

การควบคุมแรงไฮดรอลิกควบคู่กับการชดเชยแรงเสียดทาน

HYDRAULIC FORCE CONTROL WITH FRICTION COMPENSATION



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2559

การควบคุมแรงไฮดรอลิกควบคู่กับการชดเชยแรงเสียดทาน

HYDRAULIC FORCE CONTROL WITH FRICTION COMPENSATION



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# HYDRAULIC FORCE CONTROL WITH FRICTION COMPENSATION



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 INSITITUTE OF TECHNOLOGY LADKABANG

2016

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา2559

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การควบคุมแรงไฮดรอลิกควบคู่กับการชดเชยแรงเสียดทาน

HYDRAULIC FORCE CONTROL WITH FRICTION COMPENSATION

ผู้จัดทำ

- |               |            |               |
|---------------|------------|---------------|
| 1. นายวิโรจน์ | ตรีมงคลโชค | รหัส 56011143 |
| 2. นายศรันธ   | กุดัน      | รหัส 56011184 |



อาจารย์ที่ปรึกษา

( ผศ.ดร.อนันต์ พิณโสภณ )

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## การควบคุมแรงไฮดรอลิกควบคู่กับการชดเชยแรงเสียดทาน

นายวิโรจน์	ตรีมงคลโชค	56011143
นายศรันธ์	กุดัน	56011184
ผศ.ดร. อุন্নัต พิณโสภณ	อาจารย์ที่ปรึกษา	
ปีการศึกษา 2559		

### บทคัดย่อ

โครงการนี้เป็นการศึกษาระบบควบคุมแรงไฮดรอลิกควบคู่กับการชดเชยแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นภายในกระบอกสูบไฮดรอลิก โดยแรงเสียดทานถูกประมาณค่าโดยการใช้แบบจำลองของลูเกอร์ ระบบควบคุมที่ใช้ในงานศึกษานี้คือระบบควบคุมชนิดพีเอ็ดี แรงป้อนกลับของกระบอกสูบจะถูกคำนวณจากความดันด้าน head end และ rod end ซึ่งถูกส่งผ่านระบบ Data Acquisition วิธีการประมาณค่าแรงเสียดทานของแบบจำลองลูเกอร์ ประมาณค่าโดยใช้ข้อมูลที่รับเข้ามา คือ ข้อมูลความดัน และ ข้อมูลระยะทาง ตัวควบคุมจะคำนวณคำสั่งควบคุมโดยใช้ข้อมูลป้อนกลับของแรงในกระบอกสูบและข้อมูลแรงเสียดทานที่ได้จากการประมาณค่า จากนั้นก็ส่งสัญญาณควบคุมไปที่ฟรอปพอร์ชันนัลวาล์ว ทุกอุปกรณ์ถูกควบคุมผ่านโปรแกรม LabVIEW โดยในการทดลองได้นำมาสมการแรงเสียดทานที่หาได้ไปใช้งานร่วมกับตัวควบคุมพีเอ็ดีที่ออกแบบไว้ข้างต้นเพื่อชดเชยแรงเสียดทาน ค่าเฉลี่ยกำลังสองของค่าความคลาดเคลื่อนที่สภาวะคงตัวจากการควบคุมระบบพีเอ็ดีธรรมดา มีผลการทดลองเป็น 238.14N, 463.28N และ 447.69N สำหรับแรงในรูปแบบคลื่นขั้นบันได ที่แรงอ้างอิงสูงสุด 1000N 2000N และ 3000N ตามลำดับ แต่ทว่าค่าเฉลี่ยกำลังสองของค่าความคลาดเคลื่อนจากการควบคุมระบบพีเอ็ดีควบคู่กับการชดเชยแรงเสียดทานมีค่า 113.10N, 56.48N และ 197.03N ตามลำดับ ค่าเฉลี่ยกำลังสองของค่าความคลาดเคลื่อนจากการควบคุมระบบพีเอ็ดีธรรมดา มีผลการทดลองเป็น 197.82N, 394.45N และ 578.97N สำหรับแรงในรูปแบบคลื่นไซน์ที่แอมพลิจูด 1000N 2000N และ 3000N ตามลำดับ แต่ทว่าค่าเฉลี่ยกำลังสองของค่าความคลาดเคลื่อนจากการควบคุมระบบพีเอ็ดีควบคู่กับการชดเชยแรงเสียดทานมีค่า 187.25N, 284.58N และ 337.52N ตามลำดับ จึงสรุปได้ว่าการทดลองที่มีการควบคุมแบบพีเอ็ดีควบคู่กับการชดเชยแรงเสียดทานมีสมรรถนะในการทำงานดีกว่าระบบพีเอ็ดีธรรมดาในทุกๆ การทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# HYDRAULIC FORCE CONTROL WITH FRICTION COMPENSATION

Wirot Treemongkolchok 56011143

Saran Kutun 56011184

Asst.Prof.Dr. Unnat Pinsopon

Year 2016

## Abstract

This project presents the study of hydraulic force control system with cylinder friction force compensation. The cylinder friction force was estimated using LuGre model and the controller used in the study was a PID type. The feedback cylinder force was obtained from the head-end and rod-end pressures acquired through data acquisition system. The Luger friction estimation scheme utilized the acquired pressures and position data. The controller calculated the control command signal based on the feedback cylinder force data and the estimated cylinder friction force, and sent it to the proportional control valve. All devices are controlled via LabVIEW program. The root mean square (rms) errors achieved by the conventional PID control system were found experimentally to be 238.14N, 463.28N and 447.69N for the step wave force tracking with maximum reference forces of 1000N, 2000N and 3000N, respectively. Whereas the rms errors achieved by the PID control system with friction compensation were 113.10N, 56.48N and 197.03N respectively. The rms errors achieved by the conventional PID control system were found experimentally to be 197.82N, 394.45N and 578.97N for the sinusoidal force tracking with amplitudes of 1000N, 2000N and 3000N, respectively. Whereas the rms error achieved by the PID control system with friction compensation were 187.25N, 284.58N and 337.52N, respectively. It could be concluded that the PID hydraulic force control system with friction compensation outperformed the conventional PID hydraulic force control in all cases of the experiments.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาบัตรฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี เพราะได้รับความอนุเคราะห์ คำปรึกษาและ คำแนะนำอันดีจาก อาจารย์ที่ปรึกษา ผศ.ดร. อุन्नิต พิณโสภณ คณะผู้จัดทำปริญญาบัตรผู้สีก ษาซึ่ง และขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง อีกทั้งคณะกรรมการคุมสอบปริญญาบัตร ที่ได้มีส่วน ทำให้ปริญญาบัตรมีความสมบูรณ์ยิ่งขึ้น

ขอขอบพระคุณ นาย วีระพงษ์ จันทร์บัว และ นาย ทศพล แจ่มน้อย ที่คอยให้ความช่วยเหลือให้ คำแนะนำ ในเรื่องอุปกรณ์การทดลอง แลคอยให้คำแนะนำต่างๆทำให้งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

ท้ายที่สุดนี้ต้องขอกราบขอบพระคุณขอบคุณบิดามารดา บุคคลสำคัญที่คอยสนับสนุนทั้ง ทางด้านกาย ใจ และให้โอกาสในด้านการศึกษา ขอกราบขอบพระคุณมา ณ โอกาสนี้

นายวิโรจน์ ตริ้มกลโชค  
นายศรันท์ กุดัน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	VII
สารบัญรูป.....	VIII
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมา.....	1
1.2 วัตถุประสงค์.....	1
1.3 ขอบเขตของโครงการ.....	1
1.4 วิธีการดำเนินงาน.....	2
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	2
บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	3
2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	3
2.2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	3
2.2.1 ระบบไฮดรอลิก.....	3
2.2.2 ส่วนประกอบเบื้องต้นและหน้าที่ของอุปกรณ์.....	4
2.2.3 การส่งกำลังของระบบไฮดรอลิก.....	5
2.2.4 แรงเสียดทานในกระบอกสูบไฮดรอลิก.....	7
2.2.5 The LuGre model.....	7
2.2.6 The LuGre model at steady-state.....	8
2.2.7 closed-loop control.....	9
2.2.8 การควบคุมพีไอดี.....	10
บทที่ 3 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง.....	12
3.1 อุปกรณ์การทดลอง.....	12

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และV้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# สารบัญ(ต่อ)

หน้า

3.1.1 ชุดต้นกำลังไฮดรอลิก (Hydraulic Power Units).....	13
3.1.2 กระบอกลูกสูบทำงานสองก้าน (hydraulic cylinder double rod).....	13
3.1.3 วาล์วควบคุมทิศทางและอัตราการไหล (Directional & Flow control valve).....	14
3.1.4 เซนเซอร์วัดความดัน (Pressure sensor).....	14
3.1.5 เซนเซอร์วัดตำแหน่ง (Position sensor).....	15
3.1.6 เซนเซอร์รับแรงและสปริงคอยล์ (Force sensor and Spring Coil).....	16
3.1.7 Data Acquisition Card (DAQ Card).....	16
3.1.8 สายส่งน้ำมันไฮดรอลิก (Hydraulic hose).....	17
3.1.9 แหล่งจ่ายไฟฟ้า (Power supply).....	18
3.1.10 คอมพิวเตอร์ (Computer).....	18
3.2 วิธีการทดลอง.....	19
3.2.1 การทดลองเพื่อหาค่าตัวแปรจากสมการแรงเสียดทาน LuGre.....	19
3.2.2 การทดลองควบคุมแรงในกระบอกลูกสูบไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดี..	20
3.2.3 การทดลองการควบคุมแบบพีไอดีควบคู่กับ การชดเชยแรงเสียดทาน.....	21
บทที่4 ผลการทดลอง.....	23
4.1 การทดลองเพื่อหาค่าตัวแปรจากสมการแรงเสียดทาน LuGre.....	23
4.1.1 ค่าของแรงเสียดทานที่วัดได้.....	23
4.1.2 ค่าของตัวแปรในสมการแรงเสียดทาน LuGre.....	28
4.2 การทดลองควบคุมแรงในกระบอกลูกสูบไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดี.....	32
4.2.1 การควบคุมติดตามแรงแบบ Step Wave .....	33
4.2.2 การควบคุมติดตามแรงแบบ Sine Wave.....	35
4.3 การทดลองการควบคุมแบบพีไอดีควบคู่กับ การชดเชยแรงเสียดทาน.....	37
4.3.1 การควบคุมติดตามแรงแบบ Step Wave.....	38

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
4.3.2 การควบคุมติดตามแรงแบบ Sine Wave.....	40
บทที่ 5 สรุปผลการทดลอง.....	42
5.1 สรุปผลการทดลองเปรียบเทียบระหว่างการทดลองควบคุมแรง ในกระบอกสูบไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดี และ การทดลองการควบคุมแบบพีไอดีควบคู่กับ การชดเชยแรงเสียดทาน.....	43
เอกสารอ้างอิง.....	44
ภาคผนวก.....	46
ภาคผนวก ก.....	47



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา แลองอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 การปรับค่าพีไอดี.....	11
4.1 ค่าแรงเสียดทานและ ความเร็วเฉลี่ยที่วัดได้ในขณะที่กระบอกสูบยืดออก.....	27
4.2 ค่าแรงเสียดทานและ ความเร็วเฉลี่ยที่วัดได้ในขณะที่กระบอกสูบหดกลับ.....	27
4.3 ค่าแรงเสียดทานที่ได้จากสมการแรงเสียดทาน LuGre ในขณะที่กระบอกสูบยืดออก.....	28
4.4 การเปรียบเทียบค่าแรงเสียดทานในขณะที่กระบอกสูบยืดออก.....	29
4.5 ค่าแรงเสียดทานที่ได้จากสมการแรงเสียดทาน LuGre ในขณะที่กระบอกสูบหดกลับ.....	30
4.6 การเปรียบเทียบค่าแรงเสียดทานในขณะที่กระบอกสูบยืดออก.....	31
5.1 ผลการเปรียบเทียบค่าเฉลี่ยความคลาดเคลื่อน ที่สภาวะคงตัวในรูปแบบ step wave.....	42
5.2 ผลการเปรียบเทียบกำลังสองของค่าความคลาดเคลื่อน ที่สภาวะคงตัวในรูปแบบ sine wave.....	43

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และ VII อังอ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในระบบไฮดรอลิก.....	4
2.2 การส่งกำลังแบบไฮดรอลิก.....	5
2.3 ส่วนที่เกิดแรงเสียดทานภายในกระบอกลูกสูบ.....	7
2.4 กราฟ Steady-state friction model.....	8
2.5 โครงสร้างระบบควบคุมแบบป้อนกลับ.....	9
2.6 ตัวควบคุมแบบพีไอดี.....	10
3.1 ชุดทดลองไฮดรอลิก.....	12
3.2 ชุดต้นกำลังไฮดรอลิก.....	13
3.3 กระบอกลูกสูบสองก้าน.....	14
3.4 วาล์วควบคุมทิศทางและอัตราการไหล.....	14
3.5 เซนเซอร์วัดความดัน.....	15
3.6 เซนเซอร์วัดตำแหน่ง.....	15
3.7 ขดลวดสปริงและเซนเซอร์รับแรง.....	16
3.8 Data Acquisition Card.....	17
3.9 สายส่งน้ำมันไฮดรอลิก.....	17
3.10 แหล่งจ่ายไฟฟ้า.....	18
3.11 คอมพิวเตอร์.....	18
3.12 block Diagram การหาค่าแรงเสียดทานจากโปรแกรม LabVIEW.....	19
3.13 block diagram การควบคุมแรงในกระบอกลูกสูบไฮดรอลิก โดยใช้ระบบควบคุมพีไอดี.....	20
3.14 block Diagram การควบคุมแรงในกระบอกลูกสูบไฮดรอลิก โดยใช้ระบบควบคุมพีไอดี ในโปรแกรม LabVIEW.....	20
3.15 block diagram การชดเชยแรงเสียดทานภายในกระบอกลูกสูบ ไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดีควบคู่กับแบบจำลองแรงเสียดทานLuGre.....	21
3.16 แสดง block diagram การชดเชยแรงเสียดทานภายใน กระบอกลูกสูบไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดีควบคู่กับแบบ จำลองเสียดทาน LuGre ในโปรแกรม LabVIEW.....	22

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และ VIII อังอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.1 Freebody diagram ของกระบอกสูบไฮดรอลิก.....	23
4.2 ตำแหน่งที่ทำการติดตั้งเซนเซอร์.....	24
4.3 กราฟความเร็วที่รับค่าได้จากLabVIEW ในแต่ละแรงดันไฟฟ้าในขณะที่ กระบอกสูบยืดออกที่ช่วงเวลา 80-120 ms.....	25
4.4 กราฟแรงเสียดทานที่รับค่าได้จากLab VIEW ในแต่ละแรงดันไฟฟ้าในขณะที่ กระบอกสูบยืดออกที่ช่วงเวลา 80-120 ms.....	25
4.5 กราฟความเร็วที่รับค่าได้จากLabVIEW ในแต่ละแรงดันไฟฟ้าในขณะที่ กระบอกสูบหดกลับช่วงเวลา 80-120 ms.....	26
4.6 กราฟแรงเสียดทานที่รับค่าได้จากLabVIEW ในแต่ละแรงดันไฟฟ้าในขณะที่ กระบอกสูบหดกลับช่วงเวลา 80-120 ms.....	26
4.7 กราฟแรงเสียดทานที่วัดได้กับแรงเสียดทานที่ได้จาก สมการแรงเสียดทาน LuGre ในขณะที่กระบอกสูบยืดออก.....	28
4.8 กราฟแรงเสียดทานที่วัดได้กับแรงเสียดทานที่ได้ จากสมการแรงเสียดทาน LuGre ในขณะที่กระบอกสูบหดกลับ.....	30
4.9 แสดง block diagram การควบคุมแรงในกระบอกสูบไฮดรอลิกโดยใช้ ระบบควบคุมพีไอดี.....	32
4.10 กราฟ step wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 1000 N.....	33
4.11 กราฟ step wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 2000 N.....	33
4.12 กราฟ step wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 3000 N.....	34
4.13 กราฟ sine wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 1000 N.....	35
4.14 กราฟ sine wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 2000 N.....	35
4.15 กราฟ sine wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 3000 N.....	36
4.16 แสดง block diagram การชดเชยแรงเสียดทานภายในกระบอกสูบ ไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดีควบคู่กับแบบจำลองแรงเสียดทาน LuGre.....	37
4.17 กราฟ step wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 1000 N.....	38
4.18 กราฟ step wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 2000 N.....	38
4.19 กราฟ step wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 3000 N.....	39

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา เลขixอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.20 กราฟ sine wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 1000 N.....	40
4.21 กราฟ sine wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 2000 N.....	40
4.22 กราฟ sine wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 3000 N.....	41
1.ก แสดง block Diagram การหาค่าแรงเสียดทานจากโปรแกรม LabVIEW.....	47
2.ก แสดง block Diagram การควบคุมแรงในกระบอกลูกสูบไฮดรอลิก โดยใช้ระบบควบคุมพีไอดี ในโปรแกรม LabVIEW.....	48
3.ก แสดง block diagram การชดเชยแรงเสียดทานภายในกระบอกลูกสูบ ไฮดรอลิกควบคู่กับระบบควบคุมพีไอดี ในโปรแกรม LabVIEW.....	49
4.ก แสดง front panel การหาค่าแรงเสียดทานจากโปรแกรม LabVIEW.....	50
5.ก แสดง front panel การควบคุมแรงในกระบอกลูกสูบไฮดรอลิก โดยใช้ระบบควบคุมพีไอดี ในโปรแกรม LabVIEW.....	51
6.ก แสดง front panel การชดเชยแรงเสียดทานภายในกระบอกลูกสูบ ไฮดรอลิกควบคู่กับระบบควบคุมพีไอดี ในโปรแกรม LabVIEW.....	52

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ที่มาและความสำคัญ

ระบบไฮดรอลิกถือว่าเป็นระบบสำคัญที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในระบบอุตสาหกรรมในยุคปัจจุบันเป็นผลเนื่องมาจากข้อดีหลายๆอย่างของระบบไฮดรอลิก เช่น แข็งแรงทนทาน, ให้กำลังที่สูงเมื่อเทียบกับน้ำหนักและ สามารถนำไปประยุกต์ใช้ได้ในงานที่หลากหลาย ยกตัวอย่าง เช่น แท่นอัดขึ้นงาน, รถตักดิน, เครื่องตัดขึ้นงาน และอื่นๆ แต่ในระบบไฮดรอลิกก็มีข้อเสียเหมือนกันนั่นคือ การควบคุมให้แม่นยำนั้นทำได้ยาก เนื่องจากภายในระบบไฮดรอลิกต้องใช้แบบจำลองคณิตศาสตร์ที่ซับซ้อนและระบบมีความไม่เป็นเชิงเส้นสูง และอีกเหตุผลหนึ่งที่ทำให้เกิดความสูญเสียความแม่นยำภายในระบบอย่างหนึ่งก็มาจากแรงเสียดทานภายในกระบอกสูบ คือแรงต้านที่การเคลื่อนที่ของวัตถุซึ่งที่เห็นได้ชัดเจนคือแรงเสียดทานที่เกิดจากซีลของลูกสูบซึ่งสัมผัสกับกระบอกสูบไฮดรอลิก[1]

ในกระบวนการผลิตเพื่อต้องการควบคุมแรงที่ใช้ในอุตสาหกรรม เช่น เครื่องอัดเม็ดยา การควบคุมแรงมีความสำคัญอย่างมากจากเหตุผลที่ว่าแรงที่ใช้ในการอัดมีผลต่อการละลายของเม็ดยา[2] การอัดขึ้นรูปของโลหะต้องใช้แรงที่ต่างกันถ้าแรงก้นน้อยอาจทำให้ชิ้นงานไม่อยู่ตัว แต่ถ้าหากแรงกดมากเกินไปอาจทำให้ชิ้นงานเสียหายได้ [10]

ดังนั้นโครงงานนี้จึงได้ทำเพื่อชดเชยแรงเสียดทานเพื่อที่จะสามารถนำข้อมูลไปประยุกต์ใช้ให้การควบคุมแรงในระบบไฮดรอลิกมีความแม่นยำยิ่งขึ้น

### 1.2 วัตถุประสงค์

เพื่อออกแบบและสร้างระบบควบคุมแรงควบคุมกับชดเชยแรงเสียดทานในระบบไฮดรอลิก

### 1.3 ขอบเขตของโครงงาน

- 1.3.1 ศึกษาและจัดทำชุดทดลองเพื่อควบคุมแรงไฮดรอลิกด้วยการชดเชยแรงเสียดทาน โดยใช้อุปกรณ์ภายในห้องทดลองประกอบด้วย กระบอกสูบไฮดรอลิกสองก้าน, วาล์วแบบสัดส่วน, เซนเซอร์วัดความดัน, เซนเซอร์วัดตำแหน่ง, โหลดเซลล์ ขดลวดสปริง, DAQ card และคอมพิวเตอร์ควบคุม
- 1.3.2 ใช้ตัวควบคุมแบบพีไอดี และใช้การประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยรูปแบบสมการลูเกอร์ ในการชดเชยแรงเสียดทานในกระบอกสูบไฮดรอลิก
- 1.3.3 ทำการทดลองโดยการสั่งกระบอกสูบที่แรง 1000N, 2000N และ3000N

## 1.4 วิธีการดำเนินงาน

- 1.4.1 ศึกษาทฤษฎีเกี่ยวกับระบบไฮดรอลิก, ระบบไฟฟ้ากำลังและเครื่องมือวัดต่าง
- 1.4.2 ศึกษาทฤษฎีที่เกี่ยวกับระบบควบคุมวงจรไฮดรอลิก รูปแบบในการประมาณค่าแรงเสียดทานและโปรแกรม Labview
- 1.4.3 เขียนโปรแกรม Labview และทำการทดลอง
- 1.4.4 แก้ปัญหาและปรับปรุงจากการทดลอง
- 1.4.5 รวบรวมข้อมูลการทดลองเก็บค่า
- 1.4.6 สรุปและวิเคราะห์ผลการทดลอง

## 1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1.4.1 สามารถควบคุมแรงของกระบอกสูบไฮดรอลิกควบคู่กับการชดเชยแรงเสียดทานได้
- 1.4.2 สามารถพัฒนาการควบคุมระบบไฮดรอลิก
- 1.4.3 สามารถนำข้อมูลไปประยุกต์ใช้พัฒนาได้จริง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 2

# ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

### 2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

กัณย์ เลียงกลกิจ, ทศพล ทวงษ์เงิน และปวีศ ตะกรุดคง ได้ทำการออกแบบและเปรียบเทียบระบบควบคุมการทำงานของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกแบบระบบควบคุมพีไอดี กับแบบตรรกศาสตร์คลุมเครือหรือฟัซซีลอจิกในการควบคุมแรงของเครื่องอัดเม็ดยา งานวิจัยแบ่งเป็นสองช่วงคือ ใช้ระบบควบคุมพีไอดี และ ฟัซซีลอจิก โดยทั้งสองช่วงใช้การควบคุมผ่านโปรแกรม LabVIEW แล้วสรุปได้ว่า ระบบควบคุมพีไอดีมีความแม่นยำที่มากกว่าในแรงอ้างอิงนั้นๆ แต่ฟัซซีลอจิกจะมีช่วงการทำงานที่กว้างกว่า แต่จะไม่แม่นยำเท่าระบบควบคุมพีไอดี [2]

เกียรติเกรียงไกร ชัยแก้ว, ฉันทซ์ อึ้งเกียรติกุล และชนกชนม์ อินทเขตต์ ได้ศึกษาการควบคุมแรงของกระบอกสูบไฮดรอลิกโดยการนำตัวควบคุมพีไอดีมาประยุกต์ใช้กับแรงภายนอกอื่นๆ ด้วยการควบคุมผ่านโปรแกรม LabVIEW โดยได้ทำการปรับค่าตัวควบคุมแบบพีไอดี พบว่าการปรับค่าพีไอดีที่เหมาะสมกับรูปแบบของสัญญาณที่แสดงผลจะทำให้สามารถลดค่าความคลาดเคลื่อนได้อย่างมีประสิทธิภาพ[12]

Mads Hvoldal และ Casper Olesen ได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับแบบจำลองแรงเสียดทานและการประมาณค่าตัวแปรสำหรับกระบอกสูบไฮดรอลิกสมมาตร โดยได้ทำการประมาณค่าและเปรียบเทียบประสิทธิภาพของแบบจำลองแรงเสียดทานต่างๆ ร่วมกับโปรแกรม Simulink โดยแบบจำลองแรงเสียดทานลูเกอร์นั้นมีการประมาณค่าตัวแปรที่ค่อนข้างง่าย และสามารถจำลองปรากฏการณ์แรงเสียดทานจลน์ที่แตกต่างกันได้ [3]

### 2.2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

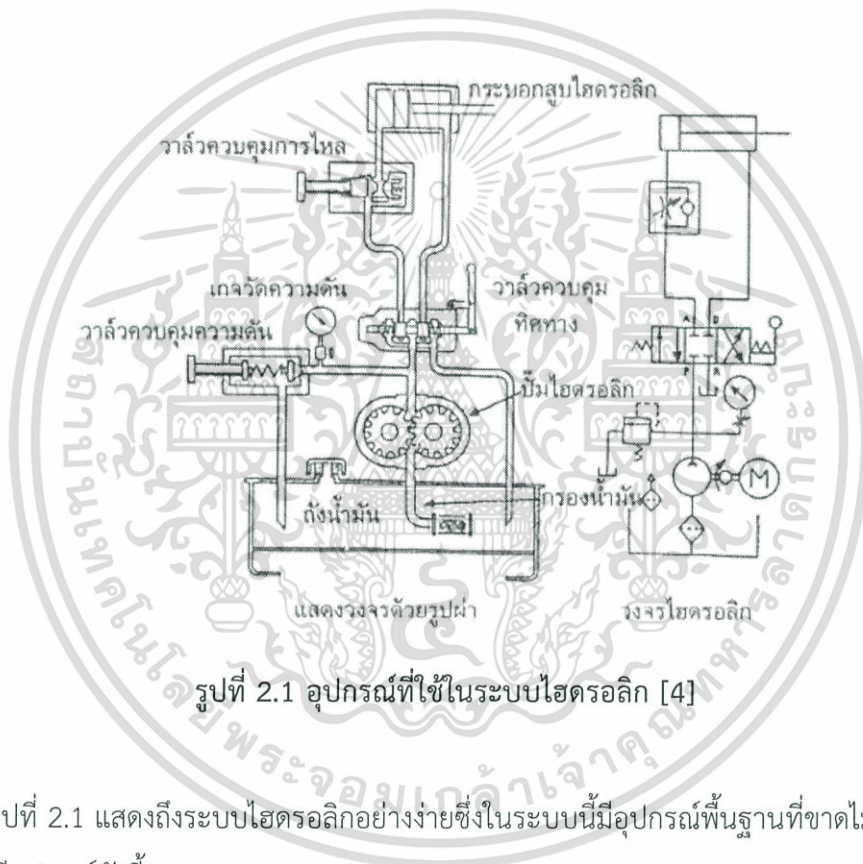
#### 2.2.1 ระบบไฮดรอลิก

ระบบไฮดรอลิกเป็นระบบส่งกำลังรูปแบบหนึ่งโดยจะใช้ของเหลวเป็นตัวกลางในการส่งถ่ายพลังงานภายในระบบไฮดรอลิก ซึ่งของเหลวจะเปลี่ยนพลังงานการไหลให้เป็นพลังงานกลสามารถทำได้ที่กำลังสูงกว่าระบบส่งกำลังแบบอื่น จึงเป็นปัจจัยหลักที่ทำให้เห็นเครื่องมือที่ใช้ระบบไฮดรอลิกหลายชนิดในอุตสาหกรรม เช่น เครื่องปั๊มชิ้นงาน ระบบเบรก เครื่องฉีดพลาสติก และอุปกรณ์ขับเคลื่อนเครื่องจักร เป็นต้น

ระบบไฮดรอลิกที่ถูกใช้งานในปัจจุบัน จะใช้อุปกรณ์ที่เปลี่ยนของไหลให้เป็นพลังงานกล เรียกว่าตัวกระทำ เช่น กระบอกสูบ มอเตอร์ไฮดรอลิก และยังมีอุปกรณ์อย่างอื่นด้วยเพื่อเพิ่มความปลอดภัย และช่วยในการควบคุม

สิ่งที่สำคัญของระบบไฮดรอลิกอย่างหนึ่งคือของเหลวที่ใช้กับระบบไฮดรอลิกจะต้องมีสมบัติที่ไม่สามารถยุบตัวได้หรือยุบตัวได้ยาก เช่น น้ำมันไฮดรอลิก (นิยมใช้ในระบบอุตสาหกรรม) เพื่อให้มีประสิทธิภาพการส่งกำลังที่ดีและแม่นยำ

## 2.2.2 ส่วนประกอบเบื้องต้นและหน้าที่ของอุปกรณ์



รูปที่ 2.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในระบบไฮดรอลิก [4]

รูปที่ 2.1 แสดงถึงระบบไฮดรอลิกอย่างง่ายซึ่งในระบบนี้มีอุปกรณ์พื้นฐานที่ขาดไม่ได้อยู่ 7 ส่วน โดยมีอุปกรณ์ดังนี้

1. ถังพักน้ำมันไฮดรอลิก (Tank) ทำหน้าที่พักน้ำมันไฮดรอลิกตลอดจนทำความสะอาดและระบายความร้อนในน้ำมัน
2. ปั๊ม (Pump) ทำหน้าที่ขับน้ำมันไฮดรอลิกเข้าสู่ระบบ
3. มอเตอร์ (Motor) ทำหน้าที่เป็นต้นกำลังใช้ขับปั๊มไฮดรอลิก
4. วาล์ว (Valve)

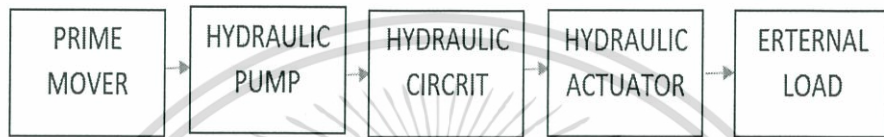
4.1 วาล์วควบคุมความดัน ควบคุมความดันของระบบ

4.2 วาล์วควบคุมทิศทาง ควบคุมทิศทางการไหลของน้ำมัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. ตัวกระทำ (Actuator) ทำหน้าที่เป็นอุปกรณ์เปลี่ยนพลังงานการไหลให้เป็นพลังงานกล เช่น กระบอกลูกสูบหรือมอเตอร์ไฮดรอลิก
6. ชุดกรองน้ำมัน มีหน้าที่กรองสิ่งสกปรกไม่ให้เข้าไปในระบบ ซึ่งถ้ามีสิ่งสกปรกหลุดเข้าไป อาจทำให้อุปกรณ์เสียหายได้
7. ท่อน้ำมัน มีหน้าที่ส่งผ่านน้ำมันในระบบ

### 2.2.3 การส่งกำลังของระบบไฮดรอลิก



รูปที่ 2.2 การส่งกำลังแบบไฮดรอลิก

จากรูป 2.2 แสดงให้เห็นว่าระบบไฮดรอลิกจำเป็นต้องอาศัยต้นกำลังจากภายนอก (prime mover) เนื่องจากระบบไฮดรอลิกเป็นเพียงตัวส่งกำลังเท่านั้น โดยต้นกำลังเป็นกำลังงานกลที่ไปขับปั๊มไฮดรอลิก (hydraulic pump) จากนั้นกำลังที่ปั๊มไฮดรอลิกจะจ่ายให้กับวงจรไฮดรอลิก (hydraulic circuit) และจ่ายต่อไปยังอุปกรณ์ทำงาน (hydraulic actuator) ในรูปกำลังของของไหลแล้วนำไปขับโหลดภายนอก (eternal load) ต่อไป

กำลังที่จ่ายให้กับต้นกำลัง (prime mover) ซึ่งหากเป็นมอเตอร์ไฟฟ้า สามารถคำนวณได้ตามสมการ (2.1)

$$\text{Power}_{\text{motor}} = V \times I \times \text{pf} \quad (2.1)$$

เมื่อ  $V$  คือ แรงดันไฟฟ้า (Volt)  
 $I$  คือ กระแสไฟฟ้า (Ampere)  
 $\text{pf}$  คือ power factor

กำลังที่มอเตอร์ไฟฟ้าขับปั๊มไฮดรอลิก (hydraulic pump) เป็นกำลังกลซึ่งคำนวณได้จากสมการ (2.2)

$$\text{Power}_{\text{mech}} = T \times \omega \quad (2.2)$$

เมื่อ  $T$  คือ แรงบิดของมอเตอร์ไฟฟ้า (N-m)  
 $\omega$  คือ ความเร็วเชิงมุม (Rad/s)

กำลังที่ปั๊มไฮดรอลิกจ่ายให้กับวงจรไฮดรอลิกและจ่ายต่อไปยังอุปกรณ์ทำงาน เป็นกำลังของเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของไหลซึ่งคำนวณได้จากสมการ (2.3)

$$\text{Power}_{\text{fluid}} = P \times Q \quad (2.3)$$

เมื่อ P คือ ความดัน (Pascal)  
Q คือ อัตราการไหล ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

อุปกรณ์ทำงาน (hydraulic actuator) คือ กระบอกสูบไฮดรอลิก เป็นกำลังทางกลซึ่งคำนวณได้จากสมการ

$$\text{Power}_{\text{mech}} = F \times v \quad (2.4)$$

เมื่อ F คือ แรง (N)  
v คือ ความเร็วกระบอกสูบ (m/s)

โดยสามารถหาประสิทธิภาพรวมของระบบได้จากสมการที่ (2.5) หรือ (2.6)

$$\eta_{\text{total}} = \eta_{\text{PM}} \times \eta_{\text{P}} \times \eta_{\text{C}} \times \eta_{\text{A}} = \frac{T\omega}{VI} \times \frac{P_1Q}{T\omega} \times \frac{P_2Q}{P_1Q} \times \frac{Fv}{P_2Q} \quad (2.5)$$

$$\eta_{\text{total}} = \frac{Fv}{VI} \quad (2.6)$$

เมื่อ  $\eta_{\text{total}}$  ประสิทธิภาพของระบบไฮดรอลิก

$\eta_{\text{PM}}$  ประสิทธิภาพของ prime mover

$\eta_{\text{P}}$  ประสิทธิภาพของ hydraulic pump

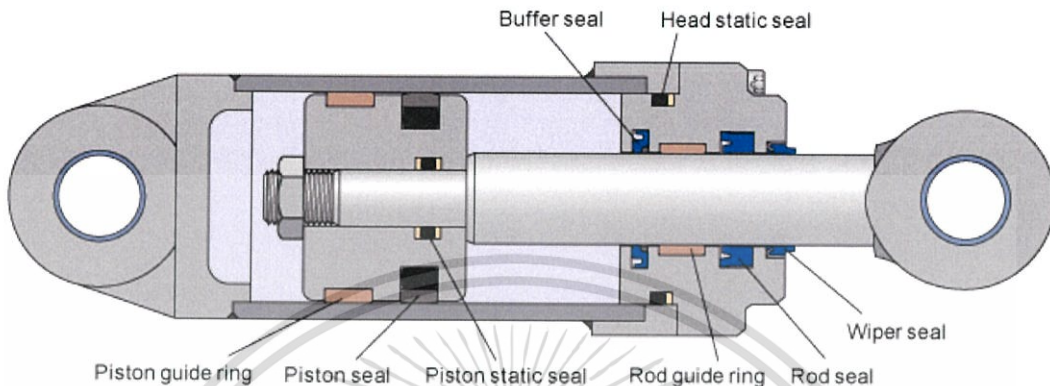
$\eta_{\text{C}}$  ประสิทธิภาพของ hydraulic circuit

$\eta_{\text{A}}$  ประสิทธิภาพของ actuator

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2.2.4 แรงเสียดทานในระบบลูกสูบไฮดรอลิก

ในระบบลูกสูบไฮดรอลิกจะมีแรงเสียดทานเกิดขึ้น โดยแรงเสียดทานจะเกิดขึ้นที่บริเวณผิวสัมผัสระหว่าง piston guide ring และ piston seal กับกระบอกสูบ และบริเวณผิวสัมผัสระหว่าง buffer seal, rod guide ring, rod seal และ wiper seal กับก้านสูบ ดังแสดงในรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 ส่วนที่เกิดแรงเสียดทานภายในกระบอกสูบ[5]

## 2.2.5 The LuGre model

แบบจำลองดาร์ลเป็นแบบจำลองพื้นฐานสำหรับแบบจำลองลูเกอร์จากตัวแปรสถานะ

$z = F_f \sigma_0$  เขียนด้วยสมการของดาร์ล ได้ว่า

$$\frac{dz}{dt} = \frac{1}{\sigma_0} \frac{dF_f}{dx} \frac{dx}{dt} = \frac{1}{\sigma_0} \frac{dF_f}{dx} v = v - \sigma_0 \frac{|v|}{F_c} z \quad (2.7)$$

จากสมการที่ (2.7) แบบจำลองของลูเกอร์แทนค่าคงที่  $F_c$  ด้วยความเร็วซึ่งเป็นตัวแปรตามของฟังก์ชัน  $g(v)$  และเพิ่มพจน์ 2 พจน์ โดยเพิ่มตัวห่วง  $\sigma_1$  ซึ่งสัมพันธ์กับไมโครดิสเพลสเมนต์และค่าความเร็วในเทอมของ  $f(v)$

$$\dot{z} = v - \sigma_0 \frac{|v|}{g(v)} z = v - h(v)z \quad (2.8)$$

$$F_f = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + f(v) \quad (2.9)$$

จากสมการที่ (2.9) เมื่อ  $F_f$  คือแรงเสียดทาน  $v$  คือความเร็วระหว่าง 2 ผิวสัมผัส  $z$  คือสถานะแรงเสียดทานภายใน

### 2.2.6 The LuGre model at steady-state

The steady-state friction นั้นคือการรวมของ coulomb friction, viscous friction และ static friction ถูกใช้ในงานวิศวกรรม แรงเสียดทาน โดยใช้ฟังก์ชันความเร็ว ตามสมการที่ (2.10)

$$F_r = F_c + (F_s - F_c)e^{\left(\frac{v}{v_s}\right)^n} + \sigma_2 v \quad (2.10)$$

เมื่อ  $F_r$  คือ แรงเสียดทาน

$F_c$  คือ coulomb friction ซึ่งไม่ขึ้นอยู่กับขนาด ความเร็ว

$F_s$  คือ static friction ที่ถูกสังเกตได้ก่อนการสไลด์ ของผิวสัมผัส

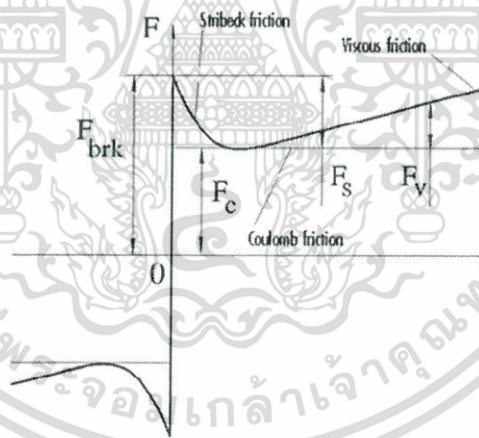
$v_s$  คือ stribek velocity ซึ่งสัมพันธ์กับขนาดของความเร็วของตัวด้านระบบ

$n$  คือ เลขชี้กำลังที่มีผลต่อ stribek curve

$\sigma_2$  คือ สัมประสิทธิ์ viscous friction

$v$  คือ ความเร็วระหว่าง 2 พื้นผิวที่สัมผัสกัน

โดยคุณสมบัติของโมเดลแสดงในรูปที่ 2.4

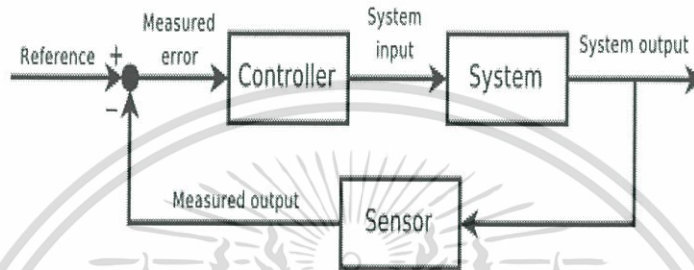


รูปที่ 2.4 กราฟ Steady-state friction model [6]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2.2.7 Closed-loop control

เนื่องจากระบบควบคุมแบบวงเปิดไม่มีการป้อนกลับของสัญญาณขาออก จึงมีความต้องการที่จะออกแบบระบบควบคุมที่สามารถตรวจจับความคลาดเคลื่อนของระหว่างสัญญาณขาออกและสัญญาณอ้างอิงได้ จึงได้มีการคิดค้นระบบควบคุมแบบป้อนกลับ (Feedback control systems) ขึ้นมาเพื่อหลีกเลี่ยงปัญหาที่เกิดขึ้นกับระบบควบคุมแบบวงเปิด โดยมีโครงสร้างดังในรูป



รูปที่ 2.5 โครงสร้างระบบควบคุมแบบป้อนกลับ

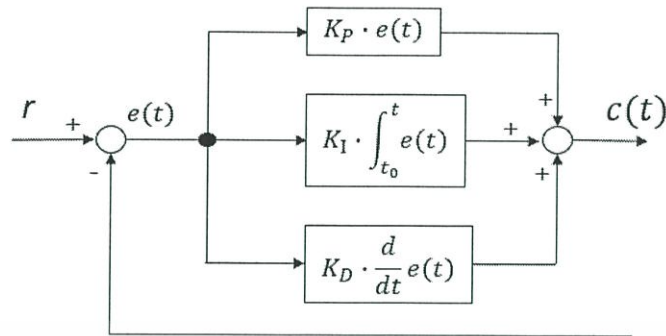
ระบบควบคุมแบบป้อนกลับดีกว่าระบบควบคุมแบบวงเปิด ดังต่อไปนี้

1. สามารถกำจัดการรบกวนได้ (อาทิ เช่น ผลจากแรงเสียดทานที่ไม่ได้รวมอยู่ในแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบ)
2. สามารถรับประกันสมรรถนะได้มากขึ้นแม้กับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่มีตัวแปรที่มีความไม่แน่นอนอยู่ด้วย (อาทิ เช่น กรณีที่ผลจากการที่แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ไม่สามารถอธิบายระบบได้อย่างสมบูรณ์แบบ)
3. ระบบที่ไม่มีเสถียรภาพโดยธรรมชาติอยู่แล้วสามารถทำให้มีเสถียรภาพได้หากติดตั้งตัวควบคุมที่เหมาะสม
4. ระบบมีความคงทนต่อความเปลี่ยนแปลงมากขึ้นแม้ในกรณีที่พารามิเตอร์ของระบบมีการเปลี่ยนแปลง
5. ระบบสามารถปรับค่าสัญญาณขาออกตามสัญญาณอ้างอิงได้ดีมากขึ้นในปัญหาระบบปรับค่าตาม

ในบางระบบ ระบบควบคุมแบบวงเปิดและปิดจะใช้ควบคู่กัน โดยในกรณีนี้ระบบวงเปิดจะเรียกว่า feedforward

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2.2.8 การควบคุมพีไอดี



รูปที่ 2.6 ตัวควบคุมแบบพีไอดี

ระบบควบคุมแบบสัดส่วน-ปริพันธ์-อนุพันธ์หรือระบบควบคุมแบบพีไอดี เป็นระบบควบคุมเพื่อลดความผิดพลาดของระบบโดยใช้การปรับค่าสัญญาณเข้าโดยแบ่งเป็น

ตัวควบคุมแบบสัดส่วนหรือตัวควบคุมพี เป็นการกำหนดการทำงานของเอาต์พุตให้เป็นสัดส่วนเปอร์เซ็นต์กับค่า error หรือการเปลี่ยนแปลงของค่าที่วัดได้ ตัวควบคุมแบบปริพันธ์หรือตัวควบคุมไอ จะใช้ในการแก้ปัญหา offset ระบบควบคุม I Action จะเข้าไปช่วยกำจัดค่า offset ที่ยังคงมีอยู่ให้ระบบเข้าสู่ set point โดยค่า output ที่ออกมาจะขึ้นอยู่กับ Integral Time

ตัวควบคุมแบบอนุพันธ์หรือตัวควบคุมดี ในกรณีที่มีการรบกวนระบบจากภายนอก disturbance เป็นผลให้ process ของระบบมีการเปลี่ยนแปลงอย่างทันทีทันใด เราควรจะใช้การควบคุมแบบ D Action Derivative ซึ่งจะมีการตอบสนองที่รวดเร็ เป็นผลให้ระบบเข้าสู่ set point ได้รวดเร็วขึ้น

$$U_{PID} = K_P e + K_I \int_0^t e dt + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (2.11)$$

$K_P$  = อัตราขยายสัดส่วน

$K_I$  = อัตราขยายปริพันธ์

$K_D$  = อัตราขยายอนุพันธ์

$e$  = ค่าความคลาดเคลื่อน

$t$  = เวลา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การออกแบบระบบควบคุมประเภทพีไอดีด้วยวิธีการซีเกลอร์-นิโคลส์ทำได้โดยการป้อนอินพุตแล้วปรับค่าเกนจนกระทั่งผลการตอบสนองเกิดการแกว่งโดยเริ่มต้นให้ค่า  $k_p$  เป็นหนึ่ง และค่าเกน  $k_i$  และ  $k_d$  เป็นศูนย์ จากนั้นนำค่าเกนที่ได้และคาบของการแกว่งมาหาค่าเกนอื่นๆ

ตารางที่ 2.1 การปรับค่าพีไอดี

	$K_P$	$K_I$	$K_D$
P-Control	$0.5K_C$		
PI-Control	$0.45K_C$	$0.45K_C/0.83T$	
PID-Control	$0.6K_C$	$0.6K_C/0.5T$	$0.6K_C/0.125T$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

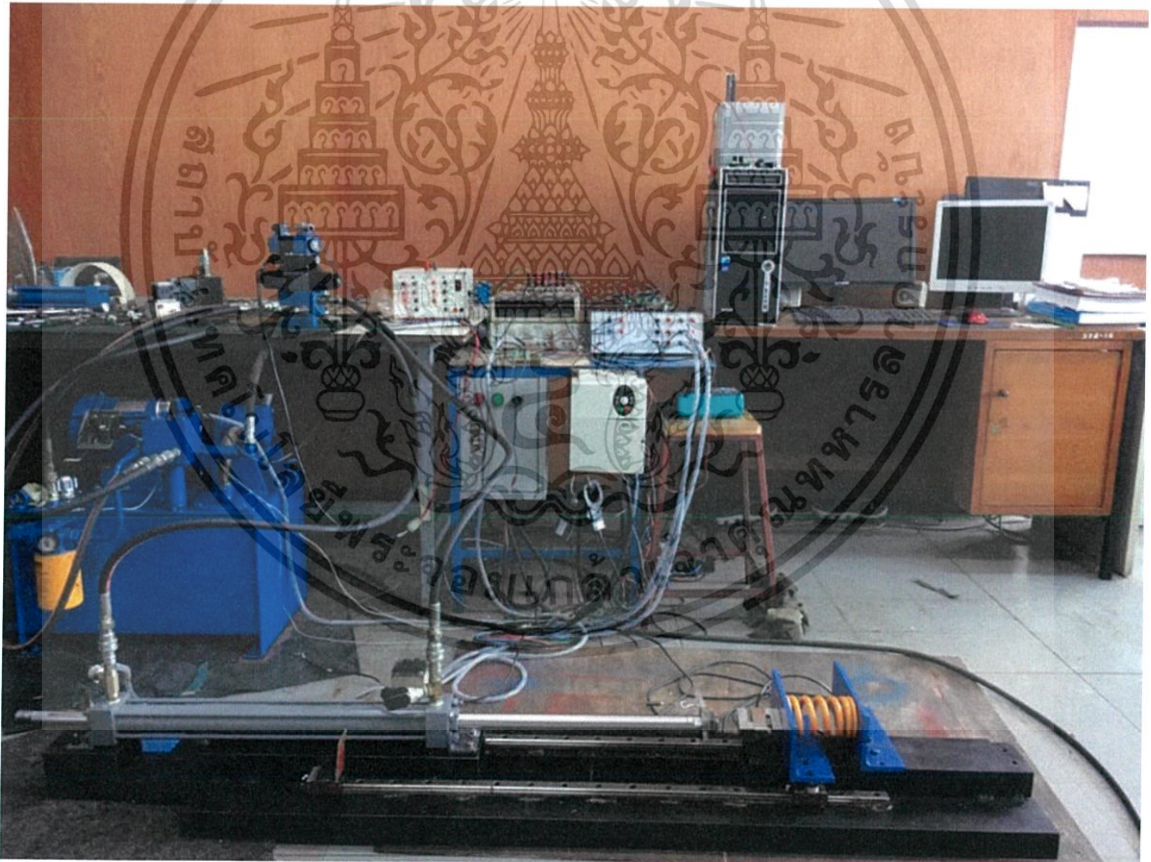
## บทที่ 3

# อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

บทนี้ได้นำเสนอเกี่ยวกับอุปกรณ์และวิธีการทดลองการหาค่าแรงเสียดทานในกระบอกสูบไฮดรอลิก ซึ่งรายละเอียดมีดังต่อไปนี้

### 3.1 อุปกรณ์การทดลอง

ชุดทดลองที่จัดสร้างขึ้นประกอบด้วยอุปกรณ์ ชุดต้นกำลังไฮดรอลิก วาล์วควบคุมทิศทางชนิดพรอพอร์ชันนัลวาล์ว กระบอกสูบไฮดรอลิกสองก้าน คอมพิวเตอร์ควบคุม การ์ดเชื่อมต่อสัญญาณ เซนเซอร์วัดความดัน เซนเซอร์รับแรง และสปริงคอยล์ ชุดทดลองแสดงในรูปที่ 3.1

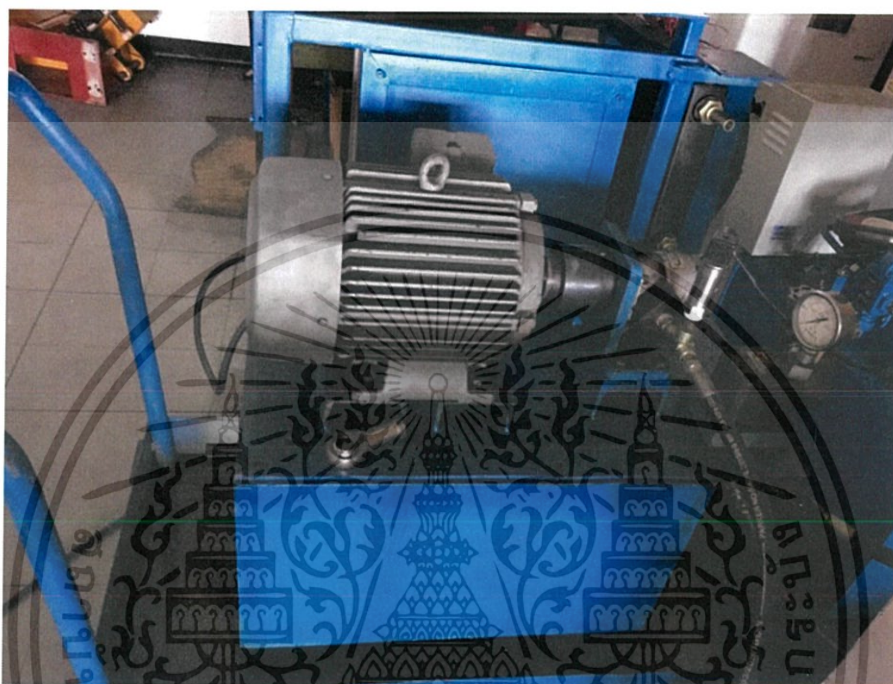


รูปที่ 3.1 ชุดทดลองไฮดรอลิก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.1.1 ชุดต้นกำลังไฮดรอลิก (Hydraulic Power Units)

ชุดต้นกำลังไฮดรอลิกทำหน้าที่กักเก็บน้ำมันไฮดรอลิก และสร้างแรงดันภายในระบบ ซึ่งมี ส่วนประกอบสำคัญคือ ถังพักน้ำมัน ปั๊มแบบเกียร์ปั๊ม NACHI GP-1B-12-10 มอเตอร์ไฟฟ้า synchronous motor ap112m-4 ความถี่สูงสุด 50 Hz ความเร็วรอบสูงสุด 1435 รอบ/นาที วาล์วควบคุมความดัน และชุดกรองน้ำมันไฮดรอลิกดังแสดงในรูปที่ 3.2

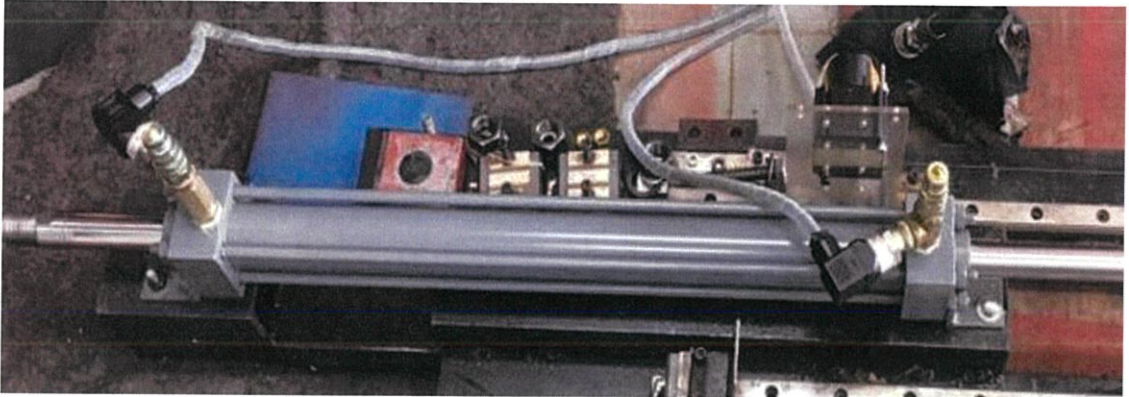


รูปที่ 3.2 ชุดต้นกำลังไฮดรอลิก

### 3.1.2 กระบอกลูกสูบทำงานสองก้าน (hydraulic cylinder double rod)

กระบอกลูกสูบทำงานสองก้าน ทำหน้าที่เป็นอุปกรณ์ที่ทำงานเคลื่อนที่เป็นเส้นตรง กระบอกลูกสูบ มีระยะชัก 25 เซนติเมตร เส้นผ่านศูนย์กลางภายในในกระบอกลูกสูบ 4.0 เซนติเมตร และเส้นผ่านศูนย์กลาง ก้านสูบ 2.8 เซนติเมตร ดังแสดงในรูปที่ 3.3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.3 กระบอกลูกสูบสองก้าน

### 3.1.3 วาล์วควบคุมทิศทางและอัตราการไหล (Directional & Flow control valve)

วาล์วควบคุมทิศทางและอัตราการไหล ทำหน้าที่ควบคุมทิศทางและอัตราการไหล เป็นพรอพอร์ชันนัลวาล์วรุ่น COM-3-2C-30-AN-11 ผลิตโดย TOKIMEC ดังแสดงในรูปที่ 3.4 อัตราการไหลสูงสุด 30 ลิตร/นาที ความดันจำกัดที่พอร์ต P, A และ B เท่ากับ 245 บาร์และที่พอร์ต T เท่ากับ 137 บาร์ โดยอัตราการไหลจะเป็นสัดส่วนตรงกับพื้นที่หน้าตัดของช่องวาล์ว ซึ่งแปรผันตามค่าสัญญาณสั่งในช่วง  $\pm 10$  VDC



รูปที่ 3.4 วาล์วควบคุมทิศทางและอัตราการไหล

### 3.1.4 เซนเซอร์วัดความดัน (Pressure sensor)

เซนเซอร์วัดความดัน ยี่ห้อ Wika Model. DIN 175301-803 A ดังแสดงในรูปที่ 3.5 ติดตั้งเพื่อวัดความดันที่ตำแหน่งปั๊ม head end และ rod end ของกระบอกลูกสูบไฮดรอลิก ช่วงความดันใช้งาน 0-600 บาร์ ส่งสัญญาณเข้า DAQ ในช่วง DC 0-10 V

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.5 เซนเซอร์วัดความดัน

### 3.1.5 เซนเซอร์วัดตำแหน่ง (Position sensor)

เซนเซอร์วัดตำแหน่ง เป็นตัววัดตำแหน่งของปลายกระบอกลูกสูบ ชนิด Potentiometer ผลิตโดย Penny+Giles รุ่น DLA-750-P60-CR-P ดังแสดงในรูปที่ 3.6 มีค่าความต้านทาน 1 กิโลโอห์ม ส่งสัญญาณ DC ขาออกในช่วง 0-10 V มีระยะวัดสูงสุดที่ 75 เซนติเมตร



รูปที่ 3.6 เซนเซอร์วัดตำแหน่ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.1.6 เซนเซอร์รับแรงและสปริงคอยล์ (Force sensor and Spring Coil)

เซนเซอร์รับแรงจะใช้เป็นโหลดเซลล์ในการรับรู้แรงที่เกิดจากการกด และใช้สปริงคอยล์ติดตั้งติดกับเซนเซอร์รับแรงเป็นอุปกรณ์จำลองแรงกระทำจากภายนอก โดยใช้โหลดเซลล์ยี่ห้อ ZEGA รุ่น KEED-500KG. เป็นโหลดเซลล์ประเภท S beam ดังแสดงในรูปที่ 3.7 ทิศทางของแรงเป็นแบบแรงกด และแรงดึง ไฟจ่ายออก 2 mV/V และสามารถรับแรงได้สูงสุด 500 กิโลกรัม



รูปที่ 3.7 ขดลวดสปริงและเซนเซอร์รับแรง

### 3.1.7 Data Acquisition Card (DAQ Card)

Data Acquisition Card (DAQ Card) ผลิตโดย National Instrument Model. PCI-6221 ดังแสดงในรูปที่ 3.8 รับส่งสัญญาณแบบอนาล็อกที่ 16 บิต ในช่วง DC  $\pm 10V$  และสัญญาณแบบดิจิทัลทำงานที่ 32 บิต สำหรับต่อเข้าคอมพิวเตอร์เพื่อใช้ในการสั่งงานวาล์ว และรับข้อมูลจากเซนเซอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.8 Data Acquisition Card

### 3.1.8 สายส่งน้ำมันไฮดรอลิก (Hydraulic hose)

สายส่งน้ำมันไฮดรอลิก แสดงในรูปที่ 3.9 มีหน้าที่ส่งน้ำมันไฮดรอลิก เส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกเท่ากับ 9.5 และ 17.1 มิลลิเมตร ตามลำดับ มีความดันทำงานสูงสุดที่ 180 บาร์

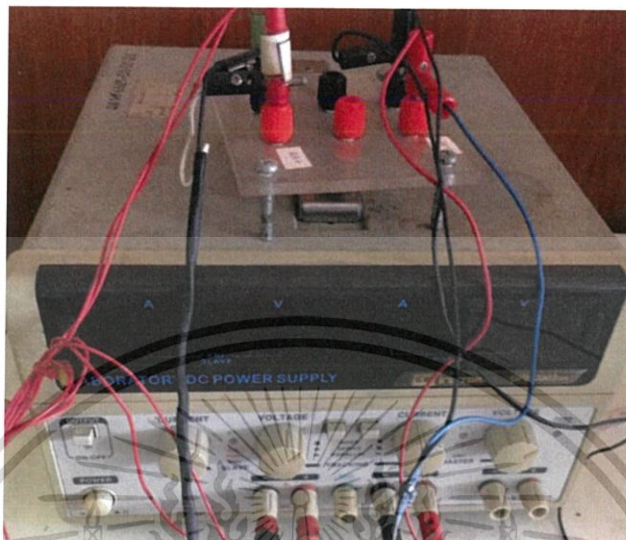


รูปที่ 3.9 สายส่งน้ำมันไฮดรอลิก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.1.9 แหล่งจ่ายไฟฟ้า (Power supply)

แหล่งจ่ายไฟฟ้า ดังแสดงในรูปที่ 3.10 เป็นตัวจ่ายพลังงานไฟฟ้าขนาด 24 โวลต์ ให้กับ เซนเซอร์และวาล์ว



รูปที่ 3.10 แหล่งจ่ายไฟฟ้า

### 3.1.10 คอมพิวเตอร์ (Computer)

เป็นศูนย์กลางการทำงาน ทำหน้าที่ส่งการอุปกรรมภายในระบบและรับข้อมูลเพื่อนำมาบันทึก และประมวลผล



รูปที่ 3.11 คอมพิวเตอร์

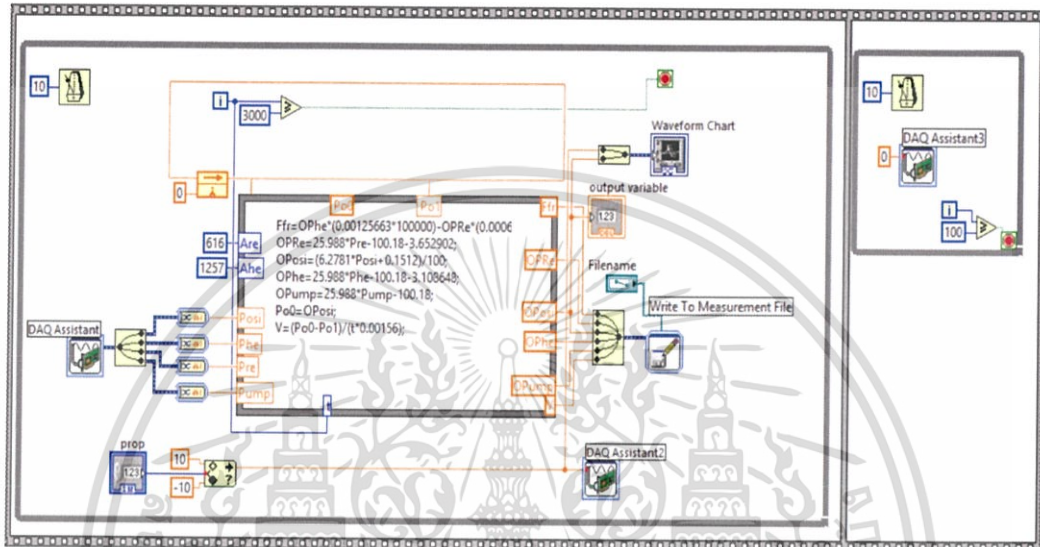
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 3.2 วิธีการทดลอง

### 3.2.1 การทดลองเพื่อหาค่าตัวแปรจากแบบจำลองแรงเสียดทาน LuGre

การทดลองนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อหาค่าตัวแปรต่างๆ จากแบบจำลอง LuGre เพื่อนำไปใช้ประกอบการชดเชยแรงเสียดทาน โดยมีขั้นตอนการดำเนินงานดังนี้

1. เขียนโปรแกรม LabVIEW เพื่อสั่งการชุดทดลองไฮดรอลิกแสดงในรูปที่ 3.12

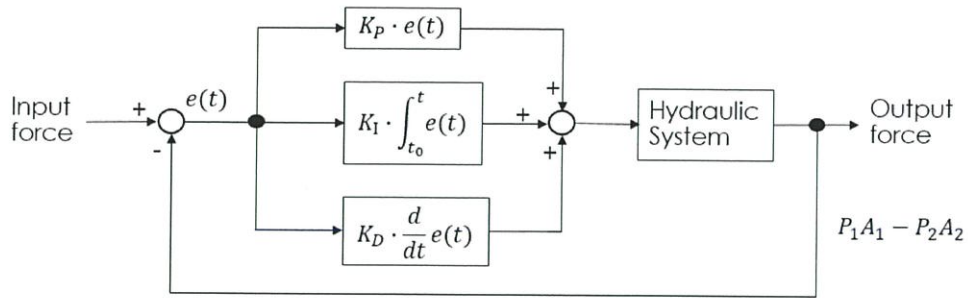


รูปที่ 3.12 block Diagram การหาค่าแรงเสียดทานจากโปรแกรม LabVIEW

2. ทำการกำหนดค่าโวลต์สั่งการของวาล์วควบคุมทิศทางและอัตราการไหล แล้วบันทึกค่าของความเร็ว  $V = \frac{S}{t}$  จากเซนเซอร์วัดระยะทางและแรงเสียดทาน  $F_f = P_{HE}A_{HE} - P_{RE}A_{RE}$  ทั้งช่วงขาเข้าและขาออกจากเซนเซอร์วัดความดันที่ head rod และ end rod
3. นำค่าความเร็ว และแรงเสียดทาน ที่ได้ไปวาดกราฟ
4. วาดกราฟสมการ LuGre ทั้งช่วงขาเข้าและขาออก โดยกำหนดค่าตัวแปรต่างๆ ให้สอดคล้องกับกราฟที่ได้จากการวัดค่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

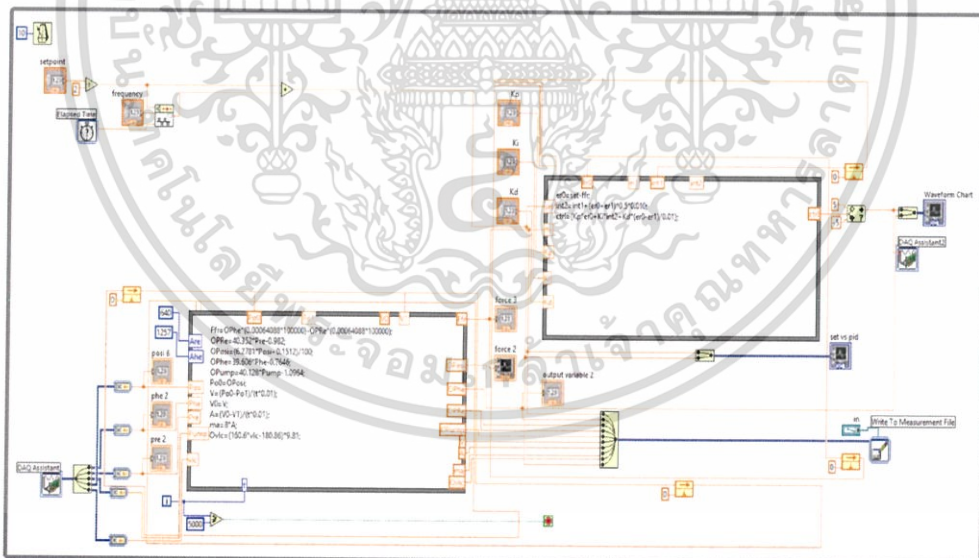
### 3.2.2 การทดลองควบคุมแรงในกระบอกสูบไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดี



รูปที่ 3.13 block diagram การควบคุมแรงในกระบอกสูบไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดี

การทดลองนี้เป็นการทดลองเพื่อลดค่าความคลาดเคลื่อนโดยเมื่อเราทำการสั่งระบบไฮดรอลิกที่แรงต่างๆ ระบบจะทำการป้อนกลับค่าไปลดความคลาดเคลื่อนด้วยตัวควบคุมแบบพีไอดีเพื่อปรับปรุงแรงที่ออกจากระบบไฮดรอลิก ดังแสดงในรูปที่ 3.13

1. เขียนโปรแกรม LabVIEW เพื่อสั่งการชุดทดลองไฮดรอลิกแบบควบคุมพีไอดีดังแสดงในรูปที่ 3.14



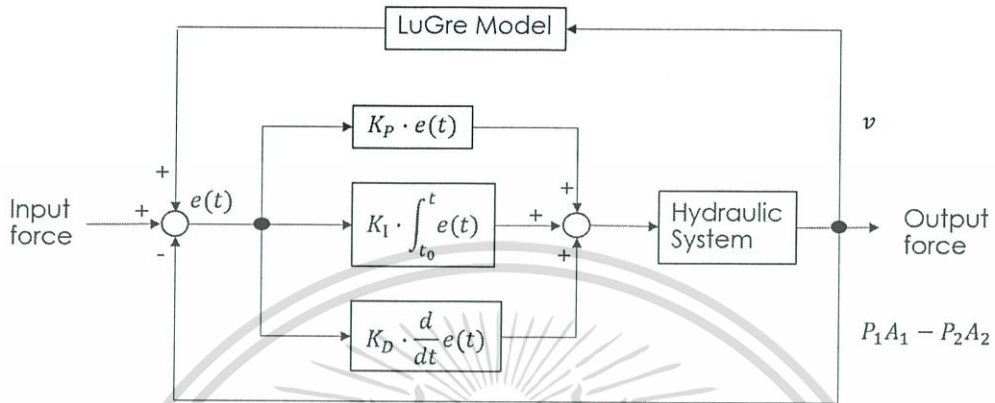
รูปที่ 3.14 block Diagram การควบคุมแรงในกระบอกสูบไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดี ในโปรแกรม LabVIEW

2. ทำการทดลองโดยการสั่งกระบอกสูบที่แรง 1000N, 2000N และ 3000N แล้วเก็บค่าแยกตามค่าแรงอ้างอิง โดยวัดแรงจากเซนเซอร์รับแรง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. นำค่าที่ได้นำมาวาดกราฟเปรียบเทียบระหว่างค่าแรงที่วัดได้จากเซนเซอร์รับแรงและแรงอ้างอิง

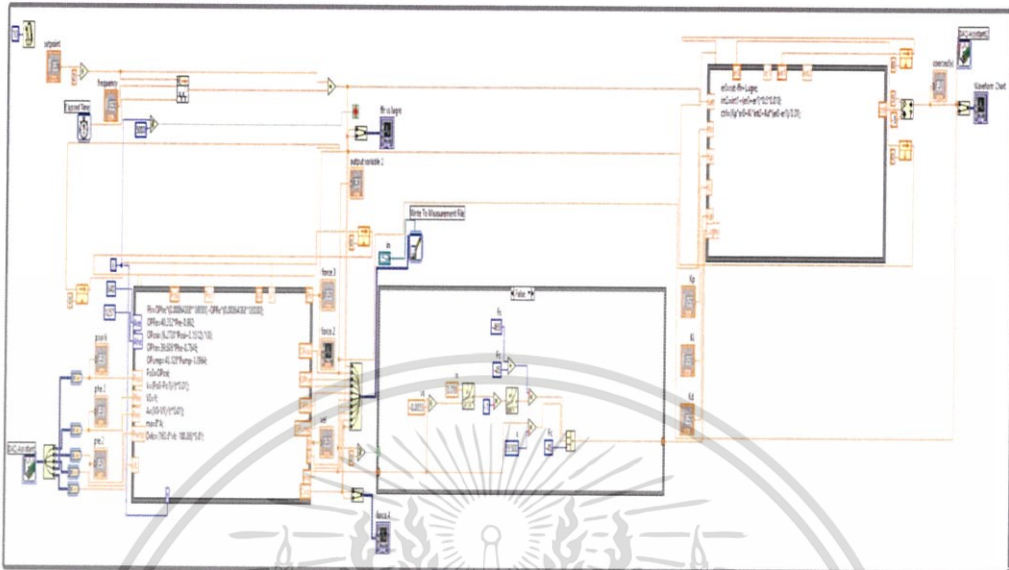
### 3.2.3 การทดลองการควบคุมแบบพีไอดีควบคู่กับการชดเชยแรงเสียดทาน



รูปที่ 3.15 block diagram การชดเชยแรงเสียดทานภายในกระบอกลูกสูบไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดีควบคู่กับแบบจำลองแรงเสียดทาน LuGre

การทดลองนี้เป็นการทดลองเพื่อลดค่าความคลาดเคลื่อนโดยเมื่อเราทำการสั่งระบบไฮดรอลิกที่แรงต่างๆ ระบบจะทำการชดเชยแรงเสียดทานที่ได้จากสมการแรงเสียดทาน LuGre และป้อนกลับค่าไปลดความคลาดเคลื่อนด้วยตัวควบคุมแบบพีไอดีเพื่อปรับปรุงแรงที่ออกจากระบบไฮดรอลิก

- เขียนโปรแกรม LabVIEW เพื่อสั่งการชุดทดลองไฮดรอลิกแบบชดเชยพีเอทีควบคุมกับแบบจำลองแรงเสียดทาน LuGre ดังแสดงในรูปที่ 3.16



รูปที่ 3.16 block diagram การชดเชยแรงเสียดทานภายในระบบไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีเอทีควบคุมกับแบบจำลองเสียดทาน LuGre ในโปรแกรม LabVIEW

- ทำการทดลองโดยการสั่งระบบไฮดรอลิกที่แรง 1000N, 2000N และ 3000N แล้วเก็บค่าแยกตามค่าแรงอ้างอิง โดยวัดจากเซนเซอร์รับแรง
- นำค่าที่ได้นำมาวาดกราฟเปรียบเทียบระหว่างค่าแรงที่วัดได้จากเซนเซอร์รับแรงและแรงอ้างอิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 4

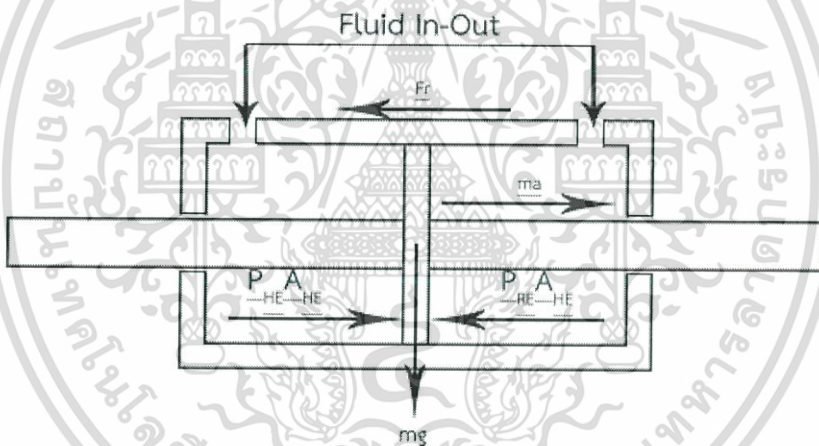
### ผลการทดลอง

การทดลองการควบคุมแรงไฮดรอลิกควบคู่กับการชดเชยแรงเสียดทานแบ่งเป็น 3 การทดลองหลัก คือ การทดลองเพื่อหาค่าตัวแปรจากสมการแรงเสียดทาน LuGre การทดลองควบคุมแรงในกระบอกสูบไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดี และการทดลองเพื่อชดเชยแรงเสียดทานภายในกระบอกสูบไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดีควบคู่กับแบบจำลองแรงเสียดทาน LuGre

#### 4.1 การทดลองเพื่อหาค่าตัวแปรจากสมการแรงเสียดทาน LuGre

##### 4.1.1 แรงเสียดทานที่วัดได้

แรงเสียดทานสามารถคำนวณได้จากกฎข้อที่ 2 ของนิวตัน โดยการใช้แรงดันที่วัดได้จากเซนเซอร์แรงดันในกระบอกสูบ, ความเร่งของลูกสูบ และน้ำหนักของโหลด ดังแสดงในสมการต่อไปนี้



รูปที่ 4.1 Freebody diagram ของกระบอกสูบไฮดรอลิก

$$\Sigma F = ma \quad (4.1)$$

$$ma = P_{HE}A_{HE} - P_{RE}A_{RE} - F_r \quad (4.2)$$

$$F_r = P_{HE}A_{HE} - P_{RE}A_{RE} - ma \quad (4.3)$$

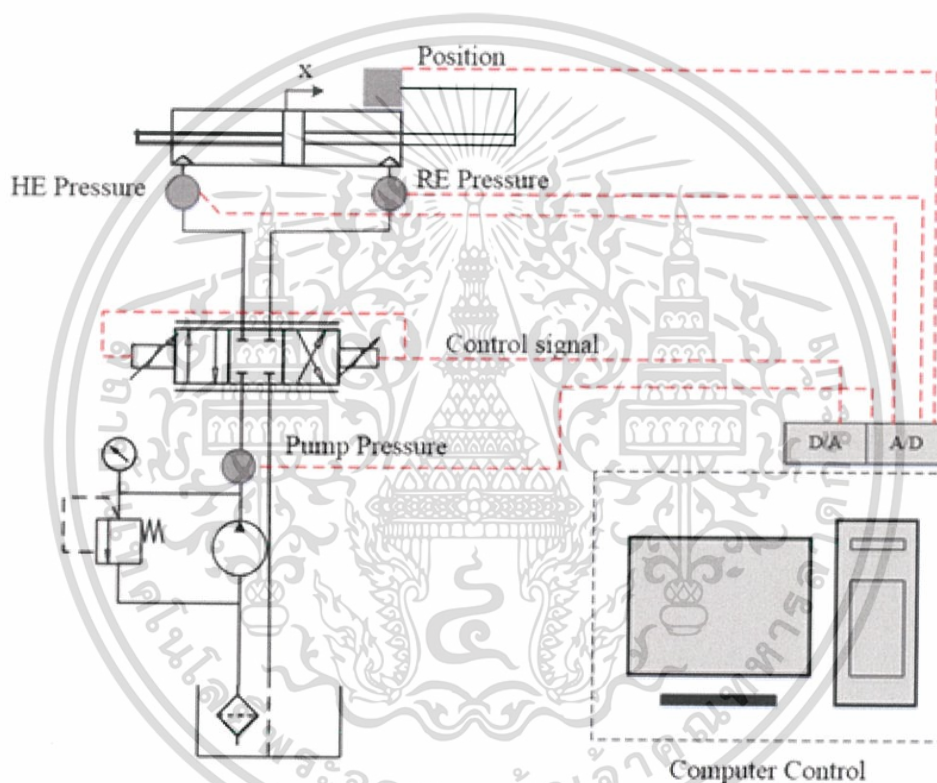
พิจารณา  $ma = 0$

$$F_r = P_{HE}A_{HE} - P_{RE}A_{RE} \quad (4.4)$$

รูปที่ 4.1 พิจารณาที่สภาวะ steady state ค่า  $ma=0$  และเนื่องจากพิจารณากระบอกสูบในแนวนอนจึงไม่นำค่า  $mg$  มาคำนวณในสมการ (4.2)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

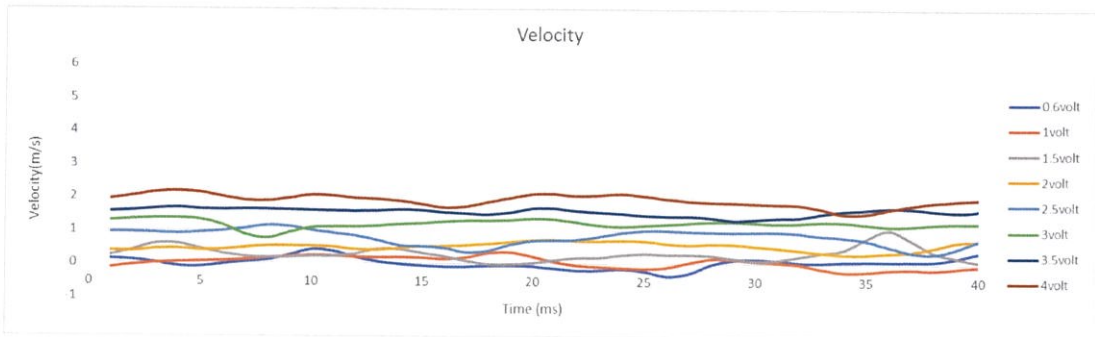
ทำการรับค่าแรงเสียดทานและความเร็วจากโปรแกรม LabVIEW ที่ผู้ทดลองได้ทำการออกแบบขึ้นมา ค่าแรงเสียดทานผู้ทดลองใช้สมการ (4.4) เป็นพื้นฐานในการคำนวณ ซึ่งค่า P (แรงดัน) รับค่าจากเซนเซอร์วัดแรงดันที่ทำการติดตั้งที่หัวและท้ายของกระบอกลูกสูบดังรูปที่ 4.2 ค่าความเร็วคำนวณจากอนุพันธ์เชิงตัวเลขของสัญญาณจากเซนเซอร์บอกตำแหน่งที่ติดตั้งในชุดทดลองดังรูปที่ 4.2 ต่อเวลา โดยทำการจ่ายแรงดันไฟฟ้าให้กับพรอพอร์ชันนัลวาล์วที่แตกต่างกันเพื่อให้กระบอกลูกสูบขยับด้วยแรงและความเร็วที่ต่างกันดังแสดงในรูปที่ 4.3, 4.4, 4.5 และ 4.6 จากนั้นนำค่าแรงเสียดทานและความเร็วที่ได้รับของแต่ละแรงดันไฟฟ้ามาเฉลี่ยและเก็บค่าแยกตามแรงดันไฟฟ้า ในโปรแกรม Excel ดังตารางที่ 4.1 และ 4.2



รูปที่ 4.2 ตำแหน่งที่ทำการติดตั้งเซนเซอร์

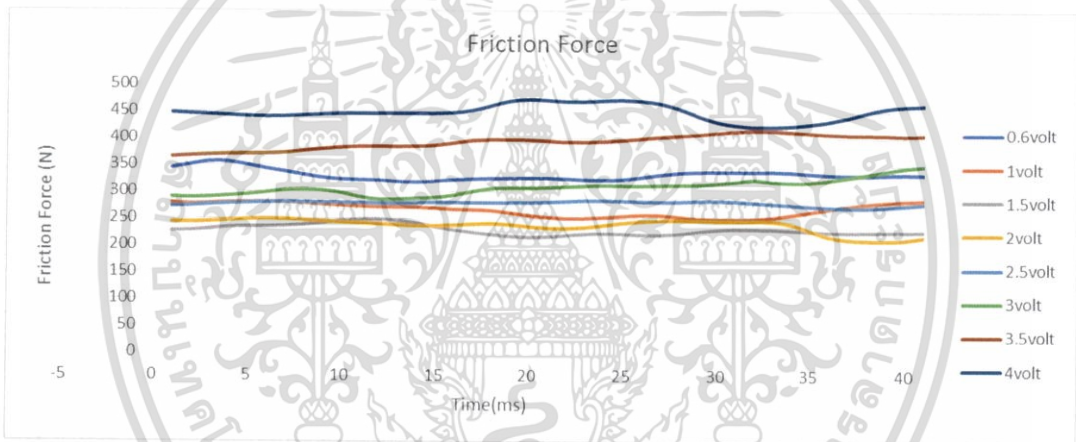
จากรูปที่ 4.2 จะเห็นว่าการติดตั้งเซนเซอร์วัดความดันที่บริเวณ head end และ บริเวณ rod end เพื่อนำไปคำนวณแรงเสียดทานภายในกระบอกลูกสูบ และเซนเซอร์วัดระยะทางที่บริเวณ rod end เชื่อมไปยังปลายก้านสูบเพื่อคำนวณความเร็วดังที่กล่าวไว้ข้างต้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.3 กราฟความเร็วที่รับค่าได้จากLabVIEW ในแต่ละแรงดันไฟฟ้าในขณะที่กระบอกสูบยืดออกที่ช่วงเวลา 80-120 ms

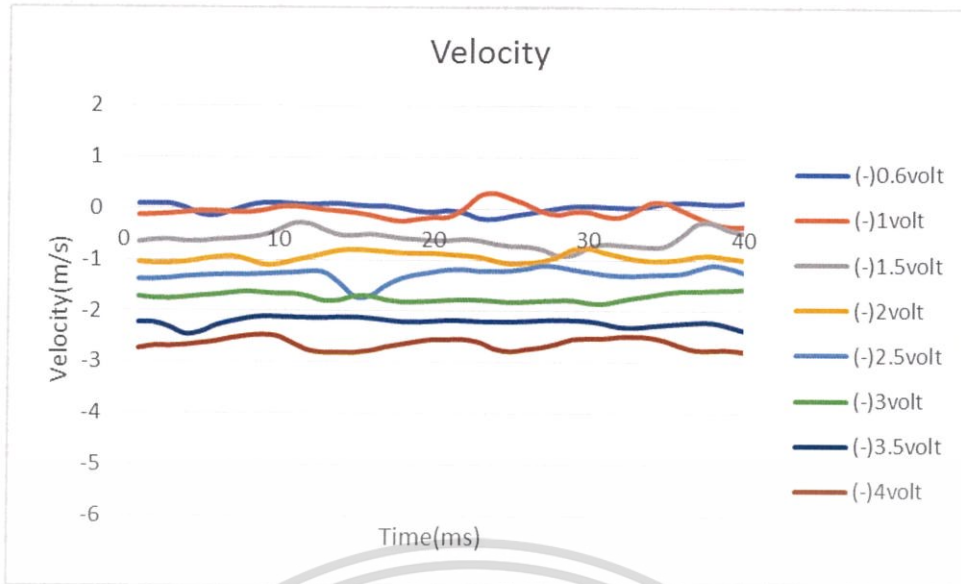
จากรูปที่ 4.3 แสดงความเร็วก่อนการเคลื่อนที่เมื่อกำหนดแรงดันไฟฟ้าที่ต่างกันโดยไม่มีภาระในการรับแรงที่ปลายกระบอกสูบในช่วงที่กระบอกสูบยืดออก



รูปที่ 4.4 กราฟแรงเสียดทานที่รับค่าได้จากLab VIEW ในแต่ละแรงดันไฟฟ้าในขณะที่กระบอกสูบยืดออกที่ช่วงเวลา 80-120 ms

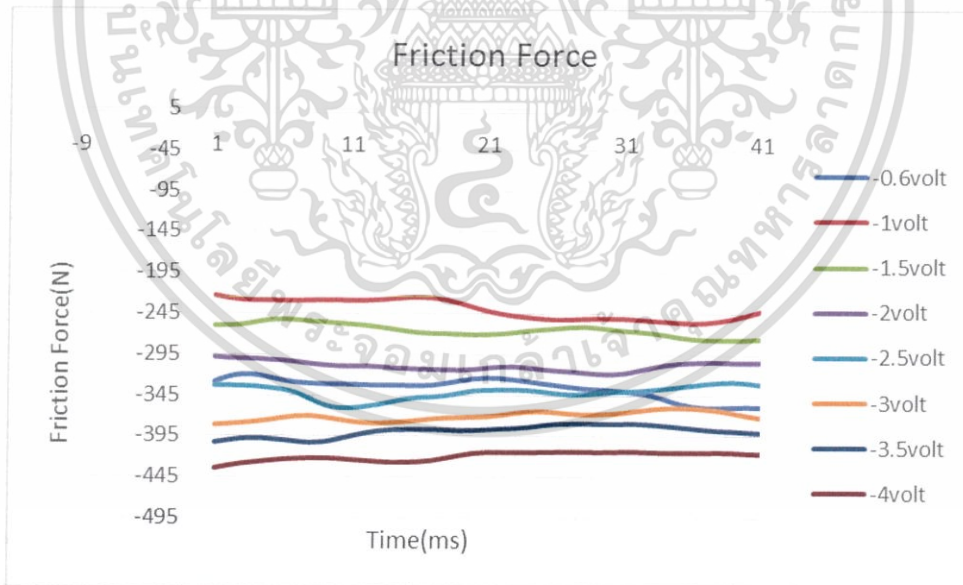
รูปที่ 4.4 แสดงแรงเสียดทานก่อนการเคลื่อนที่เมื่อกำหนดแรงดันไฟฟ้าที่ต่างกันโดยไม่มีภาระในการรับแรงที่ปลายกระบอกสูบในช่วงที่กระบอกสูบยืดออก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.5 กราฟความเร็วที่รับค่าได้จากLabVIEW ในแต่ละแรงดันไฟฟ้าในขณะที่กระบอกสูบหดกลับช่วงเวลา 80-120 ms

รูปที่ 4.5 แสดงค่าความเร็วก่อนการเคลื่อนที่เมื่อกำหนดแรงดันไฟฟ้าที่ต่างกันโดยไม่มีภาระในการรับแรงที่ปลายกระบอกสูบในช่วงที่กระบอกสูบหดกลับ



รูปที่ 4.6 กราฟแรงเสียดทานที่รับค่าได้จากLabVIEW ในแต่ละแรงดันไฟฟ้าในขณะที่กระบอกสูบหดกลับช่วงเวลา 80-120 ms

รูปที่ 4.6 แสดงค่าความเร็วก่อนการเคลื่อนที่เมื่อกำหนดแรงดันไฟฟ้าที่ต่างกันโดยไม่มีภาระในการรับแรงที่ปลายกระบอกสูบในช่วงที่กระบอกสูบหดกลับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.1 ความเร็วและแรงเสียดทานเฉลี่ยที่วัดได้ในขณะที่กระบอกสูบ  
ยี่ดออก

Velocity (m/ms)	Friction force (N)
5.54E-06	339.4543189
3.35568E-05	279.7862761
0.000168088	225.4453284
0.000416493	245.5651422
0.000570178	265.44055
0.001192391	317.9461063
0.001770463	393.1142841
0.001905753	420.1975629

จากตารางเป็นค่าเฉลี่ยของความเร็วและแรงเสียดทานในขณะที่กระบอกสูบบีบดออกที่แรงดันไฟฟ้า 0.6, 1, 1.5, 2, 2.5, 3, 3.5 และ 4 โวลต์ตามลำดับ

ตารางที่ 4.2 ความเร็วเฉลี่ยและแรงเสียดทานที่วัดได้ในขณะที่กระบอกสูบ  
หดกลับ

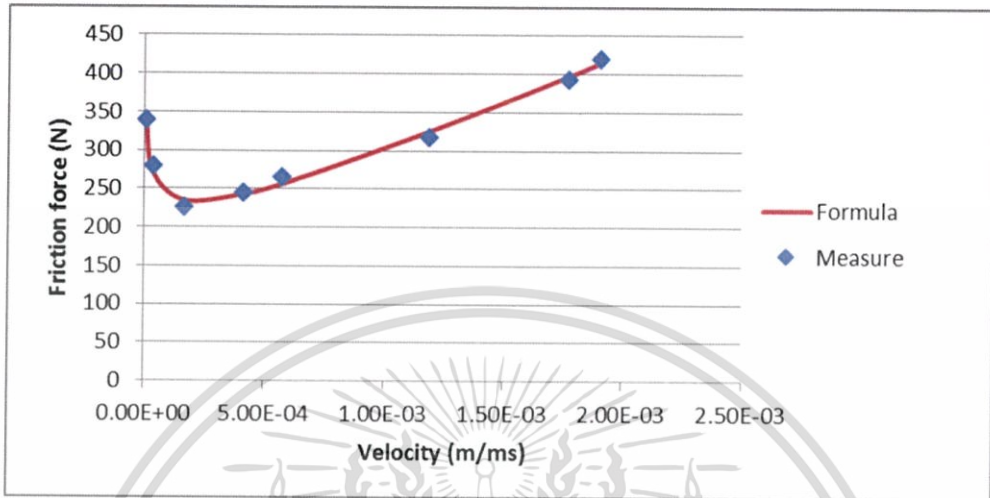
Velocity (m/ms)	Friction force (N)
-1.10987E-06	-394.9202827
-7.22948E-05	-320.9313475
-0.000353347	-278.5169936
-0.000729991	-290.0809145
-0.00139198	-318.4175424
-0.001704373	-330.8781905
-0.003025938	-388.7879822
-0.003657979	-418.337697

จากตารางเป็นค่าเฉลี่ยของความเร็วและแรงเสียดทานในขณะที่กระบอกสูบบีบดกลับที่แรงดันไฟฟ้า 0.6, 1, 1.5, 2, 2.5, 3, 3.5 และ 4 โวลต์ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

#### 4.1.2 ค่าตัวแปรในสมการแรงเสียดทาน LuGre

ทำการกำหนดค่าตัวแปรสมการแรงเสียดทาน LuGre เพื่อให้กราฟมีความใกล้เคียงกับแรงเสียดทานที่ได้จากการทดลอง โดยใช้วิธีการ Non-Linear Regression ในโปรแกรม Excel



รูปที่ 4.7 กราฟแรงเสียดทานที่วัดได้กับแรงเสียดทานที่ได้จากสมการแรงเสียดทาน LuGre ในขณะที่กระบอกสูบยืดออก

จากกราฟ จุดสีฟ้า คือ แรงเสียดทานที่วัดได้ ส่วนเส้นสีแดง คือ กราฟแรงเสียดทานที่ได้จากการหาค่าตัวแปรจากแบบจำลองแรงเสียดทาน LuGre โดยได้ค่าแรงเสียดทาน แสดงได้ดังตารางต่อไปนี้

ตารางที่ 4.3 ค่าแรงเสียดทานที่ได้จากสมการแรงเสียดทาน LuGre ในขณะที่กระบอกสูบยืดออก

Velocity (m/ms)	Friction force (N)
5.54E-06	342.3742847
3.35568E-05	271.7243418
0.000168088	234.8596386
0.000416493	243.1977252
0.000570178	256.3458676
0.001192391	325.1503103
0.001770463	396.8643892
0.001905753	414.1161941

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าตัวแปรจากสมการแรงเสียดทาน LuGre ในขณะที่ยืดออกมีดังต่อไปนี้

$$F_c = 93.88182 \text{ N}$$

$$F_s = 1365.511 \text{ N}$$

$$V_s = 6.27E-08 \text{ m/s}$$

$$n = 0.109821$$

$$\sigma_2 = 138174.9 \text{ Ns/m}$$

นำค่าตัวแปรจากแบบจำลองลูเกอร์แทนลงในสมการที่ 2.10 เพื่อใช้ในการประมาณค่าแรงเสียดทานในขณะที่กระบอกสูบยืดออกดังสมการที่ (4.5)

$$F_r = 93.88182 + (1365.511 - 93.88182) \left( \frac{v}{6.27E-08} \right)^{0.109821} + 138174.9v \quad (4.5)$$

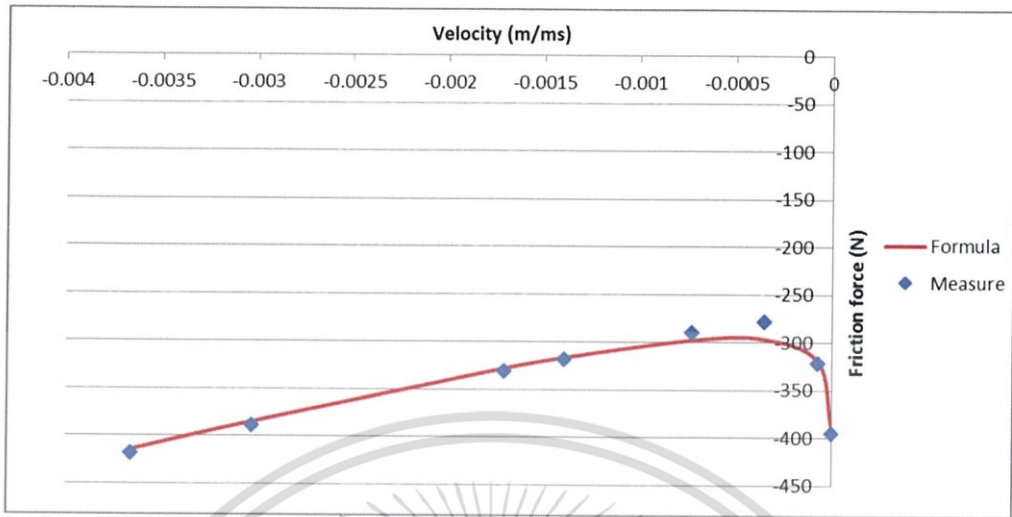
จากการแบบจำลองลูเกอร์ เราสามารถประมาณแรงเสียดทานในขณะที่กระบอกสูบยืดออกได้ โดยตารางที่ 4.4 จะแสดงการเปรียบเทียบระหว่างแรงเสียดทานที่วัดได้กับค่าประมาณจากแบบจำลองลูเกอร์

ตารางที่ 4.4 เปรียบเทียบค่าแรงเสียดทานในขณะที่กระบอกสูบยืดออก

Velocity (m/ms)	measure Friction force (N)	LuGre Friction force (N)
5.54E-06	339.4543189	342.3742847
3.36E-05	279.7862761	271.7243418
0.000168088	225.4453284	234.8596386
0.000416493	245.5651422	243.1977252
0.000570178	265.44055	256.3458676
0.001192391	317.9461063	325.1503103
0.001770463	393.1142841	396.8643892
0.001905753	420.1975629	414.1161941

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทำการทดลองในขณะที่กระบอกสูบหดรัดกลับเพื่อหาค่าตัวแปรของแบบจำลองลูเกอร์



รูปที่ 4.8 กราฟแรงเสียดทานที่วัดได้กับแรงเสียดทานที่ได้จากสมการแรงเสียดทาน LuGre  
ในขณะที่กระบอกสูบหดรัดกลับ

จากกราฟ จุดสีฟ้า คือ แรงเสียดทานที่วัดได้ ส่วนเส้นสีแดง คือ กราฟแรงเสียดทานที่ได้จากการหาค่าตัวแปรจากแบบจำลองแรงเสียดทาน LuGre โดยได้ค่าแรงเสียดทาน แสดงได้ดังตารางต่อไป

ตารางที่ 4.5 ค่าแรงเสียดทานที่ได้จากสมการแรงเสียดทาน LuGre ในขณะที่  
กระบอกสูบหดรัดกลับ

Velocity (m/ms)	Friction force (N)
-1.10987E-06	-389.4176317
-7.22948E-05	-319.7517589
-0.000353347	-296.5930259
-0.000729991	-298.009521
-0.00139198	-316.6753241
-0.001704373	-328.227994
-0.003025938	-384.9538021
-0.003657979	-414.4882555

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าของตัวแปรจากสมการแรงเสียดทาน LuGre ในขณะที่หัดกลับมีดังต่อไปนี้

$$F_c = -45 \text{ N}$$

$$F_s = -465 \text{ N}$$

$$v_s = -0.0055 \text{ m/s}$$

$$n = 0.19$$

$$\sigma_2 = 55500 \text{ Ns/m}$$

นำค่าตัวแปรจากแบบจำลองลูเกอร์แทนลงในสมการที่ 2.10 เพื่อใช้ในการประมาณค่าแรงเสียดทานในขณะที่กระบอกสูบหัดกลับดังสมการที่ (4.6)

$$F_r = -45 + (-465 + 45) \left( \frac{v}{-0.0055} \right)^{0.19} + 55500v \quad (4.6)$$

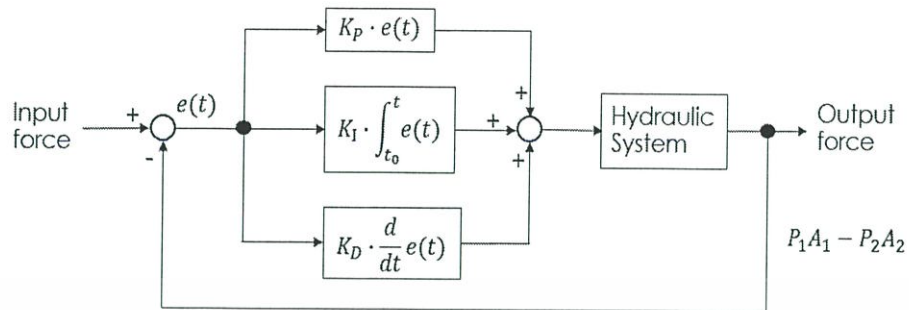
จากการแบบจำลองลูเกอร์เราสามารถประมาณค่าแรงเสียดทานในขณะที่กระบอกสูบหัดกลับได้ โดยตารางที่ 4.6 จะแสดงการเปรียบเทียบค่าของแรงเสียดทานที่วัดได้กับค่าประมาณจากแบบจำลองลูเกอร์

ตารางที่ 4.6 เปรียบเทียบค่าแรงเสียดทานในขณะที่กระบอกสูบบีบอัดออก

Velocity(m/ms)	Measure Friction force (N)	LuGre Friction force (N)
-1.10987E-06	-394.9202827	-389.4176317
-7.22948E-05	-320.9313475	-319.7517589
-0.000353347	-278.5169936	-296.5930259
-0.000729991	-290.0809145	-298.009521
-0.00139198	-318.4175424	-316.6753241
-0.001704373	-330.8781905	-328.227994
-0.003025938	-388.7879822	-384.9538021
-0.003657979	-418.337697	-414.4882555

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 4.2 การทดลองควบคุมแรงในกระบอกลูกสูบไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดี

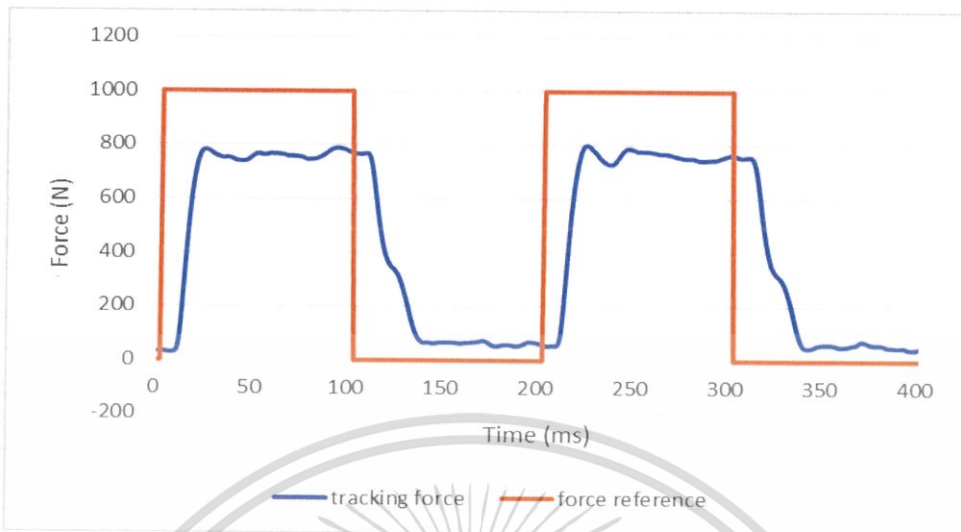


รูปที่ 4.9 แสดง block diagram การควบคุมแรงในกระบอกลูกสูบไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดี

จากรูปที่ 4.9 สัญญาณป้อนกลับของแรงที่ใช้ในการควบคุมพีไอดี เป็นสัญญาณที่ได้จากการคำนวณโดยใช้สมการที่ (4.4) แต่ค่าของแรงจากกระบอกลูกสูบวัดจากเซนเซอร์รับแรงที่ก้านสูบโดยตรงไม่ได้เนื่องจากการใช้งานจริงส่วนใหญ่ติดตั้งเซนเซอร์รับแรงที่ก้านสูบโดยตรงนั้นเป็นไปได้ยากยกตัวอย่าง เช่น Mobile Hydraulic

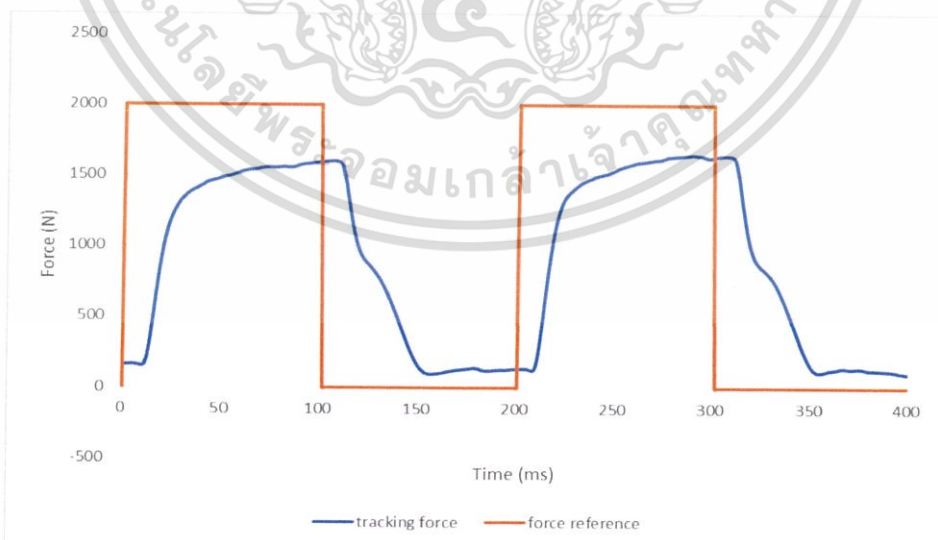
จากการทดลองโดยการสั่งกระบอกลูกสูบที่แรง 1000 N, 2000 N และ 3000 N แล้วเก็บผลแยกตามแรงอ้างอิงโดยมีระบบควบคุมแบบพีไอดีทำหน้าที่ลดค่าความคลาดเคลื่อน ให้กราฟสี่เหลี่ยมเป็นกราฟแรงอ้างอิง และ กราฟสี่น้ำเงินเป็นกราฟแรงที่วัดได้จากเซนเซอร์รับแรง ได้กราฟดังต่อไปนี้

#### 4.2.1 การควบคุมติดตามแรงแบบ Step Wave



รูปที่ 4.10 กราฟ step wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 1000 N

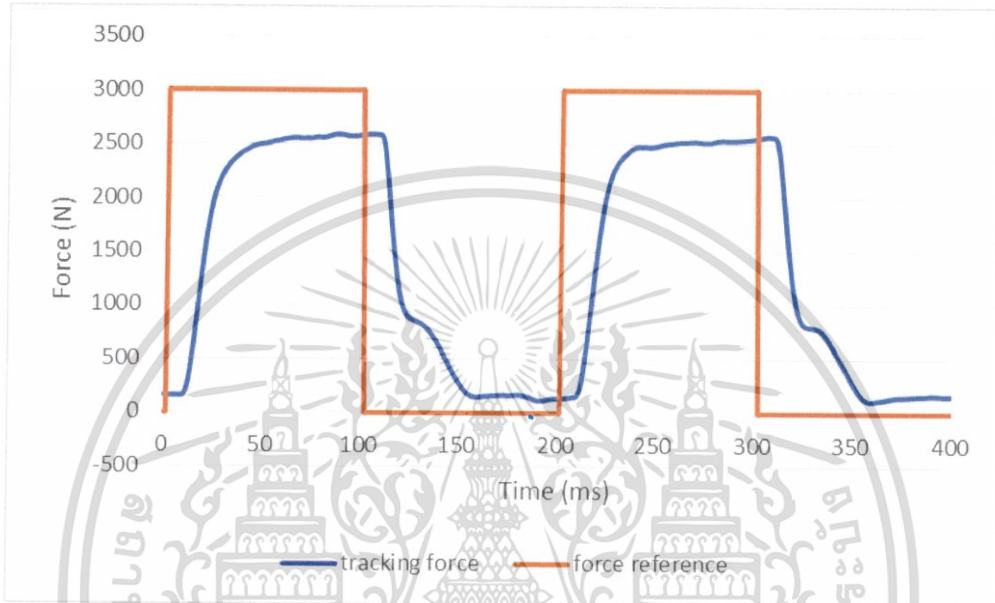
การติดตามแรงแบบ step wave ที่มีค่าคำสั่งแรงอ้างอิงที่ 1000 N สัญญาณบ่อนกลับของแรงที่ใช้ในการควบคุมพีไอดี เป็นสัญญาณที่ได้จากการคำนวณความดัน head end คูณกับพื้นที่หน้าตัด head end ลบความดัน rod end คูณกับพื้นที่หน้าตัด rod end ค่าของแรงกระบอกสูบวัดโดยเซนเซอร์รับแรงวัดที่ก้านสูบโดยตรง มีค่าเฉลี่ยความคลาดเคลื่อนกำลังสองที่สภาวะคงตัว 238.13 N ในระหว่างเวลา 81-101 ms



รูปที่ 4.11 กราฟ step wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 2000 N

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

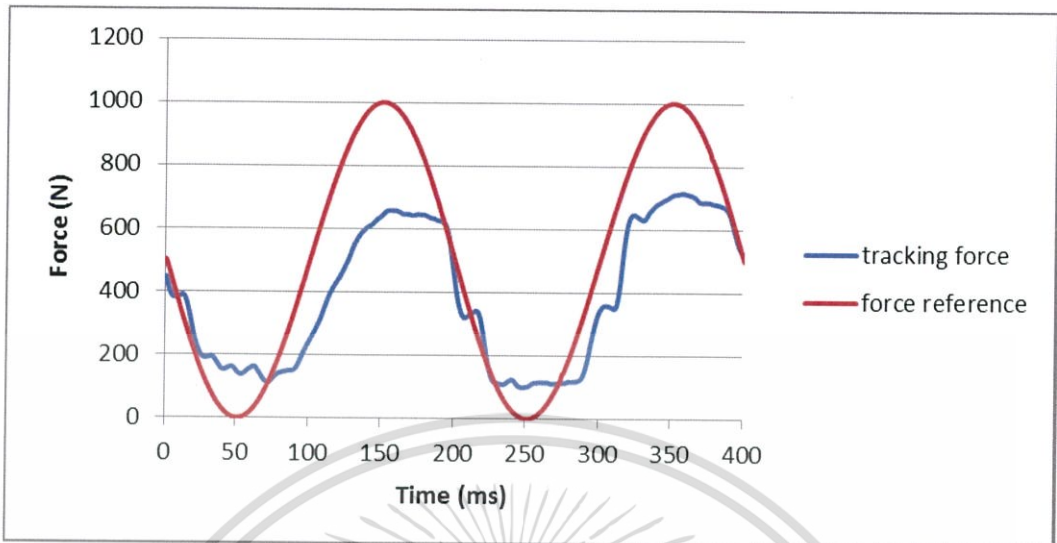
การติดตามแรงแบบ step wave ที่มีค่าคำสั่งแรงอ้างอิงที่ 2000 N สัญญาณป้อนกลับของแรงที่ใช้ในการควบคุมพีไอดี เป็นสัญญาณที่ได้จากการคำนวณความดัน head end คูณกับพื้นที่หน้าตัด head end ลบความดัน rod end คูณกับพื้นที่หน้าตัด rod end ค่าของแรงกระบอกสูบวัดโดยเซนเซอร์รับแรงวัดที่ก้านสูบโดยตรง มีค่าเฉลี่ยความคลาดเคลื่อนกำลังสองที่สภาวะคงตัว 463.28 N ในระหว่างเวลา 81-101 ms



รูปที่ 4.12 กราฟ step wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 3000 N

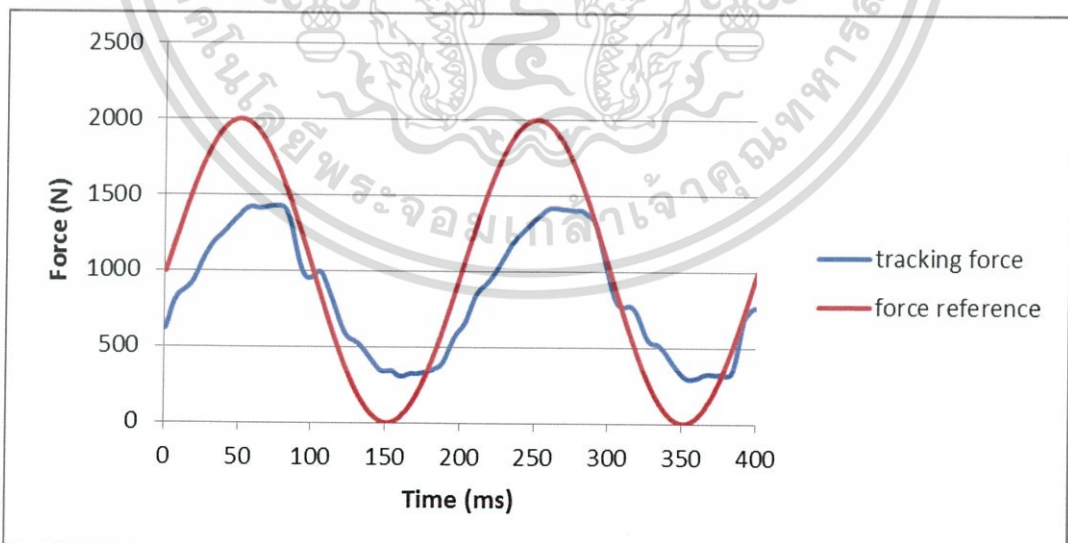
การติดตามแรงแบบ step wave ที่มีค่าคำสั่งแรงอ้างอิงที่ 3000 N สัญญาณป้อนกลับของแรงที่ใช้ในการควบคุมพีไอดี เป็นสัญญาณที่ได้จากการคำนวณความดัน head end คูณกับพื้นที่หน้าตัด head end ลบความดัน rod end คูณกับพื้นที่หน้าตัด rod end ค่าของแรงกระบอกสูบวัดโดยเซนเซอร์รับแรงวัดที่ก้านสูบโดยตรง มีค่าเฉลี่ยความคลาดเคลื่อนกำลังสองที่สภาวะคงตัว 447.69 N ในระหว่างเวลา 81-101 ms

#### 4.2.2 การควบคุมติดตามแรงแบบ Sine Wave



รูปที่ 4.13 กราฟ sine wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 1000 N

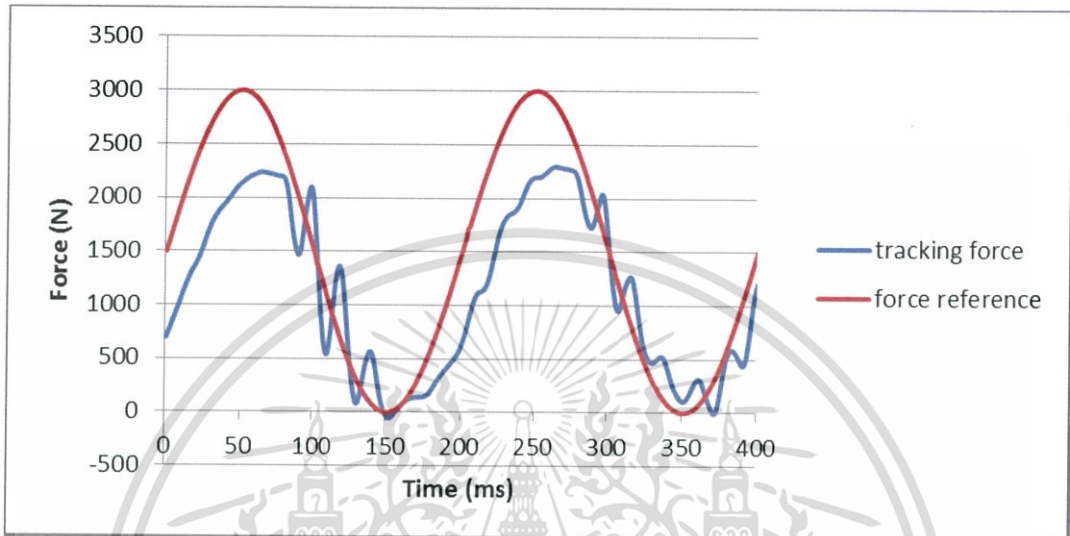
การติดตามแรงแบบ sine wave ที่มีค่าอ้างอิงแรงอ้างอิงที่ 1000 N สัญญาณบ่อนกลับของแรงที่ใช้ในการควบคุมพีไอดี เป็นสัญญาณที่ได้จากการคำนวณความดัน head end คูณกับพื้นที่หน้าตัด head end ลบความดัน rod end คูณกับพื้นที่หน้าตัด rod end ค่าของแรงกระบอกสูบวัดโดยเซนเซอร์รับแรงวัดที่ก้านสูบโดยตรง มีค่าเฉลี่ยความคลาดเคลื่อนกำลังสองทั้งรูป 197.82 N



รูปที่ 4.14 กราฟ sine wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 2000 N

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

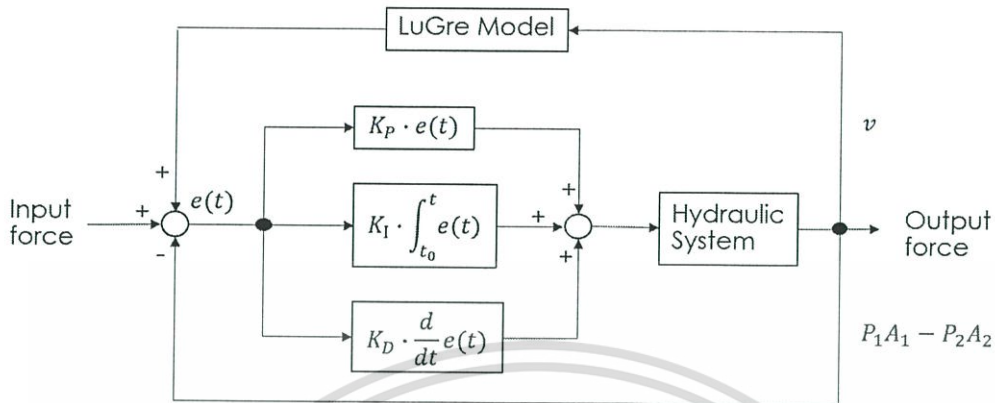
การติดตามแรงแบบ sine wave ที่มีค่าคำสั่งแรงอ้างอิงที่ 1000 N สัญญาณป้อนกลับของแรงที่ใช้ในการควบคุมพีไอดี เป็นสัญญาณที่ได้จากการคำนวณความดัน head end คูณกับพื้นที่หน้าตัด head end ลบความดัน rod end คูณกับพื้นที่หน้าตัด rod end ค่าของแรงกระบอกสูบวัดโดยเซนเซอร์รับแรงวัดที่ก้านสูบโดยตรง มีค่าเฉลี่ยความคลาดเคลื่อนกำลังสองทั้งรูป 394.45 N



รูปที่ 4.15 กราฟ sine wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 3000 N

การติดตามแรงแบบ sine wave ที่มีค่าคำสั่งแรงอ้างอิงที่ 3000 N สัญญาณป้อนกลับของแรงที่ใช้ในการควบคุมพีไอดี เป็นสัญญาณที่ได้จากการคำนวณความดัน head end คูณกับพื้นที่หน้าตัด head end ลบความดัน rod end คูณกับพื้นที่หน้าตัด rod end ค่าของแรงกระบอกสูบวัดโดยเซนเซอร์รับแรงวัดที่ก้านสูบโดยตรง มีค่าเฉลี่ยความคลาดเคลื่อนกำลังสองทั้งรูป 578.97 N

### 4.3 การทดลองควบคุมแรงในกระบอกลูกสูบไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดีควบคู่กับการชดเชยแรงเสียดทาน

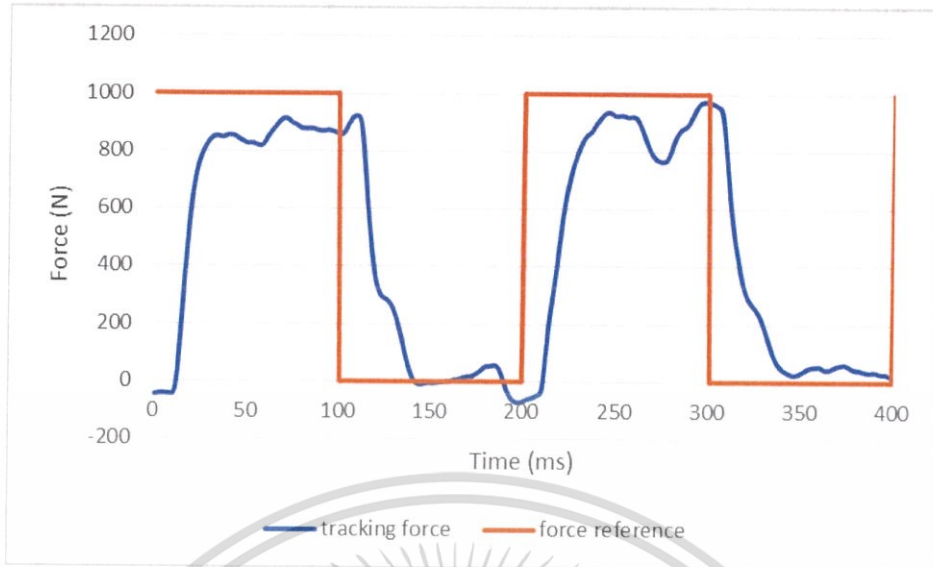


รูปที่ 4.16 แสดง block diagram การชดเชยแรงเสียดทานภายในกระบอกลูกสูบไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดีควบคู่กับแบบจำลองแรงเสียดทาน LuGre

จากรูปที่ 4.16 สัญญาณป้อนกลับของแรงที่ใช้ในการควบคุมพีไอดี เป็นสัญญาณที่ได้จากการคำนวณโดยใช้สมการที่ (4.4) แต่ค่าของแรงจากกระบอกลูกสูบวัดจากเซนเซอร์รับแรงที่ก้านสูบโดยตรงไม่ได้เนื่องจากการใช้งานจริงส่วนใหญ่ติดตั้งเซนเซอร์รับแรงที่ก้านสูบโดยตรงนั้นเป็นไปได้ยากยกตัวอย่าง เช่น Mobile Hydraulic

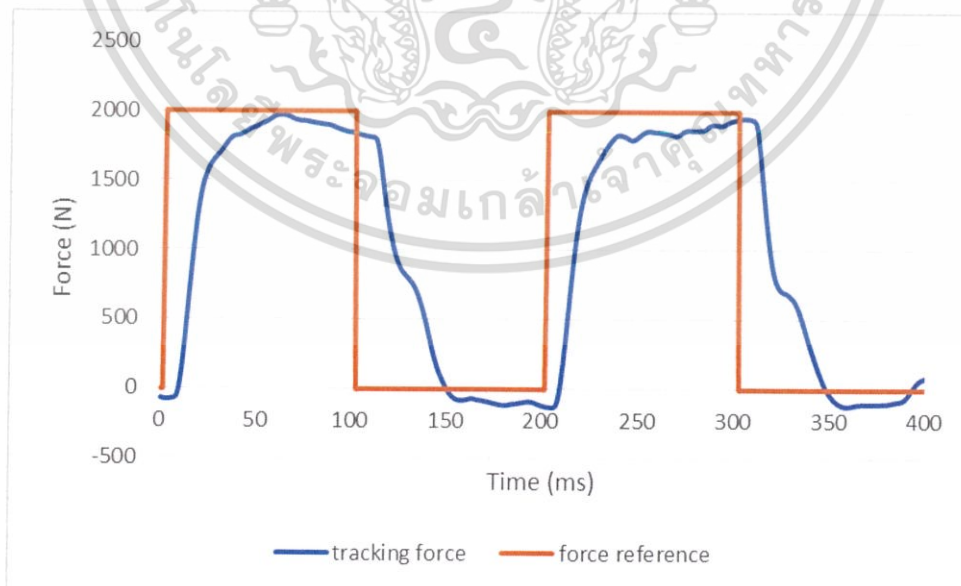
จากการทำการทดลองโดยการสั่งกระบอกลูกสูบที่แรง 1000 N, 2000 N และ 3000 N แล้วเก็บผลแยกตามค่าแรงอ้างอิงโดยชดเชยแรงเสียดทานด้วยแบบจำลองแรงเสียดทาน LuGre ควบคู่กับระบบควบคุมแบบพีไอดี ให้กราฟสีส้มเป็นกราฟแรงอ้างอิง และกราฟสีน้ำเงินเป็นกราฟแรงที่วัดได้จากเซนเซอร์รับแรง ได้กราฟดังต่อไปนี้

#### 4.3.1 การควบคุมติดตามแรงแบบ Step Wave



รูปที่ 4.17 กราฟ step wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 1000 N

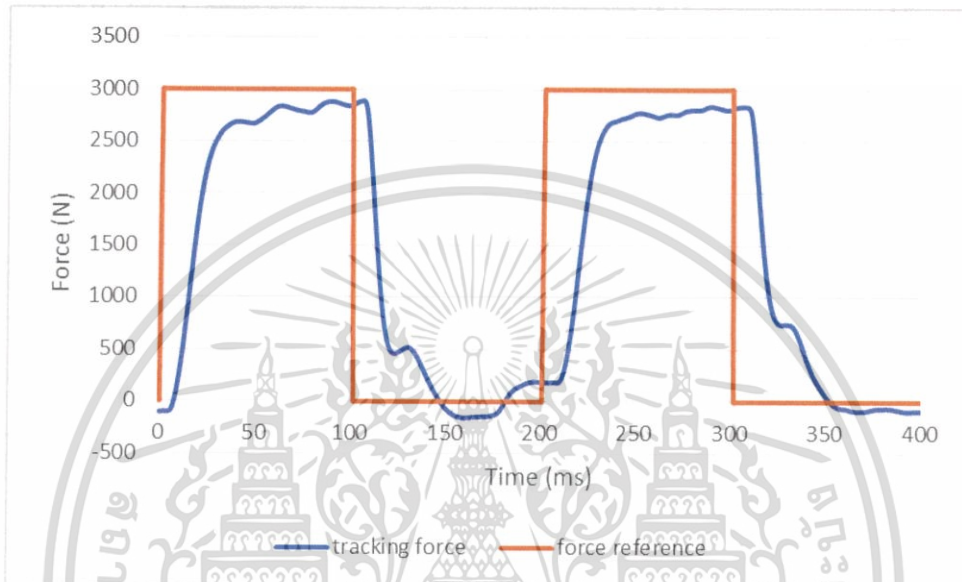
การติดตามแรงแบบ step wave ที่มีค่าคำสั่งแรงอ้างอิงที่ 1000 N สัญญาณบ่อนกลับของแรงที่ใช้ในการควบคุมฟิโอดี เป็นสัญญาณที่ได้จากการคำนวณความดัน head end คูณกับพื้นที่หน้าตัด head end ลบความดัน rod end คูณกับพื้นที่หน้าตัด rod end ควบคู่กับการชดเชยแรงเสียดทาน ค่าของแรงกระบอกสูบวัดโดยเซนเซอร์รับแรงวัดที่ก้านสูบโดยตรง มีค่าเฉลี่ยความคลาดเคลื่อนกำลังสองที่สภาวะคงตัว 113.10 N ในระหว่างเวลา 81-101 ms



รูปที่ 4.18 กราฟ step wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 2000 N

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

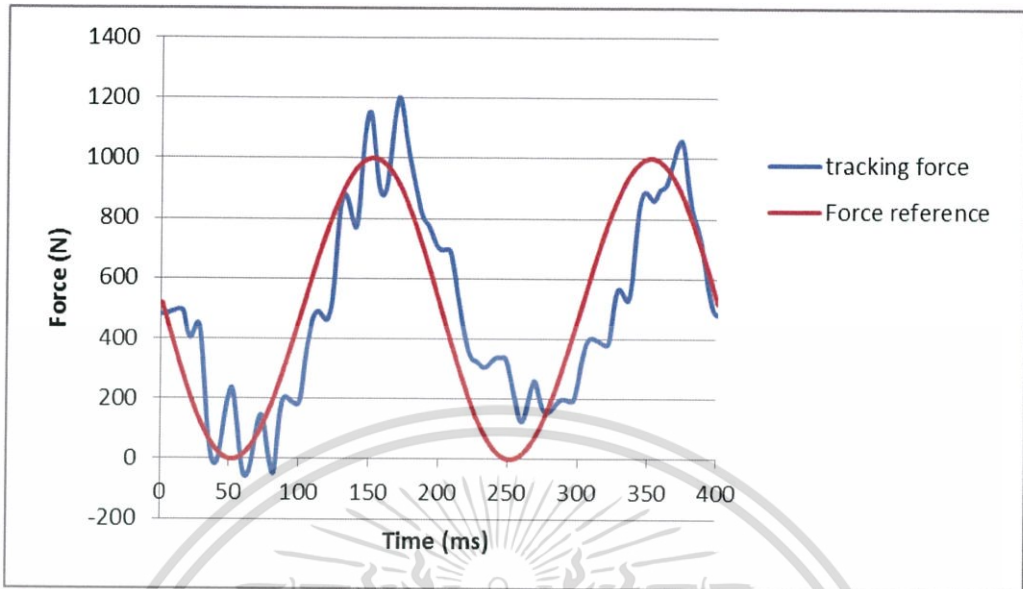
การติดตามแรงแบบ step wave ที่มีค่าคำสั่งแรงอ้างอิงที่ 2000 N สัญญาณป้อนกลับของแรงที่ใช้ในการควบคุมพีไอดี เป็นสัญญาณที่ได้จากการคำนวณความดัน head end คูณกับพื้นที่หน้าตัด head end ลบความดัน rod end คูณกับพื้นที่หน้าตัด rod end ควบคู่กับการชดเชยแรงเสียดทาน ค่าของแรงกระบอกสูบวัดโดยเซนเซอร์รับแรงวัดที่ก้านสูบโดยตรง มีค่าเฉลี่ยความคลาดเคลื่อนกำลังสองที่สภาวะคงตัว 56.48 N ในระหว่างเวลา 81-101 ms



รูปที่ 4.19 กราฟ step wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 3000 N

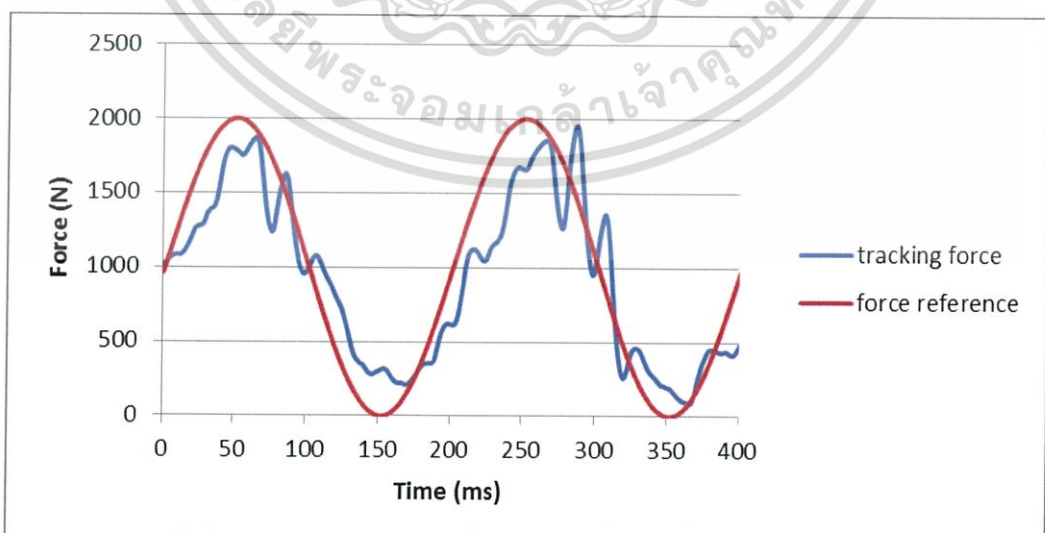
การติดตามแรงแบบ step wave ที่มีค่าคำสั่งแรงอ้างอิงที่ 3000 N สัญญาณป้อนกลับของแรงที่ใช้ในการควบคุมพีไอดี เป็นสัญญาณที่ได้จากการคำนวณความดัน head end คูณกับพื้นที่หน้าตัด head end ลบความดัน rod end คูณกับพื้นที่หน้าตัด rod end ควบคู่กับการชดเชยแรงเสียดทาน ค่าของแรงกระบอกสูบวัดโดยเซนเซอร์รับแรงวัดที่ก้านสูบโดยตรง มีค่าเฉลี่ยความคลาดเคลื่อนกำลังสองที่สภาวะคงตัว 197.03 N ในระหว่างเวลา 81-101 ms

### 4.3.2 การควบคุมติดตามแรงแบบ Sine Wave



รูปที่ 4.20 กราฟ sine wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 1000 N

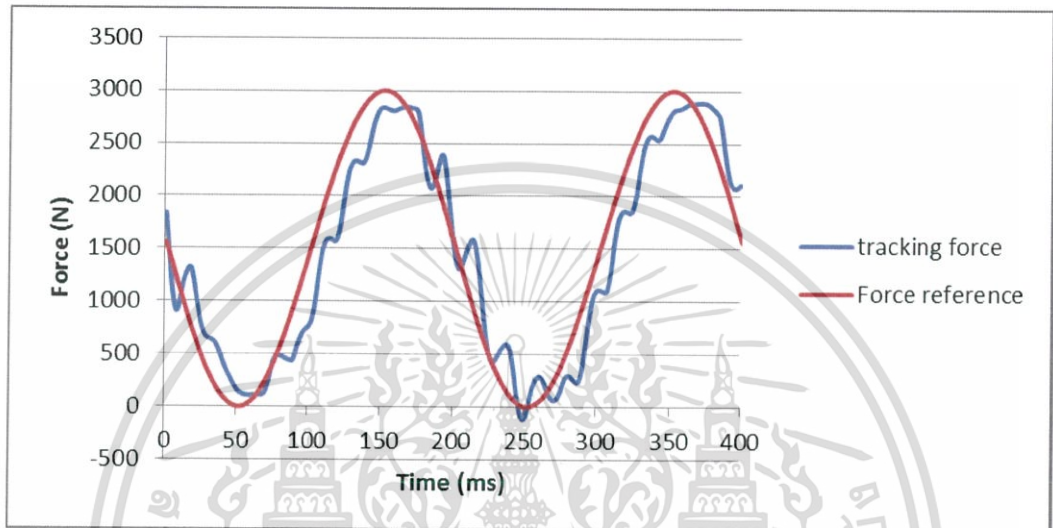
การติดตามแรงแบบ sine wave ที่มีค่าคำสั่งแรงอ้างอิงที่ 1000 N สัญญาณบ่อนกลับของแรงที่ใช้ในการควบคุมพีไอดี เป็นสัญญาณที่ได้จากการคำนวณความดัน head end คูณกับพื้นที่หน้าตัด head end ลบความดัน rod end คูณกับพื้นที่หน้าตัด rod end ควบคู่กับการชดเชยแรงเสียดทาน ค่าของแรงกระบอกสูบวัดโดยเซนเซอร์รับแรงวัดที่ก้านสูบโดยตรง มีค่าเฉลี่ยความคลาดเคลื่อนกำลังสองทั้งรูป 187.25 N



รูปที่ 4.21 กราฟ sine wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 2000 N

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การติดตามแรงแบบ sine wave ที่มีค่าคำสั่งแรงอ้างอิงที่ 2000 N สัญญาณป้อนกลับของแรงที่ใช้ในการควบคุมพีไอดี เป็นสัญญาณที่ได้จากการคำนวณความดัน head end คูณกับพื้นที่หน้าตัด head end ลบความดัน rod end คูณกับพื้นที่หน้าตัด rod end ควบคู่กับการชดเชยแรงเสียดทาน ค่าของแรงกระบอกสูบวัดโดยเซนเซอร์รับแรงวัดที่ก้านสูบโดยตรง มีค่าเฉลี่ยความคลาดเคลื่อนกำลังสองทั้งรูป 284.58 N



รูปที่ 4.22 กราฟ sine wave ที่ทำการวัดค่าจากเซนเซอร์รับแรงเทียบกับแรงอ้างอิงที่ 3000 N

การติดตามแรงแบบ sine wave ที่มีค่าคำสั่งแรงอ้างอิงที่ 3000 N สัญญาณป้อนกลับของแรงที่ใช้ในการควบคุมพีไอดี เป็นสัญญาณที่ได้จากการคำนวณความดัน head end คูณกับพื้นที่หน้าตัด head end ลบความดัน rod end คูณกับพื้นที่หน้าตัด rod end ควบคู่กับการชดเชยแรงเสียดทาน ค่าของแรงกระบอกสูบวัดโดยเซนเซอร์รับแรงวัดที่ก้านสูบโดยตรง มีค่าเฉลี่ยความคลาดเคลื่อนกำลังสองทั้งรูป 337.52 N

## บทที่ 5

### สรุปผลการทดลอง

#### 5.1 สรุปผลการทดลองเปรียบเทียบระหว่างการทดลองควบคุมแรงในกระบอกสูบไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดี และการทดลองการควบคุมแบบพีไอดีควบคู่กับการชดเชยแรงเสียดทาน

ตารางที่ 5.1 ผลการเปรียบเทียบค่าเฉลี่ยความคลาดเคลื่อนที่สภาวะคงตัว  
ในรูปแบบ step wave

แรงอ้างอิง (N)	ค่าความคลาดเคลื่อนระบบควบคุมพีไอดี (N)	ค่าความคลาดเคลื่อนระบบควบคุมพีไอดี (เปอร์เซ็นต์)	ค่าความคลาดเคลื่อนระบบควบคุมพีไอดีควบคู่กับชดเชยแรงเสียดทาน (N)	ค่าความคลาดเคลื่อนระบบควบคุมพีไอดีควบคู่กับชดเชยแรงเสียดทาน (เปอร์เซ็นต์)
1000	238.137653	23.81377	113.1027381	11.31027
2000	463.281691	23.16408	56.4851451	2.824257
3000	447.688258	14.92294	197.0271137	6.56757

จากตารางที่ 5.1 แสดงผลการเปรียบเทียบค่าเฉลี่ยความคลาดเคลื่อนที่สภาวะคงตัวระหว่างการทดลองควบคุมแรงในกระบอกสูบไฮดรอลิก โดยใช้ระบบควบคุมพีไอดี และการทดลองเพื่อชดเชยแรงเสียดทานภายในกระบอกสูบไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดี ในรูปแบบ step wave พบว่า การชดเชยแรงเสียดทานด้วยแบบจำลอง LuGre ร่วมกับการใช้การควบคุมแบบพีไอดี มีสมรรถนะในการทำงานดีกว่า

ตารางที่ 5.2 ผลการเปรียบเทียบกำลังสองของค่าความคลาดเคลื่อนที่สภาวะคงตัว  
ในรูปแบบ sine wave

แรงอ้างอิง (N)	ค่าความคลาดเคลื่อนระบบควบคุมพีไอดี (N)	ค่าความคลาดเคลื่อนระบบควบคุมพีไอดี (เปอร์เซ็นต์)	ค่าความคลาดเคลื่อนระบบควบคุมพีไอดี ควบคุมกับชดเชยแรงเสียดทาน (N)	ค่าความคลาดเคลื่อนระบบควบคุมพีไอดี ควบคุมกับชดเชยแรงเสียดทาน (เปอร์เซ็นต์)
1000	197.825774	19.78258	187.2472427	18.72472
2000	394.447906	19.7224	284.5851014	14.22926
3000	578.972127	19.29907	337.516391	11.25055

จากตารางที่ 5.2 แสดงผลการเปรียบเทียบค่าเฉลี่ยกำลังสองของค่าความคลาดเคลื่อนที่สภาวะคงตัวระหว่างการทดลองควบคุมแรงในระบบอวกาศไฮดรอลิก โดยใช้ระบบควบคุมพีไอดี และการทดลองเพื่อชดเชยแรงเสียดทานภายในระบบอวกาศไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดี ในรูปแบบ sine wave พบว่า การชดเชยแรงเสียดทานด้วยแบบจำลอง LuGre ร่วมกับการใช้การควบคุมแบบพีไอดี มีสมรรถนะในการทำงานดีกว่า

เนื่องจาก ระบบควบคุมแบบพีไอดี เป็นวิธีการในการลดค่าความคลาดเคลื่อน ส่วน สมการแรงเสียดทาน LuGre เป็นการหาค่าของแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นภายในระบบอวกาศ ดังนั้นเมื่อใช้สมการแรงเสียดทาน LuGre หาค่าของแรงเสียดทานแล้วลดค่าความผิดพลาดด้วยระบบควบคุมพีไอดี จึงทำให้ได้ค่าแรงที่ใกล้เคียงกว่าการใช้การควบคุมแบบพีไอดีเพียงอย่างเดียว

## เอกสารอ้างอิง

- [1] Adrian Bonchis, Peter I. Corke, David C. Ryne. (1999). A Pressure – Based, Velocity Independent, Friction Model for Asymmetric Hydraulic Cylinder, International Conference on Robotic and Automation, Detroit, Michigan
- [2] กัณย์ เลียงกลกิจ, ทศพล ทะวงษ์เงิน และปวีศ ตะกรุดคง (2550) การออกแบบและเปรียบเทียบระบบควบคุมการทำงาน ของระบบอิเล็กทรอนิกส์-“ฮดรอลิกแบบพีไอดีคอนโทรลเลอร์” กับแบบตรรกศาสตร์คลุมเครือหรือฟัซซี่ลอจิกในการควบคุมแรงของเครื่องอัดเม็ดยา สาขาวิศวกรรมเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [3] Mads Hvoldal and Casper Olesen. Master Thesis: Friction Modelling - and Parameter Estimation for Hydraulic Asymmetrical Cylinders. Aalborg University - Electro Mechanical Systems Design, Denmark, 2011.
- [4] เคชฤทธิ์ มณีธรรม และพรพจน์ แพทศิริ.(2552), *คัมภีร์ระบบไฮดรอลิก (HYDRAULIC SYSTEM)*. ปทุมธานี: มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี
- [5] Sealing Australia. 2014. Hydraulic Seals and Guides. [online]. Available : <http://www.sealingaustralia.com.au/hydraulic-seals/>
- [6] นางสาวจิตาภา อเนกกิจเจริญ, นายณัฐพร ชิตานนท์, นายณัฐวัตร มั่นคง(2557). รายงานการวิจัยเรื่องการควบคุมความเร็วกระบอกสูบไฮดรอลิก, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [7] Hideki YANADA, War Htun KHAING, and Xuan Bo TRAN "Effect of Friction Model on Simulation of Hydraulic Actuator"The 3rd International Conference on Design Engineering and Science, ICDES 2014 Pilsen, Czech Republic, September 1-3, 2014 The Organizing Committee of the ICDES 2014
- [8] V. van Geffen DCT 2009.118 “A study of friction models and friction compensation”
- [9] นายวัชรพงษ์ อีสสระนุกุล, นายวงศ์ เศรษฐระ(2553). รายงานการวิจัยเรื่องการออกแบบและสร้างการทดลองระบบพรอพอร์ชันนัลไฮดรอลิก, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [10] Katsuhiko Ogata.(1995).“System Dynamic”.Third Edition. PRENTICE HALL
- [11] William J. Palm III.(2010) “System Dynamic” Second Edition. Higher Education
- [12] นายเกียรติเกรียงไกร ชัยแก้ว, นายฉันทัช อึ้งเกียรติกุล, นางสาวชนกชนม์ อินทเขตต์(2556)  
รายงานการวิจัยเรื่อง การควบคุมความแรงของกระบอกสูบลูกสูบไฮดรอลิก,  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหาร ลาดกระบัง



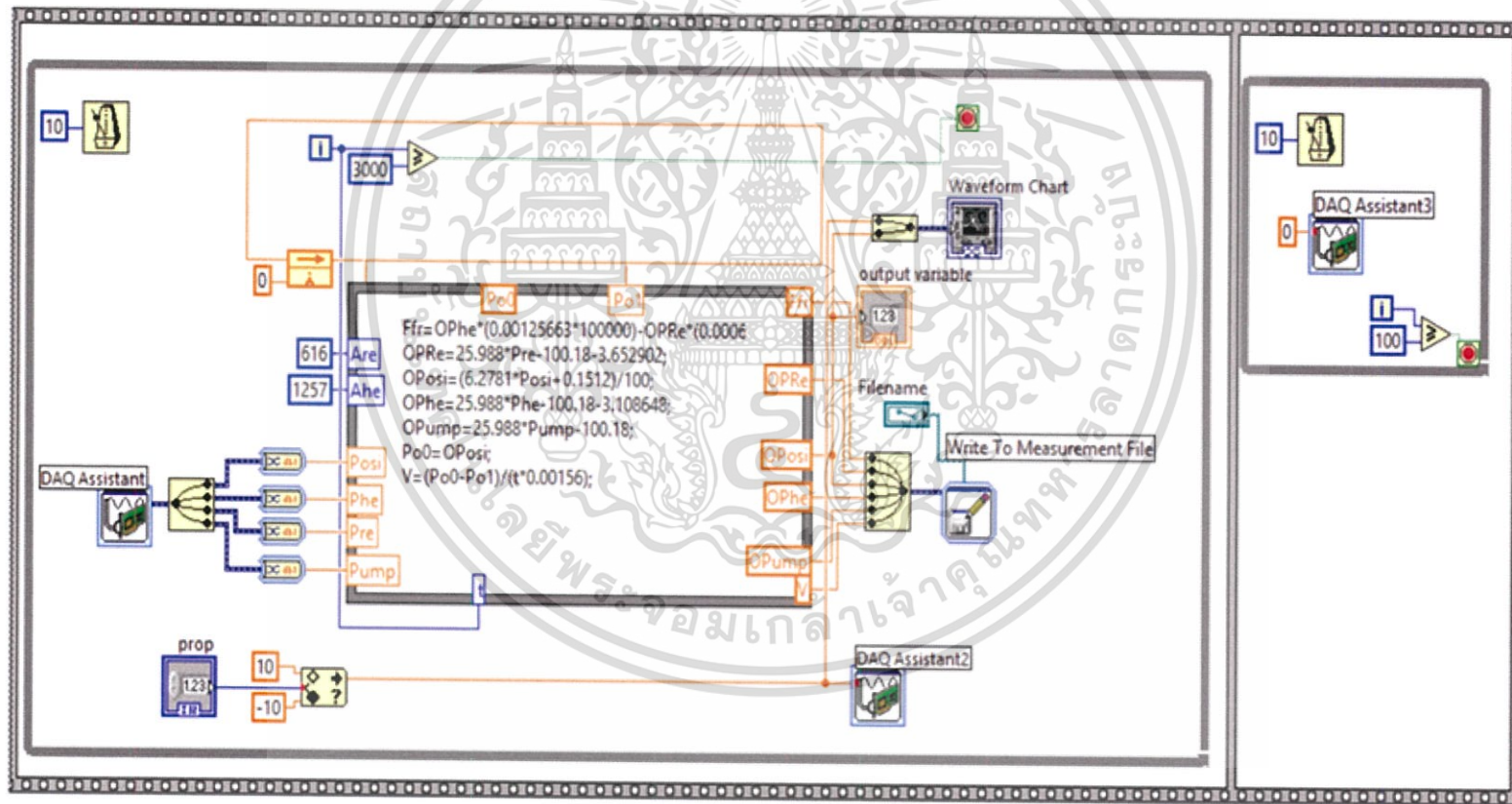
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



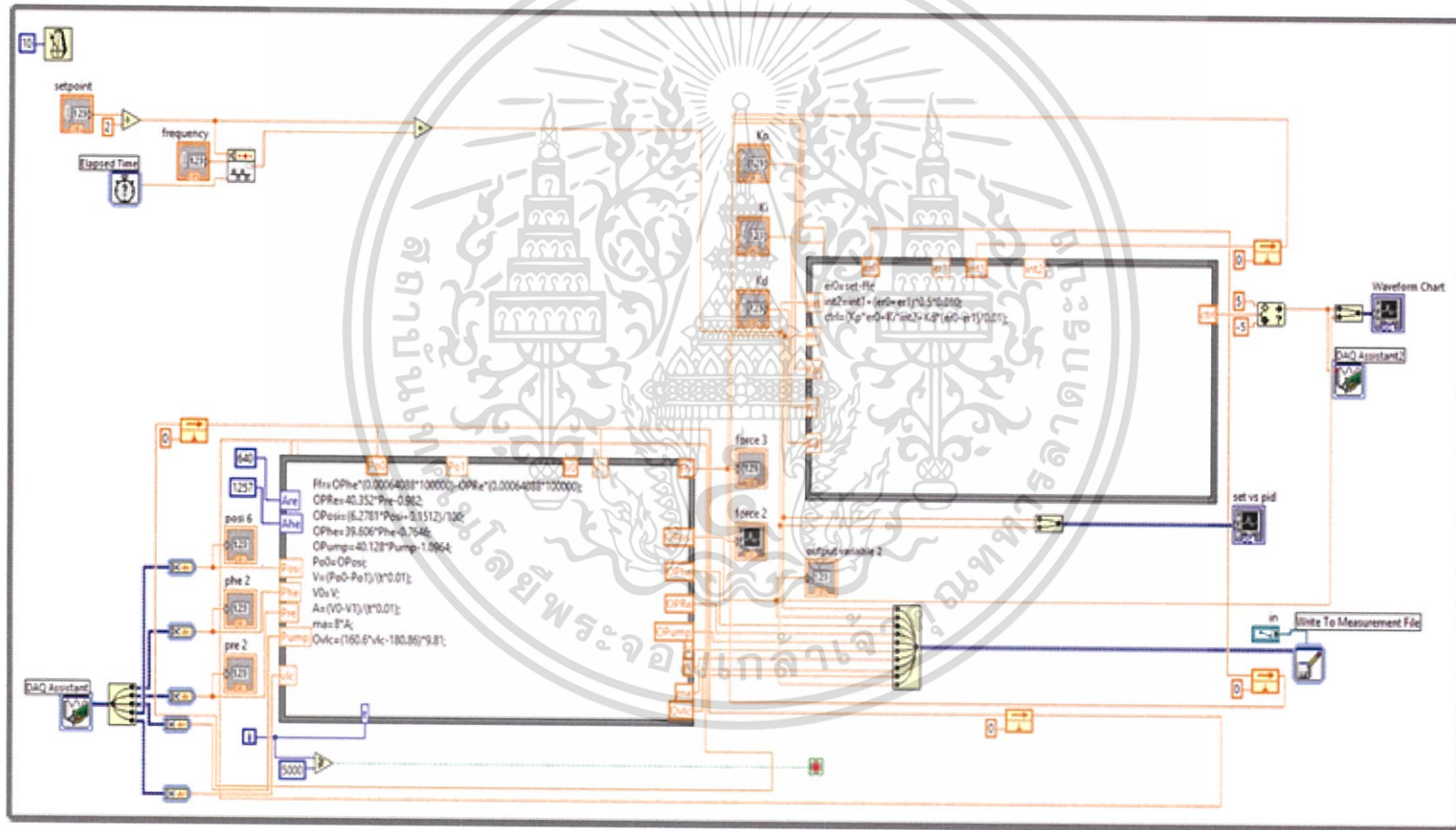
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ภาคผนวก ก.

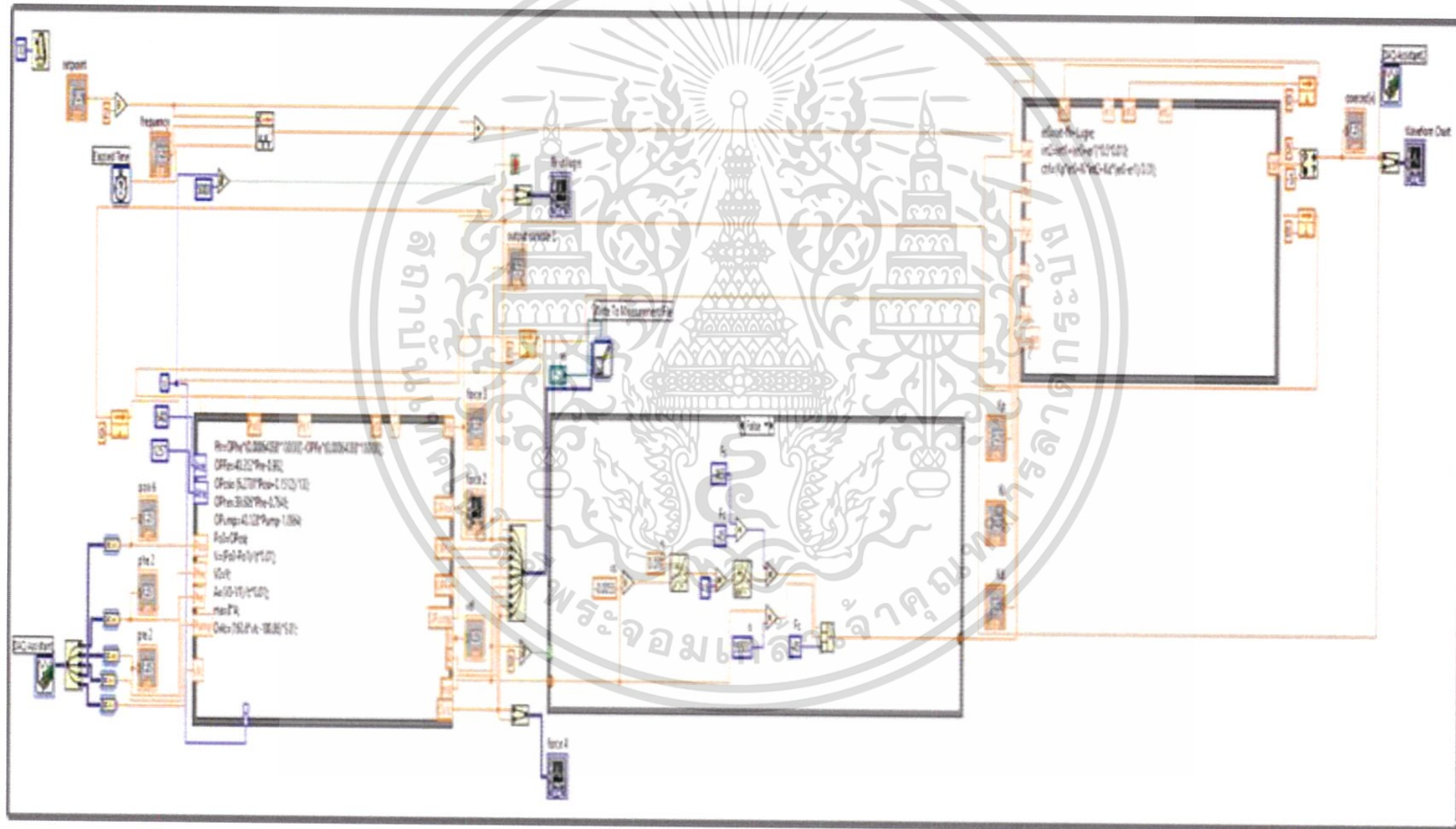
รูปที่ 1.ก block Diagram การหาค่าแรงเสียดทานจากโปรแกรม LabVIEW



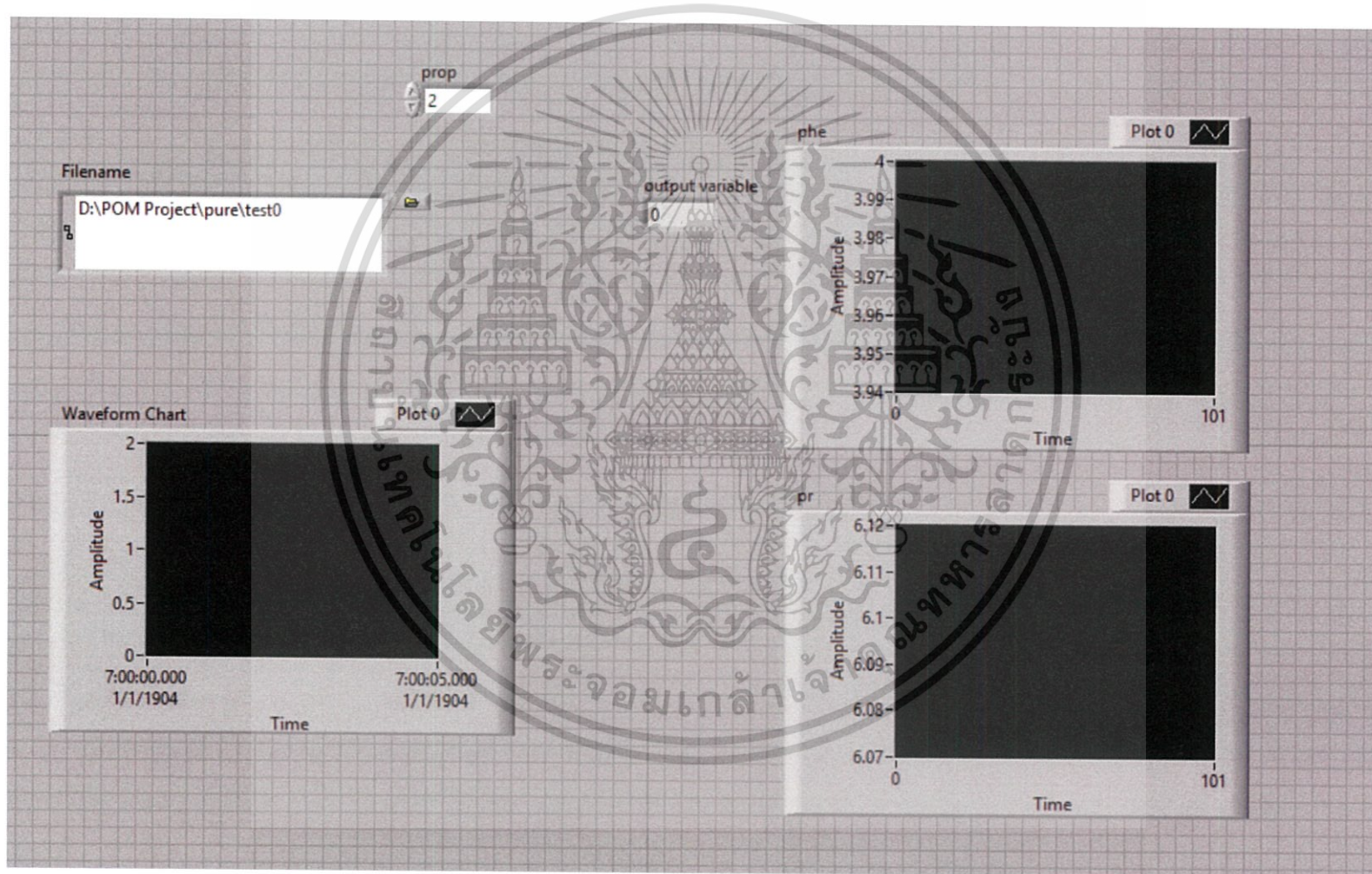
รูปที่ 2.ก block Diagram การควบคุมแรงในกระบอกสูบไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดี ในโปรแกรม LabVIEW



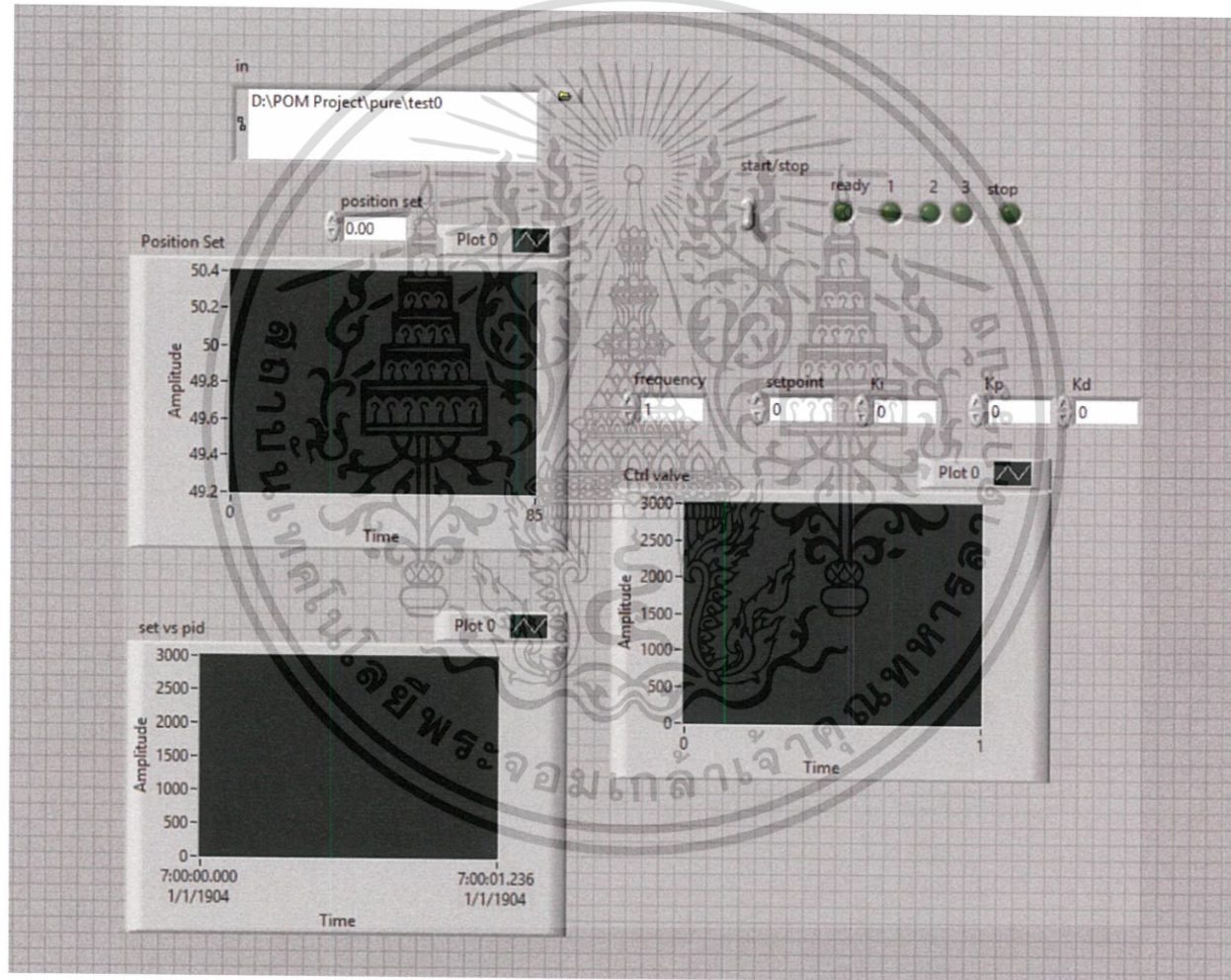
รูปที่ 3.ก block diagram การชดเชยแรงเสียดทานภายในกระบอกลูกสูบไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดี และสมการแรงเสียดทาน LuGre  
ในโปรแกรม LabVIEW



รูปที่ 4.ก front panel การหาค่าแรงเสียดทานจากโปรแกรม LabVIEW



รูปที่ 5.ก front panel การควบคุมแรงในกระบอกสูบไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดี ในโปรแกรม LabVIEW



รูปที่ 6.ก front panel การชดเชยแรงเสียดทานภายในกระบอกลูกสูบไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมพีไอดี และสมการแรงเสียดทาน LuGre  
ในโปรแกรม LabVIEW

