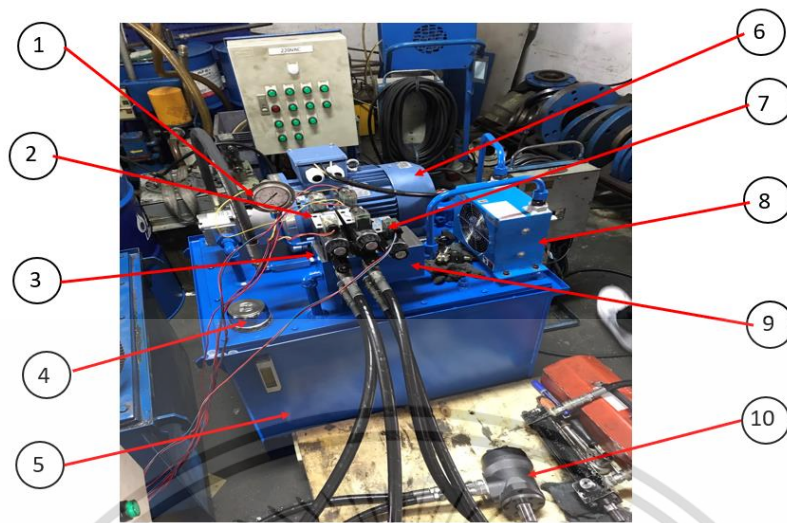
รูปที่ 3.4.8 แผนผังการทำงานของระบบไฮดรอลิกรูปแบบที่ 3

มีลักษณะทางกายภาพของอุปกรณ์ทำงานในระบบไฮดรอลิก ดังแสดงในรูปที่ 3.4.9



รูปที่ 3.4.9 อุปกรณ์การทำงานในระบบไฮดรอลิกของ V-turn

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.4.10 ส่วนประกอบของแต่ละอุปกรณ์การทำงานในระบบไฮดรอลิก

จากการคำนวณวิเคราะห์ผลจากแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ ใน MATLAB® นำไปออกแบบเลือกใช้ อุปกรณ์การทำงานในระบบไฮดรอลิก มีรายละเอียดอุปกรณ์ต่างๆในระบบไฮดรอลิก ดังแสดงในรูปที่ 3.4.10 ดังนี้

หมายเลข 1 เครื่องมือความดันภายในถังเก็บ ใช้อ่านค่าความดันเกจในถังโดยสามารถควบคุมความดันใน ถังผ่านวาล์วหรือควบคุมความดัน จำนวน 1 ชุด

หมายเลข 2 รีเลย์ควบคุมวาล์วควบคุมขนาด 24 VDC ใช้ควบคุมการเปิด-ปิดรวมทั้งควบคุมทิศทางการ ไหลของของไหลในวาล์วควบคุม จำนวน 2 ชุด

หมายเลข 3 ปุ่มควบคุมชนิดหมุนใช้ควบคุมอัตราการไหลของวาล์วควบคุมเป็นแบบ manual

หมายเลข 4 ตัวกรองน้ำมันไฮดรอลิกก่อนเข้าไหลเข้าสู่ถังเก็บ กรองสิ่งสกปรกหรือสิ่งที่ปนเปื้อนมา กับ น้ำมันไฮดรอลิกเพื่อช่วยให้ภายในถังสะอาดพร้อมใช้งานตลอดเวลาสามารถถอดตัวกรอง เปลี่ยนตัวกรองได้จำนวน 1 ชุด

หมายเลข 5 ถังเก็บน้ำมันไฮดรอลิกขนาด 710x560x450 มม. สามารถบรรจุน้ำมันไฮดรอลิกได้สูงสุด 100 ลิตร เลือกใช้น้ำมันไฮดรอลิกชนิด ISO68 ขนาด 100 ลิตร ซึ่งมีลักษณะเป็นน้ำมันไฮ ดรอลิกคุณภาพสูงผสมสารป้องกันการสึกหรอ สามารถช่วยป้องกันรวมทั้งขจัดคราบจับติดใน ระบบอันเป็นที่มาของการเสื่อมของอุปกรณ์และชิ้นส่วนต่างๆ

หมายเลข 6 ปั๊มไฮดรอลิกชนิด variable displacement pump ขนาด 5.5 แรงม้า ใช้กระแสไฟฟ้าแบบ 3 เฟส ขนาด 380 VAC จำนวน 1 ตัว ซึ่งมีลักษณะเหมาะกับการใช้งานที่ต้องการส่งกำลังในไฮ ดรอลิก

หมายเลข 7 วาล์วหรือควบคุมความดัน มีลักษณะเป็นวาล์วควบคุมความดันในระบบเพื่อป้องกันความ

เสียหายในอุปกรณ์และชิ้นส่วนต่างๆในระบบ สามารถปรับค่าความดันที่ต้องการได้โดยปรับได้ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความดันได้มากถึง 300 bar โดยตั้งค่าการทำงานไว้ที่ 250 bar จำนวน 1 ตัว
 หมายเลข 8 พัดลมระบายความร้อนสะสมในของไหล ขนาด 220 VAC จำนวน 1 ตัว
 หมายเลข 9 วาล์วควบคุมชนิด 4-way directional valve ควบคุมด้วยรีเลย์ 24 VDC มีความสามารถในการควบคุมทิศทางของไหลของน้ำมันไฮดรอลิกได้ 2 ทาง จำนวน 2 ชุด
 หมายเลข 10 ไฮดรอลิกมอเตอร์ชนิด radial piston motor ซึ่งมีลักษณะเหมาะกับการใช้งานจำพวก ระบบขับเคลื่อนกำลัง ให้ความเร็วรอบสูงสุดที่ 750 RPM ให้กำลังสูงสุดที่ 12.5 กิโลวัตต์ และให้ทอร์คสูงสุดที่ 19.5 daN.m จำนวน 1 ตัว

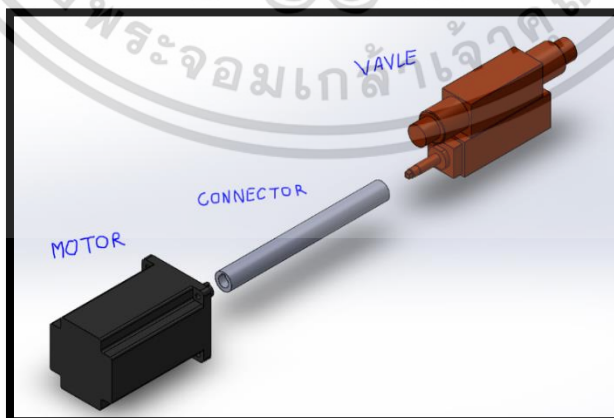
3.4.3 ระบบควบคุมวาล์วควบคุมด้วย Arduino® UNO R3

เบื้องต้นได้มีการออกแบบระบบควบคุมวาล์วโดยใช้มอเตอร์ไฟฟ้ามาควบคุมการหมุนเปิด-ปิดวาล์วควบคุม คือแทนการหมุนด้วยมือแบบ manual โดยเลือกใช้โปรแกรม Arduino® UNO R3 เป็นตัว ไมโครคอนโทรลเลอร์ในการสั่งการควบคุมมอเตอร์ไฟฟ้าให้หมุนเปิด-ปิด ก้านวาล์วควบคุม เมื่อก้านวาล์วควบคุมถูกหมุนขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ไฟฟ้าทำให้วาล์วควบคุมไปควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกทำให้สามารถควบคุมการเคลื่อนที่ของแท่งกลับรถตามลักษณะที่ออกแบบไว้ได้

เบื้องต้นได้มีการออกแบบการใช้งานของมอเตอร์ไฟฟ้าที่ใช้ในการควบคุมก้านวาล์วแบบ manual ดังแสดงในรูปที่ 3.4.11 และรูปที่ 3.4.12



รูปที่ 3.4.11 ลักษณะการต่อกันของก้านวาล์วและมอเตอร์ไฟฟ้า (มุมมองด้านข้าง)



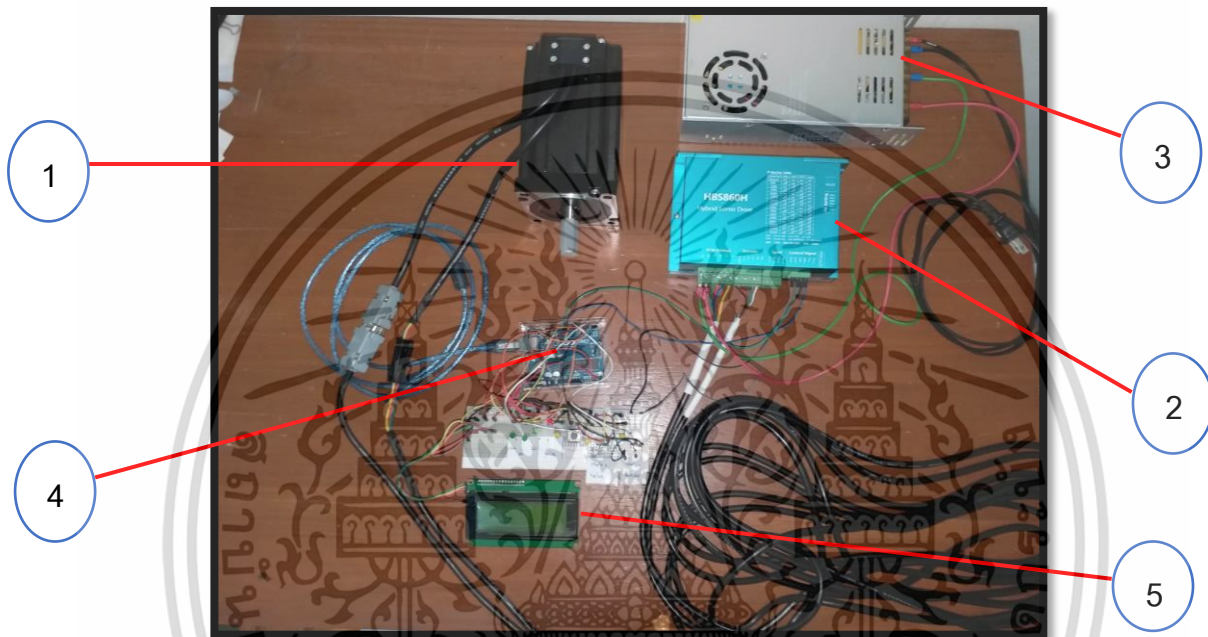
รูปที่ 3.4.12 ลักษณะการต่อกันของก้านวาล์วและมอเตอร์ไฟฟ้า 3D

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยส่วนประกอบการทำงานของมอเตอร์ไฟฟ้ามีรายละเอียดอุปกรณ์การทำงานหลัก ได้แก่

1. มอเตอร์ไฟฟ้า (Electrical Motor)
2. ไดรเวอร์มอเตอร์ไฟฟ้า (Electrical Motor Driver)
3. พาวเวอร์ซัพพลาย (Power Supply)
4. ไมโครคอนโทรลเลอร์ (Microcontroller) (ในที่นี้ใช้Arduino® UNO R3)
5. จอแสดงผล LCD

มีส่วนประกอบอุปกรณ์หลักสามารถแสดงตามหมายเลขดังรูปที่ 3.4.13

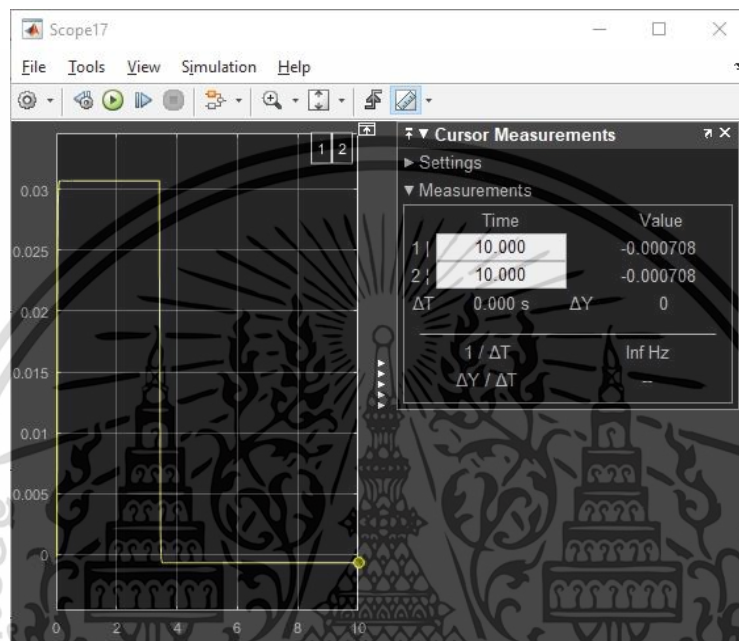


รูปที่ 3.4.13 อุปกรณ์ทำงานหลักของมอเตอร์ไฟฟ้าเพื่อใช้ควบคุมความเร็ว

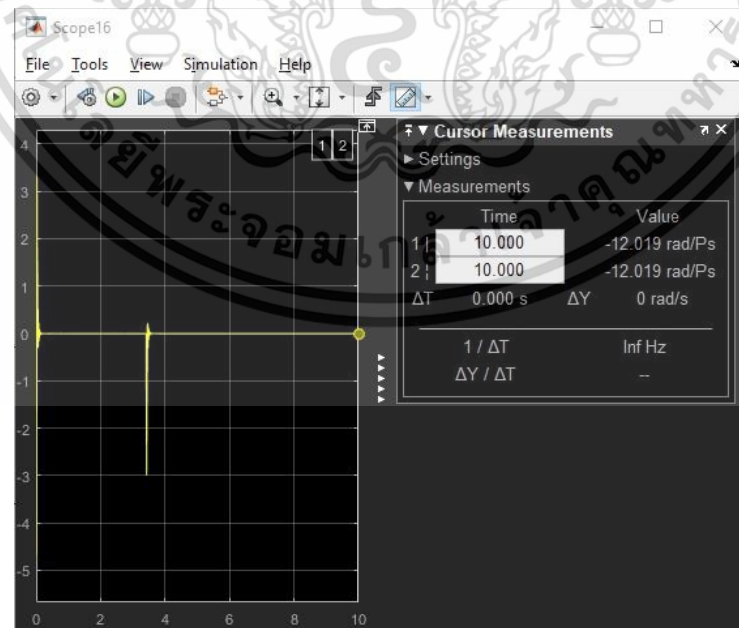
โดยหน้าที่หลักของแต่ละอุปกรณ์มีรายละเอียดดังนี้ พาวเวอร์ซัพพลายทำหน้าที่แปลงความต่างศักย์ไฟฟ้าจากแหล่งจ่ายพลังงานไฟฟ้าที่มีค่าสูงเกินกว่าความต้องการของอุปกรณ์รวมทั้งชนิดกระแสไฟฟ้า เช่น กระแสสลับ กระแสตรง เพื่อนำความต่างศักย์และชนิดของกระแสไฟฟ้าที่แปลงได้ นำไปป้อนสู่อุปกรณ์ทางไฟฟ้า ในที่นี้คือไดรเวอร์มอเตอร์ไฟฟ้า ทำให้ไดรเวอร์มอเตอร์ไฟฟ้ามีกำลังในการตอบสนองการทำงาน โดยไดรเวอร์มอเตอร์ไฟฟ้าจะทำหน้าที่แปลงสัญญาณควบคุมจากไมโครคอนโทรลเลอร์ (Arduino® UNO R3) เป็นความต่างศักย์และกระแสไฟฟ้า ส่งผลลัพธ์ไปควบคุมการทำงานของมอเตอร์ไฟฟ้าให้ได้ผลลัพธ์ตามสัญญาณควบคุม โดยมีหน้าจอดีแสดงผล LCD เป็นตัวช่วยแสดงข้อมูลทางไฟฟ้าให้สะดวกต่อการใช้งานได้มากขึ้น โดยสามารถออกแบบการตอบสนองของมอเตอร์ไฟฟ้าได้จากการออกแบบสัญญาณควบคุมในตัวไมโครคอนโทรลเลอร์(Arduino® UNO R3)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยออกแบบการหมุนผลตอบสนองของมอเตอร์ไฟฟ้าด้วยแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ ในโปรแกรม MATLAB® ทำให้ได้ผลตอบสนองระหว่างเรเดียกับเวลาของมอเตอร์ไฟฟ้า เป็นตามลักษณะดังแสดงในรูปที่ 3.4.14 และได้ผลตอบสนองระหว่างความเร็วกับเวลาของมอเตอร์ไฟฟ้าเป็นไปตามลักษณะดังแสดงในรูปที่ 3.4.15 เพื่อจะทำให้ผลลัพธ์ของวาล์วควบคุมเป็นไปตามที่ออกแบบไว้ เมื่อผลลัพธ์เป็นไปตามที่ออกแบบไว้จะส่งผลให้แท่นกลั่นรถเคลื่อนที่ตามฟังก์ชันที่ออกแบบไว้ดังสมการที่ 3.1 สมการที่ 3.2 และสมการที่ 3.3



รูปที่ 3.4.14 ผลตอบสนองระหว่างเรเดียกับเวลาของมอเตอร์ไฟฟ้าจากแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์



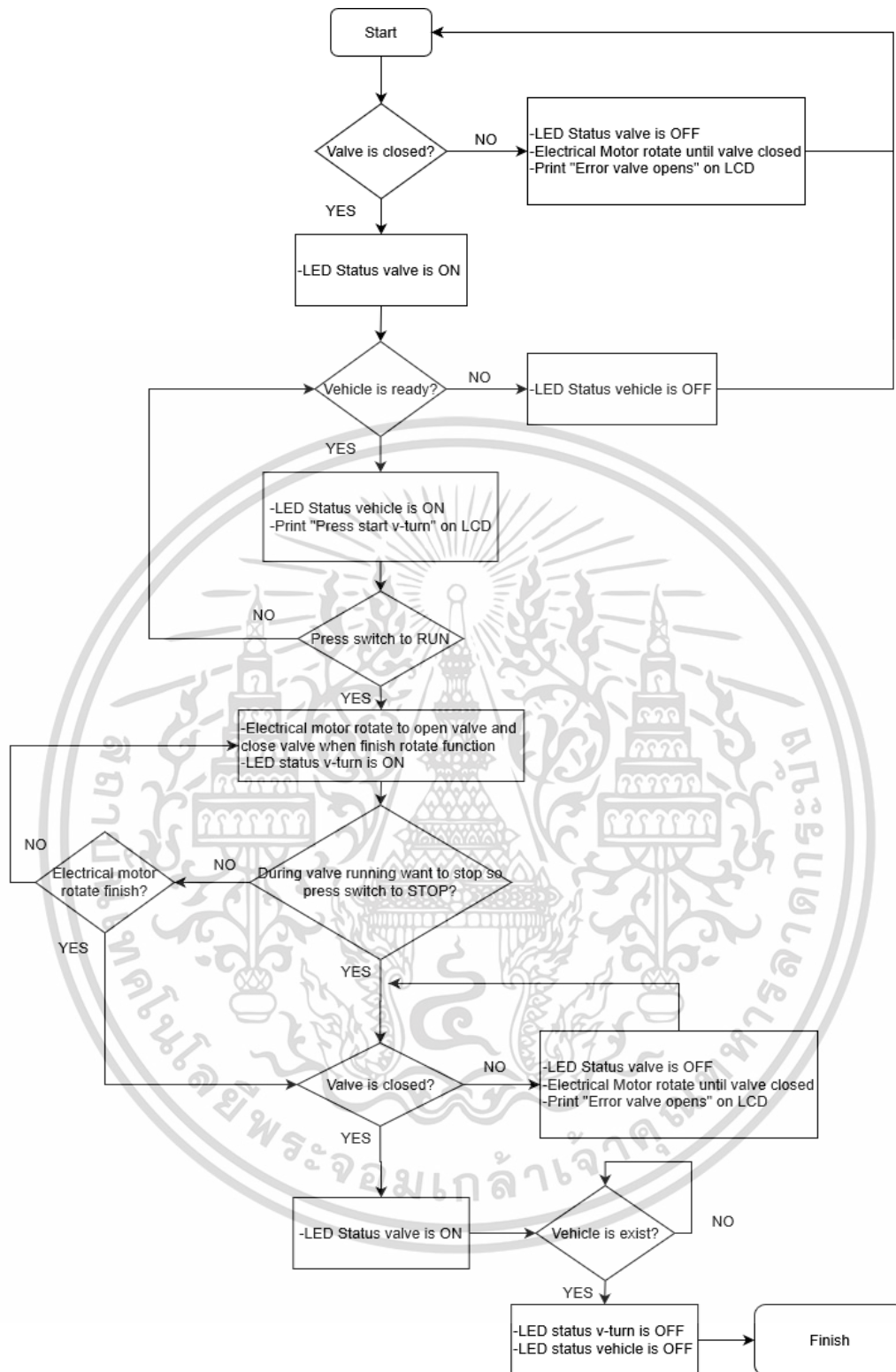
รูปที่ 3.4.15 ผลตอบสนองระหว่างความเร็วกับเวลาของมอเตอร์ไฟฟ้าจากแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.4.4 ระบบควบคุมการทำงานของระบบขับเคลื่อนแทนกลับรถด้วย Arduino® UNO R3

เบื้องต้นได้มีการออกแบบระบบการทำงานทั้งระบบของแทนกลับรถ มีรายละเอียดขั้นตอนการทำงานทั้งระบบดังนี้

1. เริ่มต้นด้วยแทนกลับรถมีสถานะพร้อมทำงาน สถานะพร้อมในที่นี้ได้แก่ วาล์วควบคุมถูกปิดไม่มีอัตราการไหลหรือกำลังไฮดรอลิกถูกส่งไปยังมอเตอร์ไฮดรอลิก
 2. รถยนต์ขับเคลื่อนขึ้นบนแทนกลับรถที่มีสถานะพร้อมทำงาน
 3. ระบบจะทำงานก็ต่อเมื่อกดปุ่มเริ่มทำงาน เมื่อรถยนต์ขับเคลื่อนขึ้นบนแทนกลับรถและมีสถานะพร้อมทำงานแล้ว จะส่งผลการประมวลข้อมูลไปยังไมโครคอนโทรลเลอร์ (Arduino® UNO R3) ให้ทำการส่งสัญญาณควบคุมมอเตอร์ไฟฟ้าไปยังยังไดรเวอร์มอเตอร์ไฟฟ้าเพื่อควบคุมการหมุนเปิดของวาล์วควบคุม ทำให้เกิดการส่งกำลังไฮดรอลิกไปยังมอเตอร์ไฮดรอลิก จากนั้นมอเตอร์ไฮดรอลิกจะขับเคลื่อนแทนกลับรถผ่านระบบเพื่อทำให้แทนกลับรถหมุนตอบสนองตามการควบคุมของวาล์วควบคุม
 4. ระหว่างการทำงานสามารถหยุดการทำงานได้ หากต้องการหยุดการตอบสนองเพียงกดปุ่มหยุดการทำงานก็จะทำให้หยุดการทำงานของมอเตอร์ไฟฟ้าทันที เมื่อหยุดการทำงานแล้วมอเตอร์ไฟฟ้าจะทำการหมุนปิดวาล์ว เมื่อวาล์วถูกปิดแล้วรถยนต์สามารถขับเคลื่อนออกจากแทนกลับรถได้อย่างปลอดภัย
 5. เมื่อมอเตอร์ไฟฟ้าทำงานครบตามสัญญาณควบคุมจากไมโครคอนโทรลเลอร์แล้ว จะทำให้วาล์วถูกปิดพอดีทำให้รถยนต์สามารถขับเคลื่อนออกได้อย่างปลอดภัย
 6. เมื่อรถยนต์ขับเคลื่อนออกเสร็จสิ้นแล้วจะทำการรีเซ็ตระบบการทำงานใหม่ เพื่อพร้อมทำงานในรอบการทำงานต่อไป
- สามารถแสดงเป็น Flow chart การทำงานโดยรวมของแทนกลับรถ ดังแสดงในรูปที่ 3.4.16



รูปที่ 3.4.16 Flow chart การทำงานของระบบแทนกลักรถ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.5 อุปกรณ์เสริมการทำงานระบบไฮดรอลิก

3.5.1 แอ็กคิวมูเลเตอร์

เมื่อพิจารณาระบบการทำงานไฮดรอลิก พบว่าปั๊มไฮดรอลิกต้องทำงานตลอดช่วงเวลาของการขับเคลื่อนแทนกลีบรถ โดยต้องจ่ายพลังงานไฟฟ้าตลอดช่วงเวลาการทำงาน ส่งผลให้เกิดความสิ้นเปลืองของพลังงานไฟฟ้าที่จ่ายให้ปั๊มไฮดรอลิก ทำให้ต้องมีอุปกรณ์เสริมการทำงานเพื่อลดภาระทางพลังงานไฟฟ้าที่จ่ายให้ปั๊มไฮดรอลิก โดยได้เลือกใช้ถังสะสมพลังงานหรือแอ็กคิวมูเลเตอร์เป็นอุปกรณ์ช่วยลดภาระทางพลังงานไฟฟ้าที่ต้องจ่าย โดยจะทำหน้าที่สะสมความดันไว้ในถังสะสมพลังงาน หลักการทำงานหลักคือ ปั๊มจ่ายความดันเข้าไปในถังสะสมความดันจนได้ค่าความดันค่าหนึ่ง จากนั้นเมื่อถังสะสมหรือแอ็กคิวมูเลเตอร์ได้รับความดันจนได้ขนาดที่ออกแบบไว้แล้วจึงสั่งหยุดการทำงานของปั๊มไฮดรอลิกทำให้ปั๊มไฮดรอลิกไม่ต้องทำงานตลอดเวลา จากนั้นความดันในถังสะสมพลังงานหรือแอ็กคิวมูเลเตอร์จะเป็นจ่ายความดันเข้าสู่ระบบขับเคลื่อนไฮดรอลิกต่อไป เมื่อระบบขับเคลื่อนใช้ความดันในถังสะสมพลังงานหรือแอ็กคิวมูเลเตอร์จนความดันลดลงไปเหลือความดันค่าๆหนึ่งแล้ว จะสั่งการปั๊มไฮดรอลิกจ่ายความดันเข้าสู่ถังสะสมพลังงานหรือแอ็กคิวมูเลเตอร์ต่อไป

ในกาออกแบบขนาดของถังสะสมพลังงานหรือแอ็กคิวมูเลเตอร์ในทางทฤษฎีสิ่งที่เราต้องทราบ ได้แก่

1. Maximum system working pressure หรือ P_G
2. Minimum system working pressure หรือ P_1
3. Required fluid volume of the system หรือ V_F
4. Gas Precharge pressure หรือ P_{pr}
5. Volume of accumulator หรือ V_T

โดยมีสมการความสัมพันธ์ของตัวแปร แสดงได้ดังสมการที่ 3.5 และสมการที่ 3.6

$$P_{pr} = 0.9P_1 \quad (3.5)$$

$$(P_G + P_A)(V_T - V_F)^{1.4} = (P_{pr} + P_A)V_T^{1.4} \quad (3.6)$$

จากการคำนวณออกแบบถังสะสมพลังงานหรือแอ็กคิวมูเลเตอร์ มีผลจากการใช้โปรแกรม MATLAB® ทำให้ทราบค่าการออกแบบสรุปผลได้ คือ

P_G มีค่าการออกแบบที่ 250 บาร์

P_{pr} มีค่าการออกแบบที่ 30 บาร์

V_F มีค่าการออกแบบที่ 4 ลิตร

P_A มีค่าการออกแบบที่ 1 บาร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อนำค่าการออกแบบที่ได้จากการใช้โปรแกรม MATLAB® นำมาเลือกขนาดของถังสะสมพลังงานหรือแอกคิวมูเลเตอร์พบว่าต้องเลือกใช้ถังสะสมพลังงานหรือแอกคิวมูเลเตอร์ที่ขนาด 6 ลิตร

3.6 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

การออกแบบระบบควบคุมแทนกัลบริด เมื่อวิเคราะห์ถึงแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบแทนกัลบริดพบว่า มีปัจจัยในการควบคุมหลักคือ อัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกในระบบไฮดรอลิก ซึ่งอุปกรณ์ที่ใช้ในการควบคุมอัตราการไหล ได้แก่ วาล์วควบคุมและมอเตอร์ไฮดรอลิก โดยมอเตอร์ไฮดรอลิกทำหน้าที่แปลงอัตราการไหลทางไฮดรอลิกเป็นงานทางกลเพื่อให้แทนกัลบริดได้ผลตอบสนองตามความต้องการ มีแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของมอเตอร์ไฮดรอลิกสามารถแสดงได้ดังสมการที่ 3.7

$$\frac{V_m}{\beta} \dot{p}_L = -C_{lp} p_L - D_m \dot{\theta}_m + q_L \quad (3.7)$$

เมื่อ V_m คือ total Volume (m^3)
 β คือ effective bulk modulus of fluid (Pa)
 p_L คือ pressure drop over hydraulics motor (Pa)
 C_{lp} คือ total leakage coefficient
 D_m คือ displacement of hydraulics motor (m^3/rev)
 q_L คือ อัตราการไหลที่ขาเข้าของไฮดรอลิกส์มอเตอร์ (m^3/s)
 $\dot{\theta}_m$ คือ ความเร็วเชิงมุมของเพลลาไฮดรอลิกส์มอเตอร์ (rad/s)

เมื่อพิจารณาในทางทฤษฎีจะถือว่าไม่เกิดการรั่วไหลของน้ำมัน ดังนั้นจึงสรุปได้ว่า

$$-C_{lp} p_L = 0 \quad (3.8)$$

มีแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของวาล์วควบคุมอัตราการไหลสามารถแสดงได้ดังสมการที่ 3.9 สมการที่ 3.10 และสมการที่ 3.11

$$q_L = K_q x_v - K_c p_L \quad (3.9)$$

$$K_q = \frac{\partial q_L}{\partial x_v} \quad (3.10)$$

$$K_c = -\frac{\partial q_L}{\partial p_L} \quad (3.11)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ x_v คือ spool valve displacement (m)

มีแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของสมดุลการหมุนของแท่นกัลป์รถสามารถแสดงได้ดังสมการที่ 3.12

$$J_m \ddot{\theta}_m = -B_m \dot{\theta}_m + D_m p_L - T_L \quad (3.12)$$

เมื่อ T_L คือ ภาระโหลดทอร์ค ($N.m$)

$\dot{\theta}_m$ คือ ความเร็วเชิงมุมของการหมุนของมอเตอร์ไฮดรอลิก (rad/s)

B_m คือ ค่าสัมประสิทธิ์ตัวหน่วงการสั่นสะเทือน

J_m คือ โมเมนต์อินเนอร์เซีย ($kg.m^2$)

เมื่อวิเคราะห์ความสัมพันธ์ตั้งแต่สมการที่ 3.7 จนถึงสมการที่ 3.12 โดยใช้หลักการลาปลาซทรานฟอร์มทางคณิตศาสตร์ พบว่าได้ผลลัพธ์ทางคณิตศาสตร์สามารถแสดงได้ดังสมการที่ 3.13

$$\frac{\theta_m(s)}{X_v(s)} = \frac{\frac{K_q}{D_m} - \frac{K_c}{D_m^2} \left(1 - \frac{s}{\omega_t}\right) T_L}{s \left(1 + \frac{2\delta_h s}{\omega_h} + \frac{s^2}{\omega_h^2}\right)} \quad (3.13)$$

เมื่อ

$$\omega_h = \sqrt{\frac{\beta D_m^2}{V_m J_m}} \quad (3.14)$$

$$\delta_h = \frac{B_m}{D_m} \sqrt{\frac{V_m}{\beta J_m}} \quad (3.15)$$

$$\omega_t = \frac{\beta K_c}{V_m} \quad (3.16)$$

เมื่อพิจารณาในทางทฤษฎีจะถือว่าไม่เกิดการรั่วไหลของน้ำมัน เมื่อแทนค่าจากการออกแบบในโปรแกรม MATLAB® ลงในสมการที่ 3.13 ได้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สามารถแสดงได้ดังสมการที่ 3.17 เมื่ออินพุตคือ ระยะเวลาเปิด-ปิดวาล์วควบคุมและเอาต์พุตคือ องศาการหมุนของแท่นกัลป์รถ

$$\frac{\theta_m(s)}{X_v(s)} = \frac{6884.77s + 93.896}{32348s^3 + 9172.66s^2 + s} \quad (3.17)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.7 การออกแบบ PID Controller

การออกแบบ PID Controller เพื่อควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันที่วาล์วควบคุมอัตราการไหล เพื่อให้แทนกัลบริมมีลักษณะการหมุนเหมือนกับลักษณะการหมุนของกราฟฟังก์ชันที่ได้ออกแบบไว้ ซึ่งจะนำ mathematical model มาออกแบบระบบควบคุมหรือ PID Controller โดยมีวิธีการออกแบบดังนี้ จากสมการผลลัพธ์ของ PID แสดงในสมการที่ 3.18

$$G(s) = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s \quad (3.18)$$

$$32348s^3 + 9172.66s^2 + s + K_p = 0$$

$$s^3 \quad 32348.174 \quad 1$$

$$s^2 \quad 9172.66 \quad K_p$$

$$s^1 \quad \frac{9172.66 - 32348.174}{9172.66} K_p$$

$$s^0 \quad K_p$$

$$9172.66 - 32348.174 K_p > 0$$

$$0.2835 > K_p > 0$$

$$K_{cr} = 0.2835$$

$$32348s^3 + 9172.66s^2 + s + 0.2835 = 0$$

$$32348(J\omega)^3 + 9172.66(J\omega)^2 + J\omega + 0.2835 = 0$$

$$9172.66(0.00003 - \omega^2) + (J\omega)(1 - 32348.17\omega^2) = 0$$

$$\omega = \sqrt{0.00003} = 0.00547$$

$$P_{cr} = \frac{2\pi}{0.00547} = 1147.08$$

$$K_p = (0.6)(K_{cr}) = (0.6)(0.2835) = 0.1701$$

$$K_i = \frac{K_p}{(0.5)(1147.08)} = \frac{0.1701}{(0.5)(1147.08)} = 0.000296$$

$$K_d = K_p (0.125 P_{cr}) = (0.1701)(0.125)(1147.08) = 24.411$$

สมการผลลัพธ์ของ PID Controller แสดงได้ดังสมการที่ 3.19

$$G_s(s) = 0.1701 + \frac{0.000296}{s} + 24.411s \quad (3.19)$$

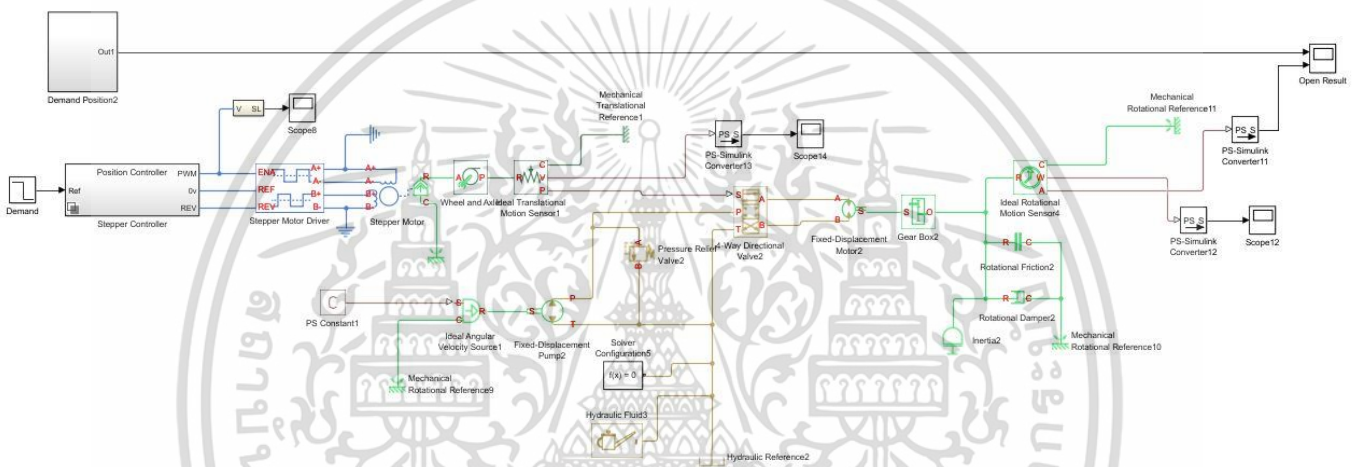
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

ผลการดำเนินงาน

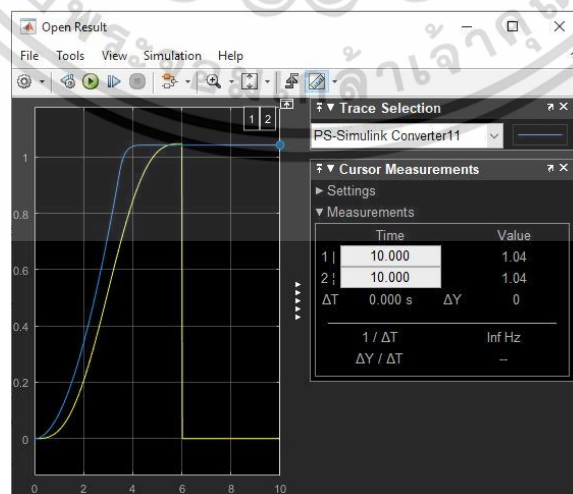
4.1 การจำลองทางคอมพิวเตอร์ในระบบไฮดรอลิกโดยควบคุมแบบเปิด

ระบบขับเคลื่อนของแท่นกลั่นรถมีระบบไฮดรอลิกเป็นระบบควบคุมการทำงาน โดยควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกด้วยวาล์วควบคุมและมอเตอร์ไฟฟ้า เมื่อพิจารณาระบบขับเคลื่อนแท่นกลั่นรถเป็นแบบระบบเปิดหรือ Open-Loop โดยใช้โปรแกรม MATLAB® ในการวิเคราะห์ มีรูปแบบการจำลองทางคอมพิวเตอร์ การทำงานของระบบไฮดรอลิกดังแสดงในรูปที่ 4.1.1



รูปที่ 4.1.1 แบบจำลองทางคอมพิวเตอร์การทำงานของระบบไฮดรอลิกแบบระบบเปิดใน MATLAB®

ผลการจำลองทางคอมพิวเตอร์ การตอบสนองการหมุนของแท่นกลั่นรถที่มีระบบตอบสนองแบบเปิด โดยผ่านการควบคุมจากมอเตอร์ไฟฟ้า ในโปรแกรม MATLAB® ได้ผลลัพธ์การตอบสนองดังแสดงในรูปที่ 4.1.2

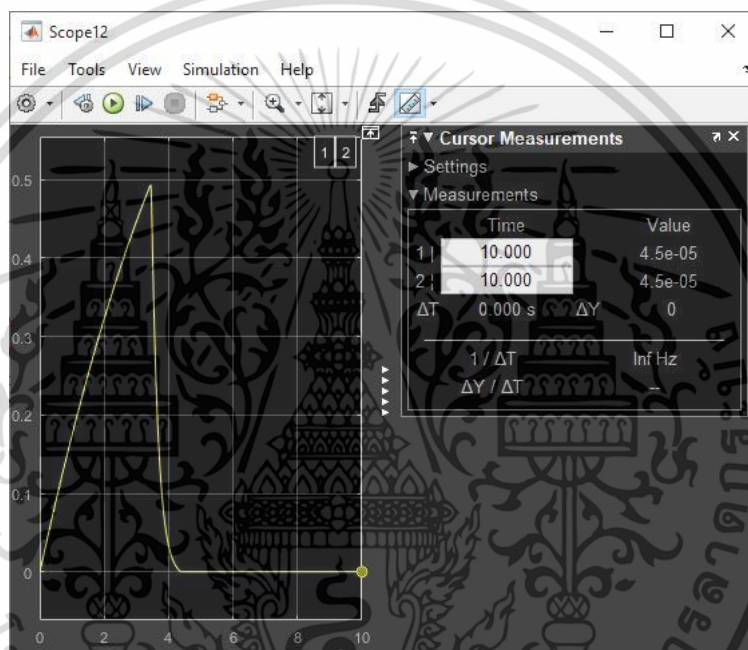


รูปที่ 4.1.2 ผลตอบสนองระหว่างเรเดียการหมุนกับเวลาของแท่นกลั่นรถแบบระบบเปิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ เส้นสีเหลือง คือ กราฟฟังก์ชันการเคลื่อนที่ที่ได้ออกแบบไว้
เส้นสีฟ้า คือ ผล simulation การเคลื่อนที่ของแท่นกัลบริด

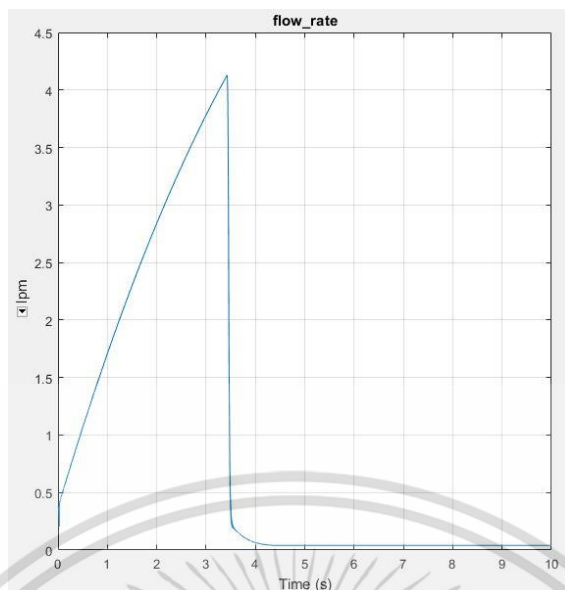
จากผลการจำลองทางคอมพิวเตอร์ แท่นกัลบริดจะพบว่าเริ่มหมุนด้วยความเร่งและค่อยๆลดลงและหยุดอยู่ที่ 1.04 เรเดียน หรือประมาณ 59.61 องศาภายในเวลา 6 วินาที ซึ่งเมื่อเทียบกับกราฟต้นแบบเส้นสีเหลืองถูกออกแบบมาให้อยู่ที่ 1.047 เรเดียน หรือ 60 องศาภายในเวลา 6 วินาที พบว่าเกิดความผิดพลาดอยู่ที่ 0.007 เรเดียน คิดเป็น 0.668 % ซึ่งมีค่าน้อยมาก ผลลัพธ์ที่เกิดขึ้นพบว่าลักษณะการหมุนของแท่นกัลบริดค่อนข้างมีความแตกต่างจากลักษณะการหมุนของต้นแบบที่ได้ออกแบบไว้เบื้องต้น เนื่องจากเป็นการทำงานในรูปแบบระบบตอบสนองแบบเปิด



รูปที่ 4.1.3 ผลตอบสนองระหว่างความเร็วเชิงมุมกับเวลาของแท่นกัลบริดแบบระบบเปิด

เมื่อ แกน Y คือความเร็วเชิงมุม (เรเดียน/วินาที)
แกน X คือเวลา (วินาที)

แท่นกัลบริดเริ่มต้นหมุนด้วยความเร่งค่าๆหนึ่ง จากนั้นความเร่งค่อยๆลดลงจนเป็นศูนย์ที่เวลาประมาณ 3.2 วินาที มีความเร็วเชิงมุมสูงสุดอยู่ 0.49 เรเดียน/วินาที หลังจากนั้นยังมีการหมุนเคลื่อนที่ต่อไปด้วยความหน่วง จนทำให้ความเร็วเชิงมุมค่อยๆลดลงจนกลายเป็นศูนย์ทำให้แท่นกัลบริดหยุดหมุน

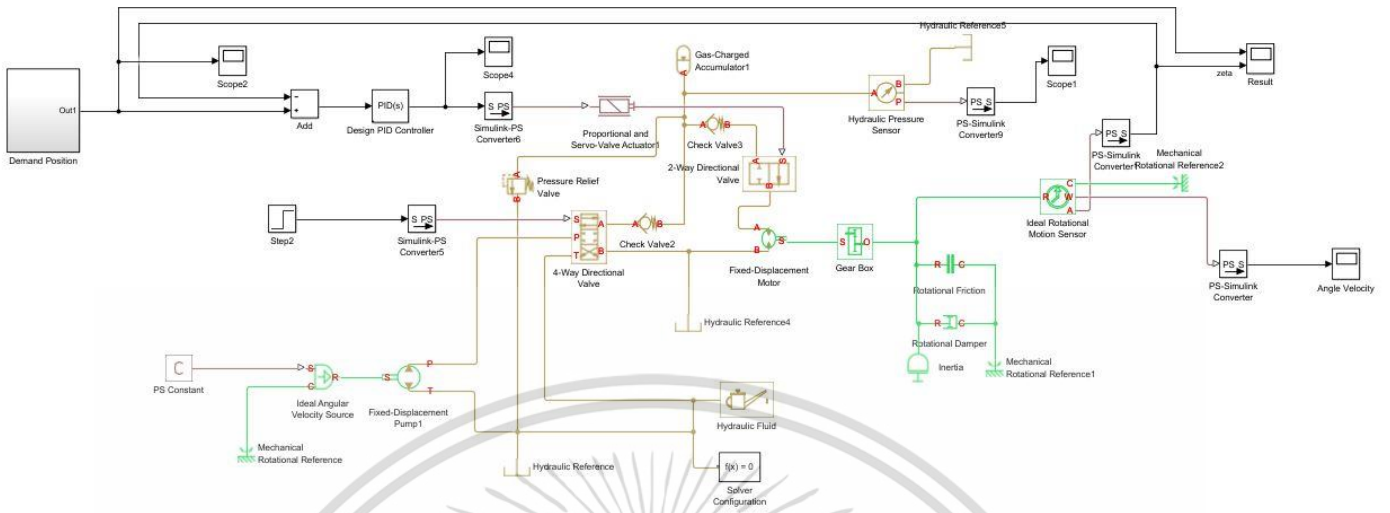


รูปที่ 4.1.4 ผลตอบสนองระหว่างอัตราการไหลของน้ำมันในไฮดรอลิกมอเตอร์

เมื่อวิเคราะห์การทำงานของมอเตอร์ไฮดรอลิกพบว่าการหมุนให้ครบรอบการทำงานของแต่ละรอบ 1 รอบ นั้นจะต้องมีอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกสูงสุดมีค่าประมาณ 4.2 ลิตร/นาที ที่เวลาประมาณ 3.5 วินาที แล้วจึงหยุดการทำงาน

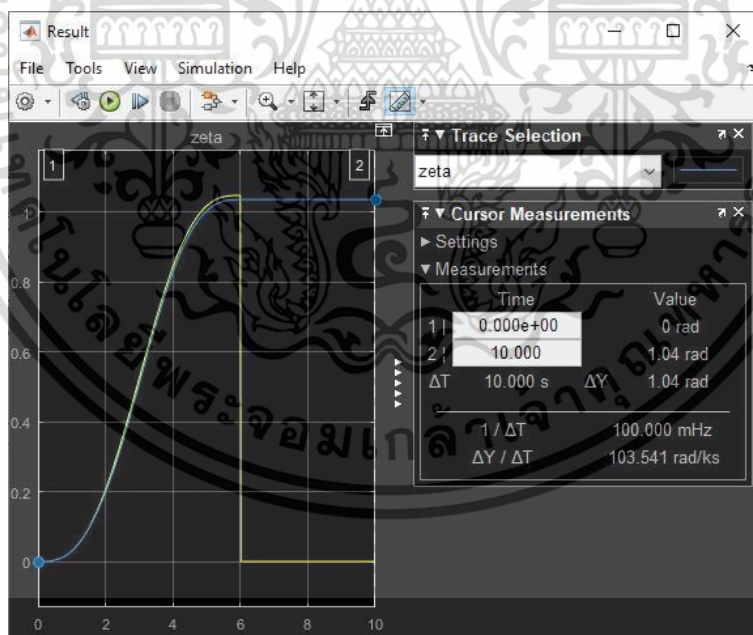
4.2 การจำลองทางคอมพิวเตอร์ในระบบไฮดรอลิกโดยควบคุมแบบปิด

ระบบขับเคลื่อนของแท่นกลับริดหรือระบบไฮดรอลิกซึ่งควบคุมการทำงานโดยใช้ PID Controller เป็นแบบระบบปิดหรือ Close-Loop ที่มีการส่งค่าย้อนกลับมาที่ตัวควบคุมเพื่อประมวลผลและควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันที่วาล์วควบคุมอัตราการไหล ใช้โปรแกรม MATLAB® ในการออกแบบ มีวงจรการทำงาน of ระบบไฮดรอลิกดังแสดงในรูปที่ 4.2.1



รูปที่ 4.2.1 แบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ของระบบไฮดรอลิกแบบระบบปิด

ผลการจำลองทางคอมพิวเตอร์การตอบสนองของแท่นกลั่นรถโดยใช้ PID ในการควบคุมการหมุนของแท่นกลั่นรถเมื่อมีการส่งค่ากลับมาเป็นแบบระบบปิด พบว่าผลลัพธ์การ simulation โดยใช้โปรแกรม MATLAB® มีผลตอบสนองดังแสดงในรูปที่ 4.2.2



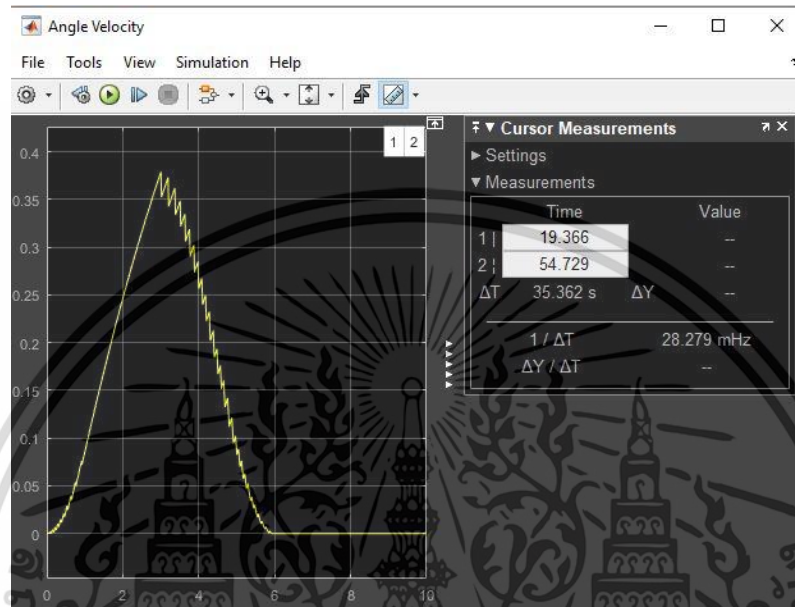
รูปที่ 4.2.2 ผลตอบสนองระหว่างเรเดียนการหมุนกับเวลาของแท่นกลั่นรถแบบระบบปิด

เมื่อ เส้นสีเขียว คือ กราฟฟังก์ชันการเคลื่อนที่ที่ออกมาแล้ว

เส้นสีฟ้า คือ ผล simulation การเคลื่อนที่ของแท่นกลั่นรถ

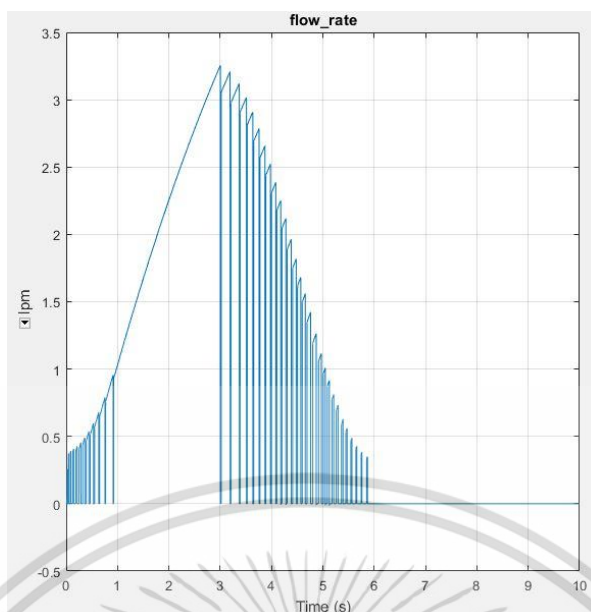
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากผลการจำลองทางคอมพิวเตอร์ แทนที่กลับริด พบว่ามีการตอบสนองโดยเริ่มหมุนด้วยความเร่งค่าๆ หนึ่งจากนั้นความเร่งจะมีค่าลดลงและหยุดอยู่ที่ 1.04 เรเดียน หรือประมาณ 59.61 องศาภายในเวลา 6 วินาที ซึ่งเมื่อเทียบกับลักษณะกราฟฟังก์ชันการเคลื่อนที่ที่ได้ออกแบบไว้คือ เส้นสีเหลืองโดยถูกออกแบบมาให้อยู่ที่ 1.047 เรเดียน หรือ 60 องศาภายในเวลา 6 วินาที พบว่าเกิดความผิดพลาดอยู่ที่ 0.007 rad คิดเป็น 0.668 % และมีลักษณะการหมุนของแทนที่กลับริดเหมือนกับลักษณะการหมุนของกราฟฟังก์ชันที่ได้ออกแบบไว้

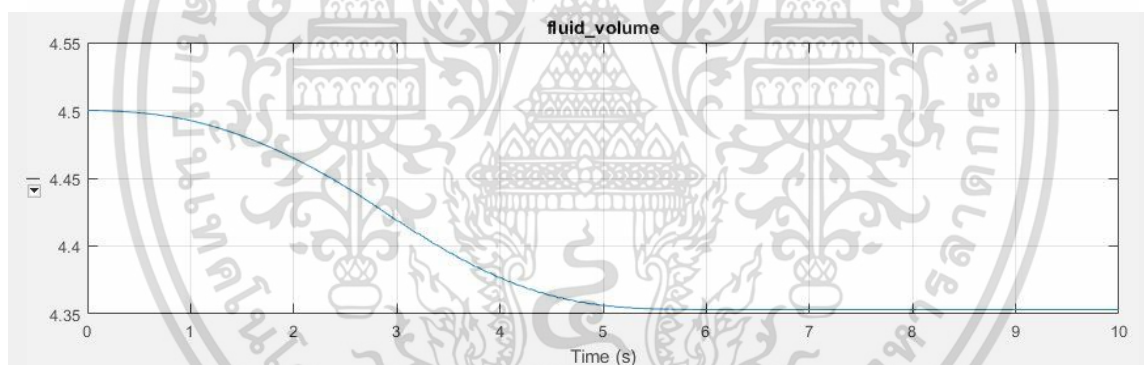


รูปที่ 4.2.3 ผลตอบสนองระหว่างความเร็วเชิงมุมกับเวลาของแทนที่กลับริดแบบระบบปิด
เมื่อ เส้นสีเหลือง คือ กราฟแสดงความเร็วเชิงมุมของแทนที่กลับริด

จากผลการจำลองทางคอมพิวเตอร์ ในโปรแกรม MATLAB® พบว่าในช่วงเริ่มต้นแทนที่กลับริดเกิดการหมุนมีความเร็วเชิงมุมในลักษณะเพิ่มขึ้นคล้ายกราฟเอ็กซ์โพเนนเชียล แสดงให้เห็นว่ามีความเร่งในช่วงที่เริ่มหมุนและลดลงจนความเร่งกลายเป็นศูนย์ที่เวลาประมาณ 3 วินาที โดยมีความเร็วเชิงมุมสูงสุดอยู่ที่ 0.375 เรเดียน/วินาที หลังจากนั้นเกิดความหน่วงขึ้นทำให้ความเร็วของแทนที่กลับริดค่อยๆ ลดลงจนกลายเป็นศูนย์ที่เวลาประมาณ 6 วินาที



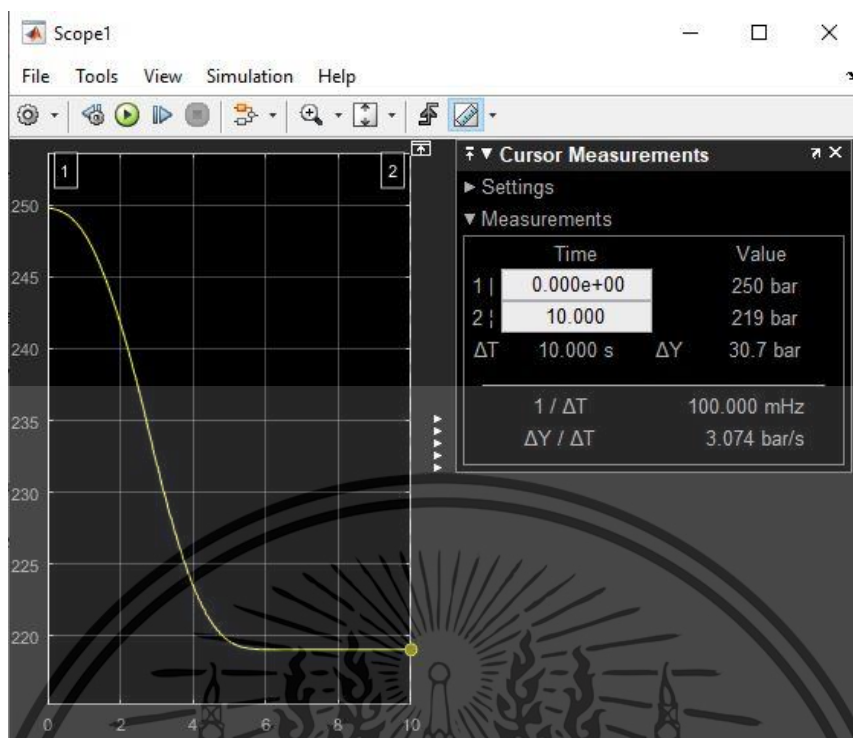
รูปที่ 4.2.4 ผลการตอบสนองอัตราการไหลของน้ำมันที่มอเตอร์ไฮดรอลิกจากการจำลองทางคอมพิวเตอร์
เมื่อวิเคราะห์การทำงานของมอเตอร์ไฮดรอลิกพบว่าในการที่จะหมุนครบรอบการทำงานของแท่นกลับ
รถ 1 รอบ ต้องมีอัตราการไหลของน้ำมันสูงสุดประมาณ 3.25 ลิตร/นาที ที่เวลาประมาณ 3 วินาที



รูปที่ 4.2.5 ผลการตอบสนองระหว่างปริมาณกับเวลาของน้ำมันไฮดรอลิกในแอกคิวลุ่มเตอร์

เมื่อวิเคราะห์การทำงานของถังเก็บสะสมพลังงานหรือแอกคิวลุ่มเตอร์ที่มีปริมาณน้ำมันไฮดรอลิกอยู่
4.5 ลิตร พบว่าในการหมุนครบรอบของแท่นกลับรถ 1 รอบ ปริมาตรของน้ำมันที่เก็บสะสมอยู่ในแอกคิวลุ่ม
เตอร์มีผลตอบสนองลดลงจาก 4.5 ลิตร จนเหลืออยู่ที่ประมาณ 4.35 ลิตร ซึ่งพบว่าในหนึ่งรอบการทำงานมี
การใช้น้ำมันไฮดรอลิกอยู่ที่ 0.15 ลิตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



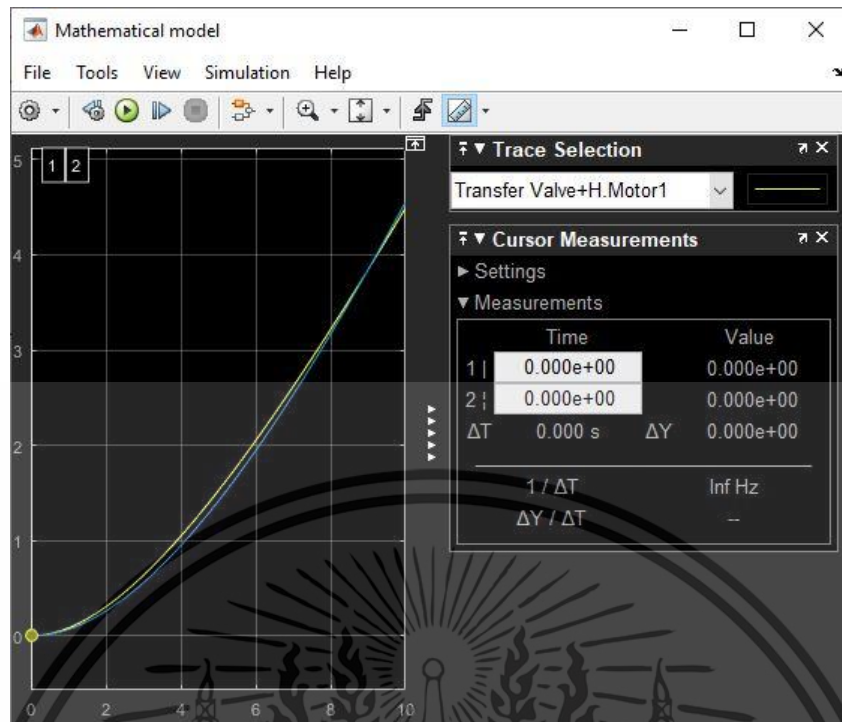
รูปที่ 4.2.6 ผลการตอบสนองระหว่างความดันกับเวลาของถังสะสมพลังงานจากการจำลองทางคอมพิวเตอร์

เมื่อวิเคราะห์ผลตอบสนองของความดันระบบเมื่อใส่ถังสะสมพลังงาน พบว่ามีความดันสูงสุดอยู่ที่ 250 บาร์ เมื่อเริ่มต้นการทำงานแล้วพบว่าความดันในระบบจะมีค่าค่อยๆ ลดลงจนหยุดนิ่งอยู่ที่ 219 บาร์ ที่เวลาประมาณ 6 วินาที ซึ่งส่งผลให้การทำงานของแท่นกลับรถครบรอบการทำงานพอดี

4.3 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

พฤติกรรมการทำงานของระบบไฮดรอลิกสามารถอธิบายได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ภายใต้เงื่อนไขเดียวกันและตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดยการจำลองพฤติกรรมการทำงานของระบบไฮดรอลิกส์เทียบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

สำหรับผลการจำลองทางคอมพิวเตอร์ การทำงานของระบบไฮดรอลิกเปรียบเทียบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดยมีตัวแปรเริ่มต้นเหมือนกันคือระยะ spool valve คงที่อยู่ที่ 0.85 มิลลิเมตร ได้ผลลัพธ์คือองศาการหมุนของแท่นกลับรถ สามารถแสดงผลดังรูปที่ 4.3.1



รูปที่ 4.3.1 การเปรียบเทียบระหว่างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และผลการทำงานของระบบไฮดรอลิก

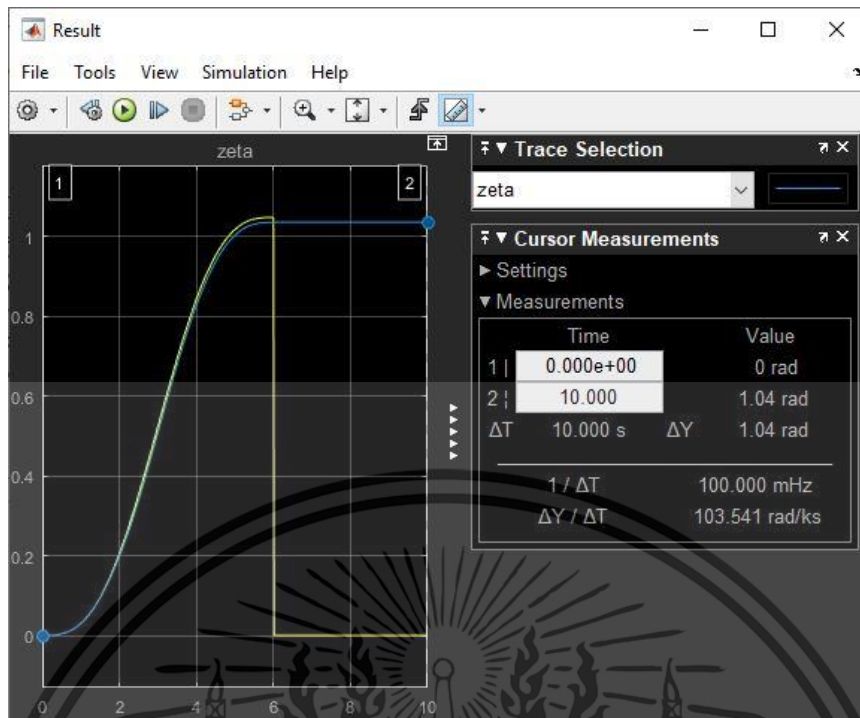
เมื่อ เส้นสีเหลือง คือ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบไฮดรอลิก
เส้นสีฟ้า คือ ผลการ simulation การทำงานของระบบไฮดรอลิก
แกน Y คือ องศาการหมุนของแท่นกลับริด (เรเดียน)
แกน X คือ เวลา (วินาที)

เมื่อเปรียบเทียบพฤติกรรมการทำงานของทั้งแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และระบบไฮดรอลิกภายใต้สภาวะเดียวกันจะพบว่าพฤติกรรมการทำงานมีลักษณะคล้ายกัน แต่ที่แตกต่างกันเล็กน้อยเนื่องจากอาจมีปัจจัยอื่นๆที่เข้ามารบกวนระบบเช่น การรั่วของน้ำมันภายในอุปกรณ์ไฮดรอลิกหรืออุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกที่เพิ่มขึ้น

4.4 ผลการจำลองทางคอมพิวเตอร์ของ PID controller

สำหรับระบบควบคุมแบบปิดในแท่นกลับริด จะมีการส่งค่าองศาการหมุนของแท่นกลับริดมาที่ตัวควบคุมหรือ PID controller เพื่อวิเคราะห์ความผิดพลาดที่เกิดขึ้นของผลการการทำงานเมื่อเทียบกับผลลัพธ์ฟังก์ชันการเคลื่อนที่ที่ออกแบบไว้ จากนั้นจะทำการประมวลผลเพื่อสั่งการควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกผ่านมอเตอร์ไฟฟ้าเพื่อไปควบคุมวาล์วควบคุมต่อ มีผลลัพธ์การจำลองทางคอมพิวเตอร์ ใน MATLAB® เกิดลักษณะการหมุนของแท่นกลับริด สามารถแสดงดังรูปที่ 4.4.1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.4.1 ผลการตอบสนองลักษณะการหมุนของแท่นกลั่นเมื่อใส่ระบบ PID

เมื่อ **เส้นสีฟ้า** คือ กราฟฟังก์ชันการเคลื่อนที่ที่ได้ออกแบบไว้

เส้นสีเหลือง คือ ผลการจำลองทางคอมพิวเตอร์ การเคลื่อนที่ของแท่นกลั่น

จากผลการจำลองทางคอมพิวเตอร์ ใน MATLAB® จะพบว่าแท่นกลั่นเกิดการหมุนไปและหยุดอยู่ที่ 1.04 เรเดียน หรือ 59.61 องศาซึ่งลักษณะการหมุนที่ได้ออกแบบไว้คือ ต้องการมาให้แท่นกลั่นหมุนไปได้ประมาณ 1.047 เรเดียนหรือ 60 องศา จากการวิเคราะห์พบว่าเกิดองศาการหมุนที่ผิดพลาดไปประมาณ 0.007 เรเดียน หรือประมาณ 0.668 เปอร์เซ็นต์ โดยรวมถือว่ามีลักษณะการหมุนที่ใกล้เคียงกับฟังก์ชันการเคลื่อนที่ที่ได้ออกแบบไว้ เมื่อ PID Controller ที่ใช้ควบคุมมีค่า $P = 0.1701$ $I = 0.0000296$ $D = 24.411$ ซึ่งเป็นค่าที่ทำให้เกิดการควบคุมการทำงานได้ผลลัพธ์ที่มีความแม่นยำ ตอบสนองได้อย่างรวดเร็วได้มากขึ้นกว่าระบบที่ไม่มี PID controller และเกิดความผิดพลาดน้อยลงเมื่อเทียบกับระบบที่ไม่มี PID controller

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

สรุปผล

5.1 สรุปผลการวิจัย

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อออกแบบระบบขับเคลื่อนของแท่นกลับริดให้หมุนไปในองศาที่ต้องการ โดยทางคณะผู้จัดทำได้เลือกใช้ระบบไฮดรอลิกในการขับเคลื่อนแท่นกลับริดเพื่อเป็นต้นแบบในการที่จะพัฒนาระบบขับเคลื่อนแบบอื่นต่อไป ซึ่งในการออกแบบระบบไฮดรอลิกใช้วิธีการวิเคราะห์ภาระโหลดที่จะเกิดขึ้นกับแท่นกลับริดเพื่อนำไปออกแบบขนาดของอุปกรณ์แต่ละตัวเพื่อให้มีกำลังขับเคลื่อนที่เหมาะสมและเพียงพอที่จะขับเคลื่อนแท่นกลับริด และใช้แอกคิวมูเลเตอร์เป็นถังเก็บน้ำมันไฮดรอลิกเพื่อลดการทำงานของระบบขับเคลื่อนลงเมื่อยังไม่ถึงเวลาใช้งาน โดยในเบื้องต้นทางผู้จัดทำได้ออกแบบระบบการทำงานเป็นแบบเปิดเพื่อทดสอบกำลังขับเคลื่อนของแท่นกลับริด แล้วต่อมาจึงพัฒนาเป็นการทำงานระบบปิดแบบป้อนค่าย้อนกลับโดยใช้ PID Controller ในการควบคุมและประมวลผลการทำงาน แล้วจึงใช้การจำลองทางคอมพิวเตอร์ จากโปรแกรม MATLAB® เพื่อศึกษาการหมุนของแท่นกลับริดที่เกิดขึ้น โดยมีการสมมติลักษณะการหมุนของแท่นกลับริดที่ต้องการให้ออกมาในรูปแบบของกราฟเพื่อนำไปใช้เป็นต้นแบบในการเปรียบเทียบกับลักษณะการหมุนที่เกิดขึ้นจากการจำลองทางคอมพิวเตอร์ การทำงานของระบบขับเคลื่อนของแท่นกลับริด

สำหรับระบบเปิดหรือ Open Loop ซึ่งใช้มอเตอร์ไฟฟ้าในการเปิด-ปิดวาล์วสามารถเพื่อให้แท่นกลับริดเกิดการหมุน ซึ่งได้ผลลัพธ์ของการหมุนอยู่ที่ 1.04 เรเดียน หรือ 59.61 องศา เกิดความผิดพลาด 0.668 เปอร์เซ็นต์ และไม่สามารถควบคุมลักษณะการหมุนของแท่นกลับริดให้เหมือนกับลักษณะการหมุนต้นแบบที่ออกแบบไว้ได้

สำหรับระบบปิด หรือ Close Loop ซึ่งมีการส่งค่าย้อนกลับมาที่ตัวควบคุมหรือ PID Controller เพื่อประมวลผลและควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันที่วาล์ว ได้ผลลัพธ์หรือองศาการหมุนของแท่นกลับริดอยู่ที่ 1.04 เรเดียน หรือ 59.61 องศา คิดเป็นความผิดพลาดอยู่ 0.668 เปอร์เซ็นต์ และสามารถควบคุมลักษณะการหมุนของแท่นกลับริดให้เป็นไปตามที่ออกแบบไว้ได้

ใช้แอกคิวมูเลเตอร์เป็นถังเก็บน้ำมันไฮดรอลิกเพื่อลดการทำงานของระบบขับเคลื่อนลงเมื่อยังไม่ถึงเวลาใช้งาน

5.2 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากแท่นกลับริดที่ทำได้ขณะนี้ เป็นเพียงตัวต้นแบบที่จะต้องนำไปพัฒนาต่อไปในอนาคต หากมีการศึกษารวมทั้งวิเคราะห์รายละเอียดการทำงานมากกว่านี้อาจจะทำให้ผลการออกแบบในระบบขับเคลื่อนที่มีประสิทธิภาพได้มากกว่าเพื่อนำไปใช้งานได้จริงเพื่อการสำรวจในอนาคต เช่น ลดต้นทุนการผลิต ลดเวลาในการออกแบบพัฒนา สามารถติดตั้งได้สะดวกรวดเร็วมากขึ้น มีข้อมูลที่จะนำไปใช้ต่อยอดพัฒนารวมทั้งแก้ไขให้มีประสิทธิภาพมากขึ้น เป็นต้น

โดยปัญหา อุปสรรค ที่พบเจอระหว่างการทำงานคือ โครonavirus COVID-19 ส่งผลให้ไม่สามารถที่จะประกอบอุปกรณ์ในระบบขับเคลื่อนแทนกลีบรถให้เสร็จสิ้นเพื่อจะนำผลการจำลองทางคอมพิวเตอร์ใน MATLAB® นำมาใช้ทำการทดสอบจริง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

- [1] Norman S. Nise (2011) "Control system Engineering." 6th ed. California State Polytechnic University, Pomona. John wiley & Sons, Inc.
- [2] Anthony Esposito (2003) "Fluid Power with Applications." 6th ed. United States of America. Pearson Education, Inc.
- [3] The Mathworks, Inc. (2019)<https://www.mathworks.com/support/learn-with-matlab-tutorials.html>, accessed 21 May 2019
- [4] Katsuhiko Ogata (2004) "System Dynamics." 4th ed. University of Minnesota. Pearson Education, Inc.
- [5] Richard G. Budynas (2015) "Shigley's Mechanical Engineering Design." 10th ed. Mcgraw-Hill Education, 2 Penn Plaza, New York NY 10121.
- [6] ระบบควบคุมพีไอดี [ออนไลน์]. 2563 [ค้นเมื่อ 3 พฤษภาคม 2563]. จาก <https://th.wikipedia.org/wiki/ระบบควบคุมพีไอดี>.
- [7] การวาดFlow chart [ออนไลน์]. 2563 [ค้นเมื่อ 5 พฤษภาคม 2563]. จาก <https://app.diagrams.net/>
- [8] Arduino UNO R3 [ออนไลน์]. 2563 [ค้นเมื่อ 1 พฤษภาคม 2563]. จาก <https://www.ioxhop.com/article/1/arduino-ตอนที่-1-arduino-คืออะไร>
- [9] Electrical Motor simulation in MATLAB [ออนไลน์].2563 [ค้นเมื่อ 4 พฤษภาคม 2563].จาก <https://www.mathworks.com/help/physmod/sps/examples/stepper-motor-with-control.html>
- [10] Ardduino [ออนไลน์].2563 [ค้นเมื่อ 4 พฤษภาคม 2563].จาก <https://www.thaieasyelec.com/article-wiki/latest-blogs/what-is-arduino-ch1.html>
- [11] Arduino [ออนไลน์].2563 [ค้นเมื่อ 4 พฤษภาคม 2563]. จาก <https://www.arduino2robot.com/article/1/arduino-คืออะไร>
- [12] Sizing Accumulator [ออนไลน์].2563[ค้นเมื่อ 4 พฤษภาคม 2563]. จาก <http://www.hydac-na.com/sites/hydac-na/SiteCollectionDocuments/AOSS-%20accumulators.pdf>
- [13] R.V. Sanders (2016) Modelling and simulation of traditional hydraulic heave compensation systems. University of twente.
- [14] Richard G. Budynas and J. Keith Nisbett shigley's Mechanical Engineering Design Tenth edition in SI Units, Mc Graw Hill Education
- [15]ขวัญชัย สิ้นทิพย์สมบุรณ์ และ ปานเพชร ชินินทร (2539). ไฮดรอลิก อุตสาหกรรม, กรุงเทพฯ: บริษัทเอช. เอ็น. กรุป จำกัด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา **XVI** อังอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [16]เดชฤทธิ์ มณีธรรม และ พรพจน์ แพรศิริ (2552). คัมภีร์ ระบบไฮดรอลิกส์, นครปฐม: เพชรเกษมพริ้นติ้งกรุ๊ป จำกัด
- [17]พรจิต ประทุมสุวรรณ (2548). ระบบไฮดรอลิกและการควบคุม, กรุงเทพฯ: เรือนแก้วการพิมพ์
- [18]ณรงค์ ต้นชีวะวงศ์ (2539). ระบบไฮดรอลิก, กรุงเทพฯ: สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น)
- [19]รองศาสตราจารย์อนุชา หิรัญวัฒน์ (2551). การควบคุมอัตโนมัติและการประยุกต์ใช้พีแอลซี(ชั้นกลาง), นนทบุรี: ห้างหุ้นส่วนจำกัด ธนินซ์
- [20] Norman S. Nise (2011) “Control system Engineering.” 6th ed. California State Polytechnic University, Pomona. John wiley & Sons, Inc.
- [21] Anthony Esposito (2003) “Fluid Power with Applications.” 6th ed. United States of America. Pearson Education, Inc.
- [22] The Mathworks, Inc (2019) www.mathworks.com/support/learn-with-matlab-tutorials.html, accessed 21 May 2019





ภาคผนวก ก.

Coding on Arduino® UNO R3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา **XVIII** นี้ อ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

#include <Wire.h>
#include <LiquidCrystal_I2C.h>
LiquidCrystal_I2C lcd(0x27, 20, 4);

int swit = 2; //start or stop switch
int led_cw = 5; //status direction step motor {clockwise}
int led_ccw = 6; //status direction step motor {counterclockwise}
int led_valve = 8; //status valve open-close
int led_vehicle = 12; //status vehicle
int stat_valve = 4; //sensor valve
int stat_vehicle = 7; //sensor vehicle
int led_PUL = 9; //pulse signal to driver motor
int led_DIR = 10; //direction signal to driver motor
int led_ENA = 11; //enable signal to driver motor
int stat_vturn = 13; //status start/stop
int period = 6; // time to operate v-turn

double T;

double Pulse_signal(double t){
  T = -14.941*t*t*t + 86.3*t*t -155.94*t +93.278 ; //function control speed
  return T;
}

void setup()
{
  lcd.begin(16, 4);
  lcd.clear();
  lcd.init();          // initialize the lcd
  lcd.init();
  lcd.backlight();

  Serial.begin(9600);

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา **XIX** อ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

pinMode(swit,INPUT); //switch open or close valve
digitalWrite(swit,LOW);
pinMode(stat_vehicle,INPUT); //input signal from vehicle sensor
digitalWrite(stat_vehicle, LOW);
pinMode(led_vehicle,OUTPUT); //show on led
digitalWrite(led_vehicle, LOW);
pinMode(led_PUL,OUTPUT); //input pulse signal to driver motor
digitalWrite(led_PUL, LOW);
pinMode(led_DIR,OUTPUT); //input direction signal to driver motor
digitalWrite(led_DIR, LOW);
pinMode(led_ENA,OUTPUT); //input enable signal to driver motor
digitalWrite(led_ENA, LOW);
pinMode(stat_valve,INPUT); //input signal from valve sensor
digitalWrite(stat_valve,LOW);
pinMode(led_valve,OUTPUT); //show on led
digitalWrite(led_valve,LOW);
pinMode(led_cw,OUTPUT); //show on led
digitalWrite(led_cw,LOW);
pinMode(led_ccw,OUTPUT); //show on led
digitalWrite(led_ccw,LOW);
pinMode(stat_vturn,OUTPUT); //show on led
digitalWrite(stat_vturn,LOW);

```

```

}

```

```

double t = 0;

```

```

double a = millis();

```

```

double c ;

```

```

void loop()

```

```

{ //reset direction to origin

```

```

    digitalWrite(led_DIR,LOW);

```

```

    digitalWrite(led_cw,LOW);

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา **XX** ข้ออ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

digitalWrite(led_ccw,LOW);

//if (digitalRead(stat_vehicle)==HIGH) {
// digitalWrite(led_vehicle, HIGH);
//}
//else {
digitalWrite(led_vehicle, LOW);
//}
if (digitalRead(stat_valve) == HIGH) {
delay(100);
digitalWrite(led_valve,HIGH);
}
else {
digitalWrite(led_valve,LOW);
}

lcd.clear();
lcd.setCursor(0,1);
lcd.print("Vturn: Ready");

delay(500);

while (digitalRead(stat_vturn) == LOW && digitalRead(stat_vehicle) == HIGH) {

if (digitalRead(stat_valve) == HIGH) {
digitalWrite(led_valve,HIGH);
lcd.clear();
lcd.setCursor(0,3);
lcd.print("Error: Valve opens");

digitalWrite(led_PUL,HIGH);
delayMicroseconds(1500);
digitalWrite(led_PUL,LOW);

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา **XXI** อย่างเป็นทางการถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

delayMicroseconds(1500);

digitalWrite(led_DIR,HIGH);
digitalWrite(led_ccw,HIGH);
digitalWrite(led_cw,LOW);
}
else {
digitalWrite(led_valve,LOW);
lcd.clear();
lcd.print("press start V-TURN");
}

if (digitalRead(swit) == HIGH) {
digitalWrite(stat_vturn,HIGH);
}
if (digitalRead(stat_vehicle)==HIGH) {
digitalWrite(led_vehicle, HIGH);
}
else {
digitalWrite(led_vehicle, LOW);
}
delay(500);
}
a = millis();
while (digitalRead(stat_vturn) == HIGH) { //v-turn is running

c = millis();
t = (c - a) / 1000;
lcd.setCursor(4,1);
lcd.print(t);
lcd.setCursor(11,1);
lcd.print("Sec");

```

```

//start valve open
if (t < period/2.00) {
  T = Pulse_signal(t);
  digitalWrite(led_DIR,LOW); //DIR = 'LOW' mean motor rotate CW
  digitalWrite(led_cw,HIGH);
  digitalWrite(led_ccw,LOW);
}
//start valve close
else if (t > period/2.00 && t <= period) {
  t = -t+6.00;
  T = Pulse_signal(t);
  digitalWrite(led_DIR,HIGH); //DIR = 'HIGH' mean motor rotate CCW
  digitalWrite(led_cw,LOW);
  digitalWrite(led_ccw,HIGH);
}

//start input pulse,direction,enable signal to driver

digitalWrite(led_PUL,HIGH);
delay(T/2);
//delayMicroseconds(7000);
digitalWrite(led_PUL,LOW);
delay(T/2);
//delayMicroseconds(7000);

if (digitalRead(stat_valve) == LOW) { // LOW mean close
  digitalWrite(led_valve,LOW);
}
else {
  digitalWrite(led_valve,HIGH);
}
}

```

```

if(digitalRead(swit) == HIGH){

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา **XXIII** ให้อ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

while(digitalRead(stat_vehicle)==HIGH){
digitalWrite(led_PUL,LOW);
digitalWrite(led_DIR,LOW);
digitalWrite(led_cw,LOW);
digitalWrite(led_ccw,LOW);

if (digitalRead(stat_valve) == LOW) { // LOW mean close
digitalWrite(led_valve,LOW);
}
else {
digitalWrite(led_valve,HIGH);
}

if(digitalRead(stat_valve)==HIGH) {
digitalWrite(led_PUL,HIGH);
delayMicroseconds(1500);
digitalWrite(led_PUL,LOW);
delayMicroseconds(1500);

digitalWrite(led_DIR,HIGH);
digitalWrite(led_ccw,HIGH);
digitalWrite(led_cw,LOW);
}

lcd.setCursor(0,3);
lcd.print("waiting to exist");
if(digitalRead(stat_valve)==LOW && digitalRead(stat_vehicle) == LOW){
digitalWrite(stat_vturn,LOW);
t = 0;
break;
}

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา **XXIV** อย่างไรก็ดีเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

    digitalWrite(led_vehicle,LOW);
}
else {
    digitalWrite(led_vehicle,HIGH);
}
}
}
}

```

```

while(t > period) {

```

```

    c = millis();

```

```

    t = (c - a) / 1000;

```

```

    lcd.setCursor(4,1);

```

```

    lcd.print(t);

```

```

    lcd.setCursor(11,1);

```

```

    lcd.print("Sec");

```

```

if(digitalRead(stat_valve)==HIGH) {

```

```

    digitalWrite(led_PUL,HIGH);

```

```

    delayMicroseconds(1500);

```

```

    digitalWrite(led_PUL,LOW);

```

```

    delayMicroseconds(1500);

```

```

    digitalWrite(led_DIR,HIGH);

```

```

    digitalWrite(led_ccw,HIGH);

```

```

    digitalWrite(led_cw,LOW);

```

```

}

```

```

    lcd.setCursor(0,3);

```

```

    lcd.print("waiting to exist");

```

```

if(digitalRead(stat_valve)==LOW && digitalRead(stat_vehicle)==LOW) {

```

```

    digitalWrite(stat_vturn,LOW);

```

```

    t = 0;

```

```

    break;

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา **XXV** อย่างอ้อมถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```
    }  
  }  
  
  if(digitalRead(stat_vehicle)==LOW) {  
    digitalWrite(led_vehicle,LOW);  
  }  
  else {  
    digitalWrite(led_vehicle,HIGH);  
  }  
}  
delay(500);  
}
```



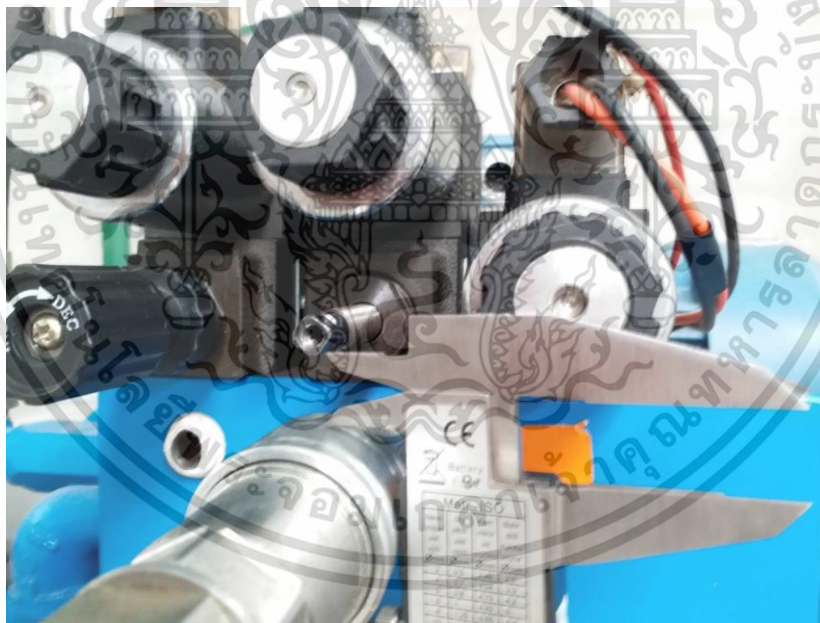
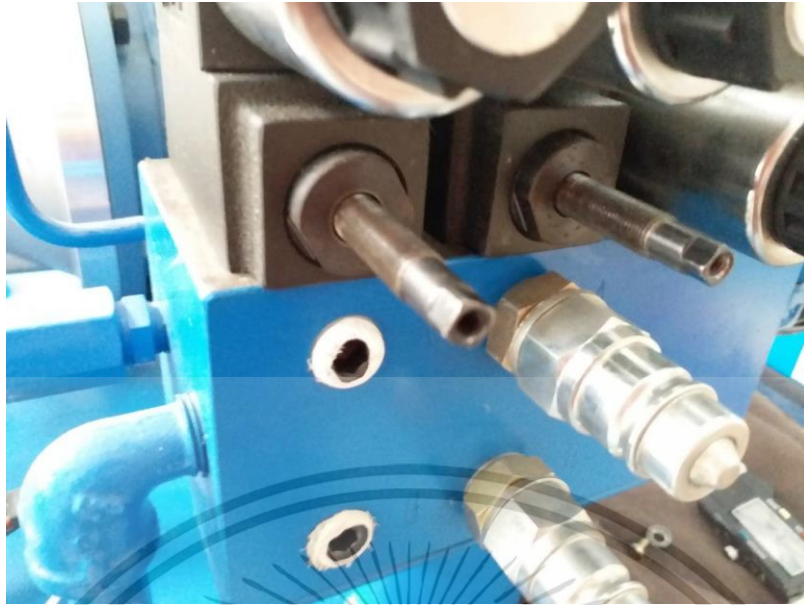
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา **XXVI** ให้อ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



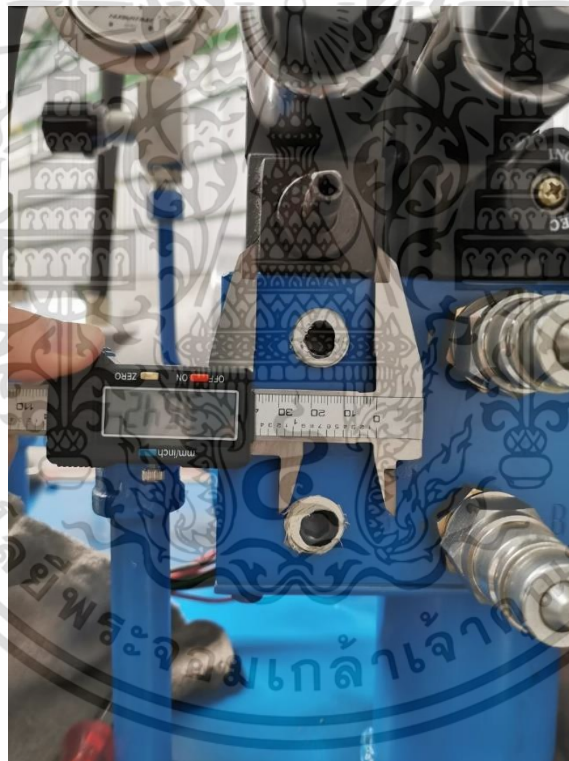
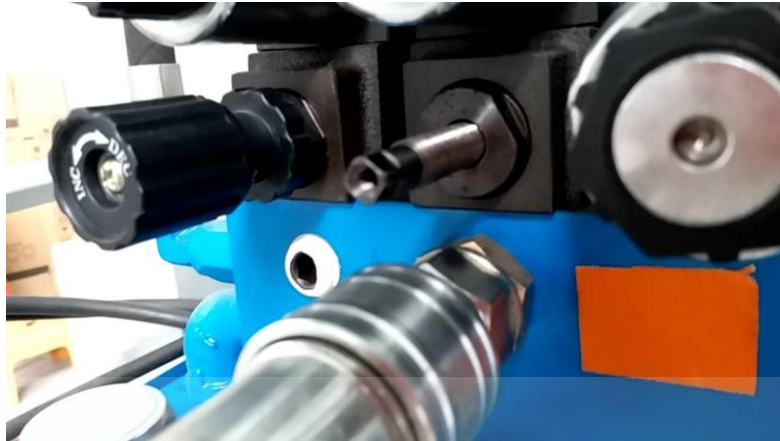
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา **XXVII** อ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



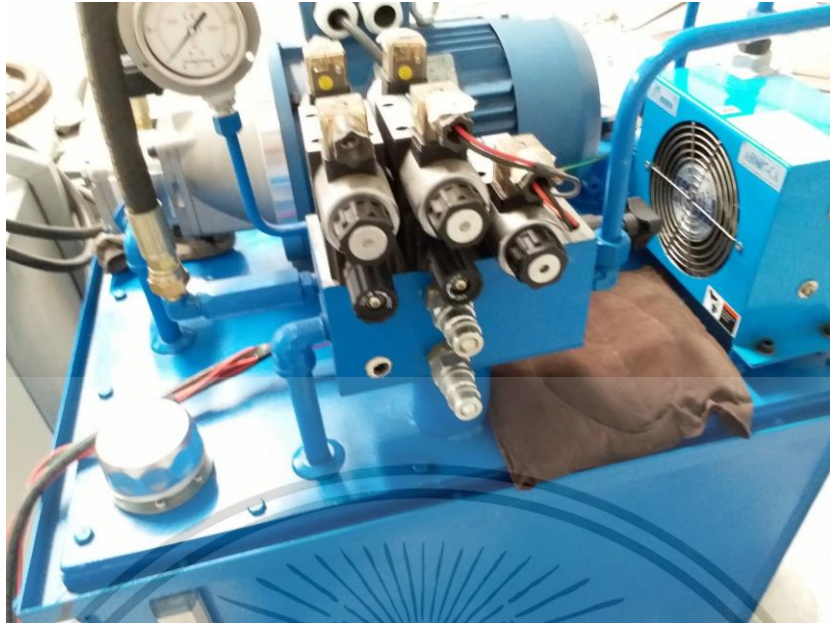
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา **XXVIII** อ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา XXIX นี้อ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



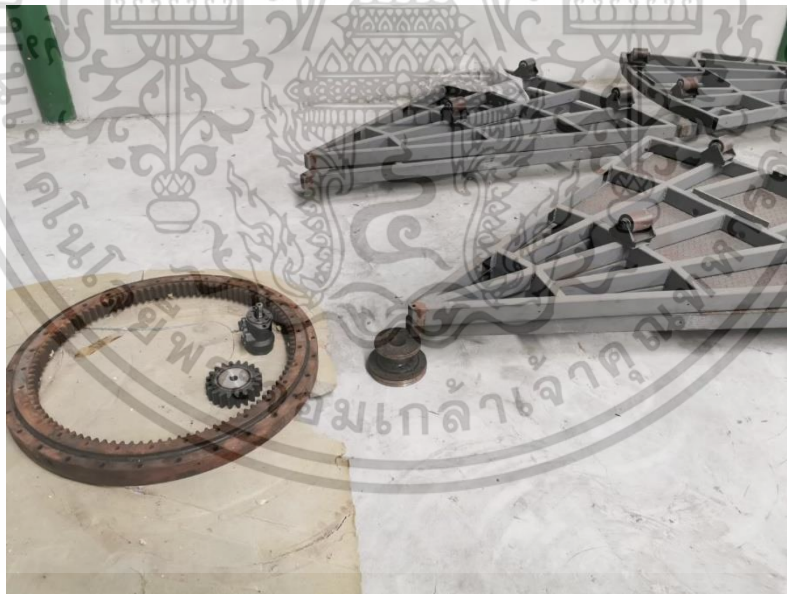
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา XXXX อย่างอ้อมถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา XXXI ให้อ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาXXXIIอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา **XXXIII** อ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา **XXXIV** อ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



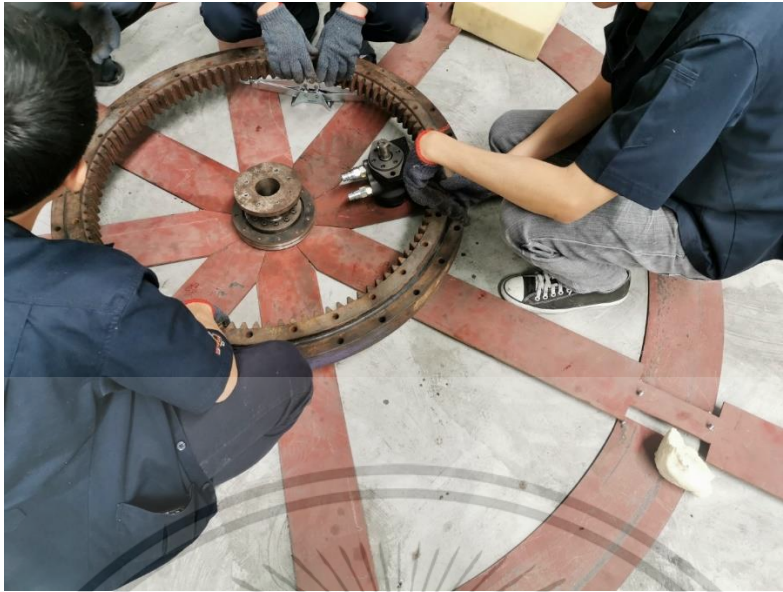
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาXXXVอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



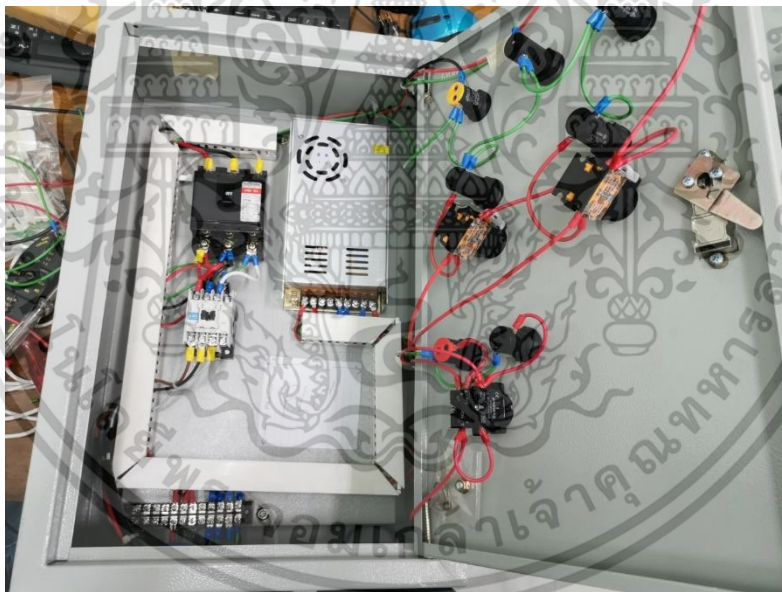
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา **XXXVI** อ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



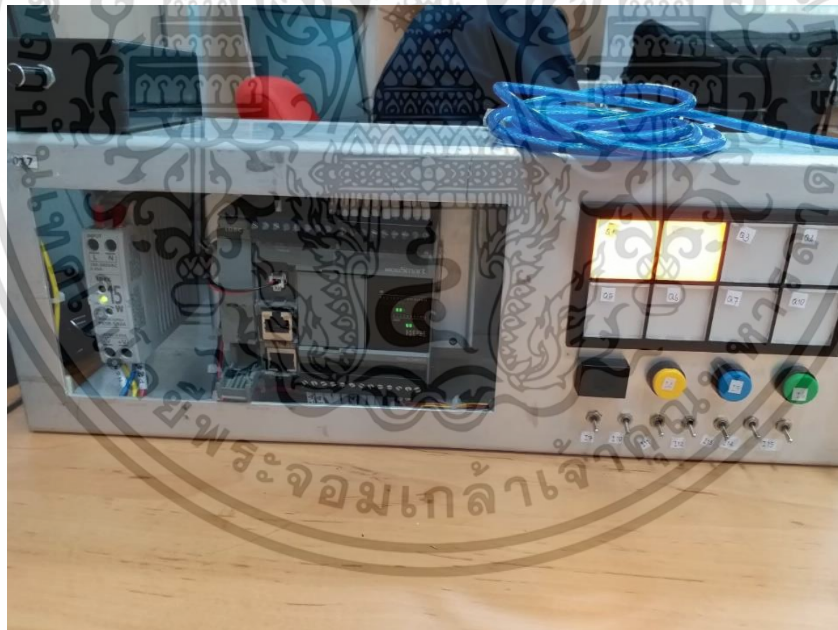
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา XXXVII อ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา **XXXVIII** อ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา **XXXIX** อ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา **XLI** ้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้