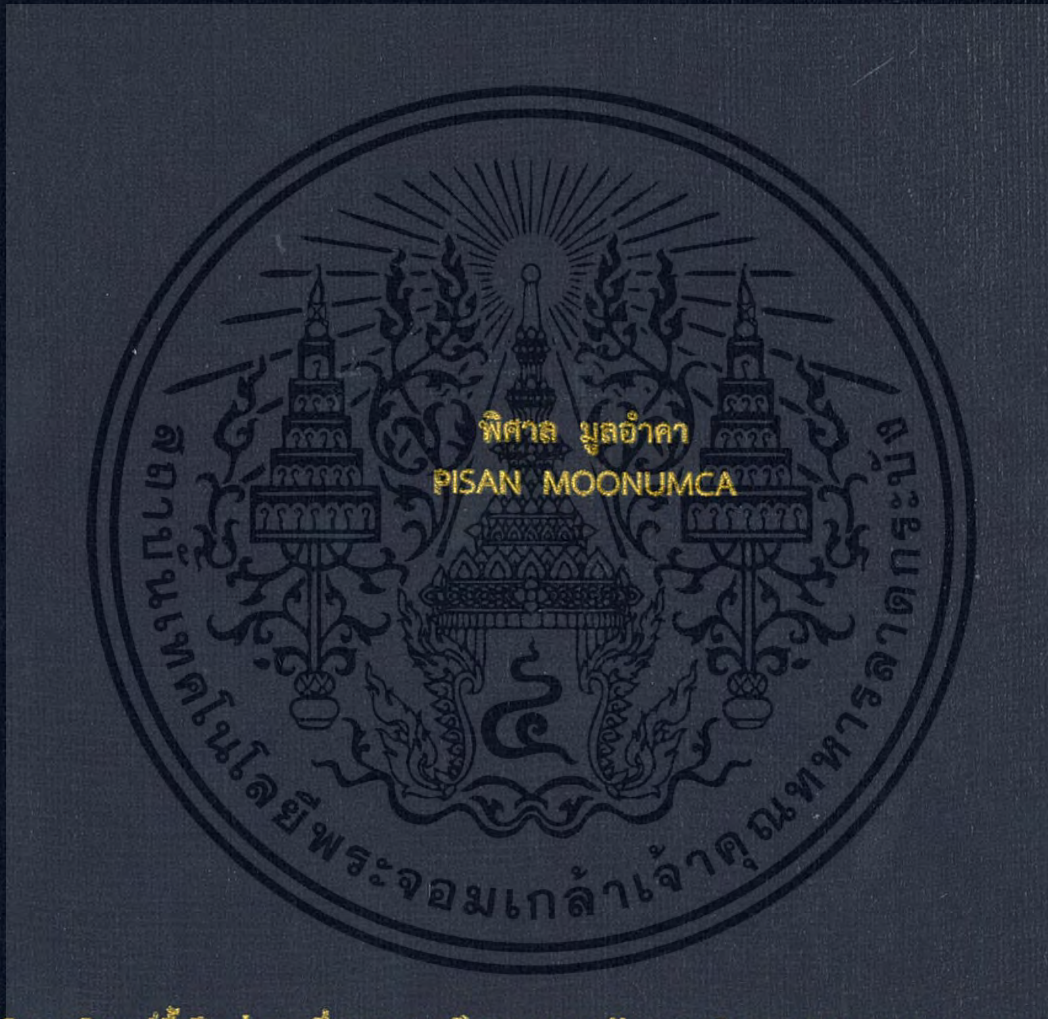


การค้นหาค่าพารามิเตอร์ที่เหมาะสมของตัวควบคุมระบบ
อิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกโดยวิธีพาทิกเคิลสวอร์ม

OPTIMAL PARAMETER SEARCH FOR ELECTROHYDRAULIC SYSTEM
CONTROLLER USING PARTICLE SWARM METHOD



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2559

KMITL-2016-EN-D-058-187

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การค้นหาพารามิเตอร์ที่เหมาะสมของตัวควบคุมระบบ

อิเล็กทรอนิกส์โดยวิธีพาทิเคิลสวอร์ม

OPTIMAL PARAMETER SEARCH FOR ELECTROHYDRAULIC SYSTEM

CONTROLLER USING PARTICLE SWARM METHOD



T148653



เลขหมู่
เลขทะเบียน **148658**
ในเดือนปี 14 11/6 2560

b. 00267046
l.

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2559

KMITL-2016-EN-D-058-187

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น มิอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

OPTIMAL PARAMETER SEARCH FOR ELECTROHYDRAULIC SYSTEM
CONTROLLER USING PARTICLE SWARM METHOD



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

2016

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้ในเชิงพาณิชย์โดยไม่ได้รับอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2016

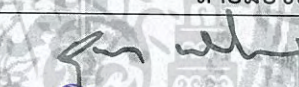


FACULTY OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ใบรับรองวิทยานิพนธ์

หัวข้อวิทยานิพนธ์ การค้นหาพารามิเตอร์ที่เหมาะสมของตัวควบคุมระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก
โดยวิธีพาร์ทิเคิลสวาร์ม
Thesis Title Optimal Parameter Search for Electrohydraulic System Controller using
Particle Swarm Method
นักศึกษา นายพิศาล มูลอำคา
รหัสประจำตัว 54610201
ปริญญา วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ผศ.ดร.ณัฐวุฒิ เดไปวา
หมายเลขวิทยานิพนธ์ KMITL-2016-EN-D-058-187

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์		ลายมือชื่อ
ผศ.ดร.อุนนต์	พิณโสภณ	
ผศ.ดร.มนต์ศักดิ์	พิมสาร	
ผศ.ดร.ฐิตะพล	หุยนันท์	
ผศ.ดร.เอกพจน์	ตันตราภิววัฒน์	
ผศ.ดร.ณัฐวุฒิ	เดไปวา	ณัฐวุฒิ เดไปวา

วัน / เดือน / ปี ที่สอบ วันพฤหัสบดีที่ 6 ตุลาคม พ.ศ. 2559 เวลา 13.00-15.00 น.
สถานที่สอบ ณ อาคาร A ชั้น 5 ห้องประชุม 4

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

คณะวิศวกรรมศาสตร์ รับรองแล้ว



(รองศาสตราจารย์ ดร. คมสัน มาลีสี)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้
วันที่ 6 ตุลาคม พ.ศ. 2559

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การค้นหาพารามิเตอร์ที่เหมาะสมของตัวควบคุมระบบ อิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกโดยวิธีพาทิเคิลสวอร์ม
นักศึกษา	นายพิศาล มูลอำคา
รหัสประจำตัว	54610201
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2559
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	ผศ.ดร.ณัฐวุฒิ เดไปวา

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้นำเสนอการค้นหาพารามิเตอร์ที่เหมาะสมของตัวควบคุมระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกโดยวิธีพาทิเคิลสวอร์ม โดยมีการค้นหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของระบบควบคุมทั้งแบบพีเอ็ดดีและแบบแบคสเตปปีง ในงานวิจัยนี้ได้ทำการแปลงระบบที่ไม่เป็นเชิงเส้นของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกให้เป็นเชิงเส้นโดยใช้ทฤษฎีของอนุกรมเทย์เลอร์เพื่อใช้ออกแบบพารามิเตอร์ของตัวควบคุมพีเอ็ดดีโดยใช้ทฤษฎีอันดับที่สองของซิงเกอร์-นิโคล ส่วนตัวควบคุมแบบแบคสเตปปีงจะสามารถใช้เป็นตัวควบคุมแบบไม่เชิงเส้นได้โดยตรง การทดสอบทั้งสองกรณีจะมีการเก็บค่าประสิทธิภาพการตอบสนองของระบบแล้วบันทึกค่าเก็บไว้ เพื่อเปรียบเทียบกับการค้นหาที่เหมาะสมด้วยวิธีการของกลุ่มอนุภาคต่อไป เพื่อเป็นการเตรียมการทดสอบ ระบบไฮดรอลิกได้ถูกจัดสร้างเพื่อทำการทดลอง โดยขั้นแรกพรอพโพซันนอลวาล์วจะถูกทดสอบประสิทธิภาพเพื่อหาค่าอัตราการไหลของของไหลผ่านวาล์ว ซึ่งได้แก่ความสัมพันธ์ของสัญญาณการควบคุมและพื้นที่ช่องเปิดของวาล์ว การทดลองถูกพัฒนาโดยใช้โปรแกรมแมทแลบซิมูแลชั่นโดยตรวจสอบและปรับปรุงความถูกต้องโดยการเปรียบเทียบผลการทดลองจริงกับตัวควบคุมแต่ละชนิด ในการทดสอบหาค่าอัตราขยายที่เหมาะสมที่สุดของแต่ละตัวควบคุมจะใช้ฟังก์ชันขั้นบันได การหาค่าประสิทธิภาพของตัวควบคุมแต่ละชนิดจะใช้การหาค่าต่ำสุดของฟังก์ชันอินทิกรัลของค่าความผิดพลาดสมบูรณด้วยเวลา (ITAE) เพื่อเปรียบเทียบและเลือกค่าที่ดีที่สุดในแต่ละรอบการทำงาน เมื่อได้ค่าพารามิเตอร์ตัวควบคุมที่เหมาะสมที่สุดแล้ว จะนำค่าเหล่านี้ไปทดสอบกับฟังก์ชันอื่นๆ เพื่อทดสอบถึงค่าความคงทนของตัวควบคุมแต่ละชนิดอีกด้วย ในส่วนที่สองของการทดลอง ทางผู้จัดทำได้เลือกการควบคุมแบบแบคสเตปปีงเพื่อทดสอบกับการวัดค่าของตัวตรวจวัดทั้ง 3 ตัว เพื่อให้ได้สัญญาณจริงเข้าไปยังตัวควบคุม กับการประมาณค่าของการวัดโดยใช้ตัวตรวจวัดของสัญญาณเพียงตัวเดียว ซึ่งจะเป็นการประหยัดงบประมาณในการสร้างเครื่องทดสอบหลังจากที่ได้ค่าที่เหมาะสมที่สุดแล้วจะนำตัวควบคุมที่ได้ไปทดสอบเพื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพและ เสถียรภาพในการตอบสนองกับฟังก์ชันต่าง ๆ ผลของการทดลองจะถูกเปรียบเทียบกับแต่ละชนิดของตัวควบคุม เพื่อที่จะได้การติดตามผลของแรงกดให้เป็นไปตามที่ต้องการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thesis Title	Optimal Parameter Search For Electrohydraulic System Controller Using Particle Swarm Method.
Student	Mr.Pisan Moonumca
Student ID	54610201
Degree	Doctor of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2016
Thesis Advisor	Asst.Prof.Dr.Nattawoot Depaiwa

ABSTRACT

This thesis presents the design and implementation of the proportional-integral-derivative (PID) and back-stepping controller where optimal gains were obtained by using the Particle Swarm Optimization (PSO) technique. The Electro-Hydraulic System (EHS) is prepared to experimental systems. The mathematical model of EHS was developed by newton second law, compressible fluid flow and flow rates of valve. In the back-stepping case, the control law was formulated by employing a Control Lyapunov Function (CLF). The core feature of this thesis is the combination of PID and back-stepping controller with PSO for optimal performance of controllers. The controller gains were determined in automatically by minimizing the integral of time multiplied by absolute error (ITAE) function on step input. The fitness value guarantees to the convergence of controller gains and indicates better performance of each controller. The implementations are presented followed by in two cases which are the optimal K_p , K_i and K_d of PID controller and the optimal K_1 , K_2 and K_3 in real and estimated state feedbacks of back-stepping. The experiments were conducted using optimal controller gains of both controllers. The results are also shows in terms of the response to tracking with step, square, sine, ramp, real and estimated states observer. The results have better tracking performance by using the PSO algorithm.

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยฉบับนี้สำเร็จลงได้ด้วยดี เนื่องจากได้รับความกรุณาอย่างสูงจาก ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ณัฐภูมิ เตไพบวา อาจารย์ที่ปรึกษางานวิจัย และ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อนุชาติ พินโสภณ อาจารย์ประจำห้องวิจัยระบบควบคุมอัตโนมัติ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่กรุณาให้คำปรึกษาตลอดจนปรับปรุงแก้ไขข้อบกพร่อง ต่าง ๆ ด้วยความเอาใจใส่อย่างยิ่ง ผู้เขียนตระหนักถึงความตั้งใจจริงและความทุ่มเทของอาจารย์ และ ขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ ที่นี้

ขอขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ฐิตะพล หุยนันท์ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.มนต์ศักดิ์ พิมสาร และ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.เอกพจน์ ตันตราภิวัดน์ คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ ที่ให้คำแนะนำการปรับปรุง และ แก้ไข เนื้อหาวิทยานิพนธ์ให้มีความถูกต้อง และ สมบูรณ์ ยิ่งขึ้น

ขอขอบพระคุณ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี วิทยาเขตขอนแก่น ที่ได้ให้การสนับสนุนค่าใช้จ่าย ต่าง ๆ รวมทั้งอนุญาตให้ลาศึกษาต่อเต็มเวลาได้ตลอดหลักสูตร

ยิ่งไปกว่านั้นต้องขอขอบคุณ คุณ ทศพล แจ่มน้อย คุณ ประทาน ศรีชัย คุณ นเรศ ชัยธานี คุณ สมบัติ ทำนา นาวาตรี ปิจิราวุฒ เวียงจันดา และ ร้อยเอก วีระพงษ์ จันทร์บัว ที่ได้ข้อมูล และ คำปรึกษาต่าง ๆ ที่เอื้อต่อการทำงาน จนทำให้งานวิจัยนี้สำเร็จลงไปด้วยดี

อนึ่ง ผู้เขียนหวังว่า งานวิจัยฉบับนี้จะมีประโยชน์อยู่ไม่น้อย จึงขอมอบส่วนดีทั้งหมดนี้ ให้แก่เหล่าคณาจารย์ ที่ได้ประสิทธิประสาทวิชาจนทำให้ผลงานวิจัยเป็นประโยชน์ต่อผู้ที่เกี่ยวข้อง และ ขอแสดงความกตัญญูตเวทิตาคุณ แต่บิดา มารดา และ ผู้มีพระคุณทุกท่าน สำหรับข้อบกพร่องต่าง ๆ ที่อาจจะเกิดขึ้นนั้น ผู้วิจัยขอน้อมรับผิดเพียงผู้เดียว และ ยินดีที่จะรับฟังคำแนะนำจากทุกท่านที่ได้เข้ามาศึกษา เพื่อเป็นประโยชน์ในการพัฒนางานวิจัยต่อไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	IIIIV
สารบัญรูปภาพ.....	IX
สัญลักษณ์	XI
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาของปัญหา.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา.....	3
1.3 ขอบเขตงานวิจัย.....	2
บทที่ 2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	4
บทที่ 3 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์.....	7
3.1 ความเป็นมา.....	7
3.2 สมการย่อยของระบบไฮดรอลิก.....	7
3.2.1 ความหนาแน่นของของไหล.....	7
3.2.2 ค่าบัลคมีมอดูลัสของของไหล.....	8
3.2.3 สมการต่อเนื่องของของไหล.....	8
3.2.4 การไหลผ่านช่องออริฟิส.....	9
3.2.5 กฎข้อที่สองของนิวตัน.....	9
3.3 การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบอิเล็กทรอนิกส์.....	10
3.4 การแปลงค่าสมการให้เป็นเชิงเส้น.....	14
3.5 วิธีการออกแบบตัวประมาณการสถานะ.....	17
บทที่ 4 การหาค่าที่เหมาะสมที่สุด.....	20
4.1 แนวความคิดพื้นฐานเกี่ยวกับการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด.....	20

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับการใช้งานภายในเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
4.2 วิธีการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดแบบอนุภาค.....	21
4.2.1 การค้นหาค่าที่เหมาะสมด้วยวิธีกลุ่มอนุภาคแบบดั้งเดิม.....	22
4.3 ค่าพารามิเตอร์เริ่มต้นของการค้นหาด้วยวิธีกลุ่มอนุภาค.....	23
4.3.1 ค่าคงที่ความเร่ง.....	24
4.3.2 ค่าช่วงเวลาระหว่างรอบ.....	24
4.3.3 จำนวนของอนุภาคในกลุ่ม.....	24
4.4 การปรับเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์เริ่มต้นของวิธีกลุ่มอนุภาค.....	24
4.4.1 ควบคุมให้การเคลื่อนที่ของอนุภาคอยู่ในปริภูมิที่เป็นไปได้.....	24
4.4.2 ลดความเร็วของการเคลื่อนที่เมื่ออนุภาคค้นพบคำตอบที่ดีที่สุดแล้ว.....	25
4.4.3 ขั้นตอนการคำนวณหาค่าที่เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีของกลุ่มอนุภาค.....	25
4.5 การเลือกค่าอัตราขยายของตัวควบคุมที่เหมาะสม.....	26
4.6 ตัวบ่งชี้ประสิทธิภาพของระบบ.....	28
4.7 การหาค่าพารามิเตอร์ตัวควบคุมด้วยวิธีกลุ่มอนุภาค.....	30
บทที่ 5 การออกแบบตัวควบคุม.....	32
5.1 การควบคุมในระบบเชิงเส้น.....	32
5.1.1 การออกแบบตัวควบคุมแบบพีไอดี.....	32
5.1.2 วิธีการค้นหาตัวควบคุมพีไอดี.....	34
5.1.3 ผลที่เกิดขึ้นหลังจากการเพิ่มค่าพารามิเตอร์ของตัวควบคุมแบบพีไอดี.....	34
5.1.4 การค้นหาค่าพารามิเตอร์ควบคุมพีไอดีด้วยวิธีซิงเกิล-นิโคล.....	34
5.1.4.1 วิธีค้นหาตัวควบคุมสำหรับระบบอันดับที่หนึ่ง.....	34
5.1.4.2 วิธีปฏิบัติในการค้นหาควบคุมสำหรับระบบอันดับที่สอง.....	35
5.2 ตัวควบคุมระบบไม่เป็นเชิงเส้น.....	36
5.2.1 การวิเคราะห์เสถียรภาพแบบลาปูนอฟ.....	37
5.2.1.1 วิธีทางอ้อมของลาปูนอฟ.....	37
5.2.1.2 วิธีทางตรงของลาปูนอฟ.....	38
5.2.2 การออกแบบตัวควบคุมแบบแบคสเตปป์.....	38
5.3 การออกแบบตัวควบคุมแบคสเตปป์สำหรับระบบอิเล็กทรอนิกส์.....	39

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 6 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง.....	43
6.1 ระบบชุดทดสอบ.....	43
6.1.1 ระบบชุดทดลอง.....	43
6.2 ส่วนประกอบของอุปกรณ์การทดลอง.....	43
6.2.1 ชุดต้นกำลัง.....	43
6.2.2 การ์ดติดต่อสื่อสารภายนอก.....	44
6.2.3 วาล์วควบคุมอัตราการไหลแบบสัดส่วน.....	45
6.2.4 ลูกสูบไฮดรอลิก.....	45
6.2.5 ตัวตรวจจับสัญญาณแรงกด.....	46
6.2.6 ตัวตรวจจับระยะการเคลื่อนที่.....	46
6.2.7 ตัวตรวจจับแรงดันสูงของของไหล.....	47
6.2.8 ตัวตรวจจับอัตราการไหล.....	47
6.2.9 คอลัมน์สปริง.....	48
6.3 วิธีการทดลอง.....	48
บทที่ 7 ผลการทดลอง.....	50
7.1 การสอบเทียบวาล์วควบคุมอัตราการไหลแบบสัดส่วน.....	50
7.2 การค้นหาค่าพารามิเตอร์ควบคุมด้วยวิธีซิงเกอร์-นิโคล.....	51
7.2.1 การค้นหาค่าพารามิเตอร์ควบคุมด้วยวิธีลำดับที่สองของซิงเกอร์-นิโคล.....	52
7.3 ผลกระทบในการปรับแต่งค่าพารามิเตอร์ของวิธีกลุ่มอนุภาค.....	53
7.4 การหาค่าพารามิเตอร์ควบคุมของระบบอิเล็กทรอนิกส์ด้วยวิธีกลุ่มอนุภาค.....	61
7.4.1 การทดสอบใช้พารามิเตอร์ของตัวควบคุมกับฟังก์ชันพื้นฐานกรณีที่ 1.....	61
7.4.2 การทดสอบใช้พารามิเตอร์ที่เหมาะสมกับฟังก์ชันอื่น กรณีที่ 1.....	62
7.4.3 การหาค่าพารามิเตอร์ที่เหมาะสมของตัวควบคุมกรณีที่ 2.....	64
7.4.4 การทดสอบใช้พารามิเตอร์ที่เหมาะสมกับฟังก์ชันอื่น กรณีที่ 2.....	67
บทที่ 8 สรุปผลการทดลอง.....	69
8.1 สรุปผลการทดลอง.....	70
8.2 ข้อเสนอแนะ.....	71

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บรรณานุกรม.....	72
ภาคผนวก.....	77
ภาคผนวก ก แผนผังโปรแกรมใช้งาน.....	78
ภาคผนวก ข สิ่งพิมพ์ที่เผยแพร่.....	85
ประวัติผู้วิจัย.....	116



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 ค่าของพารามิเตอร์ที่ได้จากชิ้นส่วนของระบบอิเล็กทรอนิกส์.....	16
4.1 ค่าพารามิเตอร์เริ่มต้นของวิกิกลุ่มอนุภาค.....	30
5.1 ผลกระทบเมื่อเพิ่มค่าพารามิเตอร์ของตัวควบคุมแบบพีไอดี.....	34
5.2 การกำหนดค่าพารามิเตอร์ตัวควบคุมแบบลำดับที่หนึ่งของซิงเกอร์-นิโคล.....	35
5.3 การกำหนดค่าพารามิเตอร์ตัวควบคุมแบบลำดับที่สองของซิงเกอร์-นิโคล.....	36
7.1 ผลการสอบเทียบความสัมพันธ์ของแรงดันไฟฟ้าบวกกับอัตราการไหล.....	50
7.2 ผลการสอบเทียบความสัมพันธ์ของแรงดันไฟฟ้าลบกับอัตราการไหล.....	51
7.3 ค่าพารามิเตอร์ที่เหมาะสมที่สุดของตัวควบคุมกรณีที่ 1.....	64
7.4 ค่าพารามิเตอร์ที่เหมาะสมที่สุดของตัวควบคุมกรณีที่ 2.....	67



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูปภาพ

รูปที่	หน้า
1.1 แสดงอุปกรณ์พื้นฐานของระบบไฮดรอลิก.....	1
3.1 การไหลเข้า-ออกภายในบริเวณพื้นที่ปริมาตรควบคุม.....	9
3.2 แบบแผนการทำงานและควบคุมของระบบอิเล็กทรอนิกส์.....	10
3.3 การกำหนดตัวแปรสถานะของระบบอิเล็กทรอนิกส์.....	13
3.4 การวัดค่าของ Process noise covariance.....	17
3.4 การวัดค่าของ Measure noise covariance.....	18
4.1 รูปแบบการปรับปรุงตำแหน่งของอนุภาค.....	22
4.2 กระบวนการคำนวณของวิธีกลุ่มอนุภาค.....	25
4.3 ผลการตอบสนองของการสั่นในระบบความถี่สองชั้น.....	26
4.4 แผนผังของกระบวนการทำงานเพื่อค้นหาค่าพารามิเตอร์ควบคุมด้วยวิธีกลุ่มอนุภาค.....	31
5.1 โครงสร้างของตัวควบคุมแบบพีไอดี.....	32
5.2 แสดงลักษณะการค้นหาค่าอัตราการขยายด้วยวิธีลำดับที่หนึ่งของซิงเกอร์-นิโคล.....	35
5.3 แผนผังการค้นหาค่าพารามิเตอร์ควบคุมแบบพีไอดีด้วยวิธีกลุ่มอนุภาค.....	36
5.4 แผนผังวิธีการค้นหาค่าพารามิเตอร์ควบคุมแบบคสเดบั้งที่เหมาะสมโดยใช้วิธีกลุ่มอนุภาค.....	42
6.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง.....	43
6.2 ชุดต้นกำลัง.....	44
6.3 การ์ดติดต่อสื่อสารภายนอก.....	44
6.4 วาล์วควบคุมอัตราการไหล.....	45
6.5 กระจกสูบไฮดรอลิก.....	45
6.6 ตัวตรวจวัดสัญญาณของแรงกดอัด.....	46
6.7 ตัวตรวจจับสัญญาณระยะทาง.....	46
6.8 ตัวตรวจวัดสัญญาณความดัน.....	47
6.9 ตัวตรวจวัดอัตราการไหล.....	47
6.10 คอลัมสปริง.....	48
6.11 การติดตั้งสปริงเพื่อรองรับแรงกดอัดจากลูกสูบ.....	49
6.12 แผนผังการทำงานของชุดทดลอง.....	49
7.1 ความสัมพันธ์ของช่องเปิดวาล์วกับสัญญาณส่งทางไฟฟ้า.....	51
7.2 การตอบสนองการสั่นแบบวิกฤตของระบบทดสอบ.....	52
7.3 การตอบสนองของระบบที่ใช้การค้นหาค่าด้วยวิธีลำดับที่สองของซิงเกอร์-นิโคล.....	53
7.4 ผลที่ได้จากการจำลองการค้นหาพารามิเตอร์ใน กรณีที่ 1.....	54
7.5 ผลที่ได้จากการจำลองการค้นหาพารามิเตอร์ใน กรณีที่ 2.....	55

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

รูปที่	หน้า
7.6 ผลที่ได้จากการจำลองการค้นหาพารามิเตอร์ใน กรณีที่ 3.....	56
7.7 ผลที่ได้จากการจำลองการค้นหาพารามิเตอร์ใน กรณีที่ 4.....	57
7.8 ผลที่ได้จากการจำลองการค้นหาพารามิเตอร์ใน กรณีที่ 5.....	58
7.9 ผลที่ได้จากการจำลองการค้นหาพารามิเตอร์ใน กรณีที่ 6.....	59
7.10 ผลที่ได้จากการจำลองการค้นหาพารามิเตอร์ใน กรณีที่ 7.....	60
7.11 การลู่เข้าของค่าฟังก์ชันความเหมาะสมในแต่ละรอบ.....	61
7.12 การตอบสนองของฟังก์ชันขั้นบันได.....	62
7.13 การตอบสนองของฟังก์ชันไซน์.....	62
7.14 การตอบสนองของฟังก์ชันลาดเอียงในแต่ละความชัน.....	63
7.15 การตอบสนองของฟังก์ชันสี่เหลี่ยม.....	63
7.16 การตอบสนองของค่าฟังก์ชันที่เหมาะสมที่สุดของตัวควบคุม.....	65
7.17 การลู่เข้าของพารามิเตอร์ตัวควบคุมจากการตรวจวัดจริงและประมาณค่าสถานะ.....	66
7.18 การตอบสนองของฟังก์ชันขั้นบันไดจากการทดสอบตรวจวัดจริงและประมาณค่าสถานะ.....	66
7.19 ผลของสัญญาณการตรวจวัดจริงกับการประมาณค่าจากการใช้ฟังก์ชันสเตป.....	67
7.20 การตอบสนองของฟังก์ชันสี่เหลี่ยมของตัวควบคุมแบบแบ็คสตีปปีง.....	68
7.21 ผลของสัญญาณการตรวจวัดจริงกับการประมาณค่าจากการใช้ฟังก์ชันสี่เหลี่ยม.....	68
ก.1 โปรแกรมการใช้งานหลักของระบบ.....	79
ก.2 ตัวแปรสถานะของระบบ.....	80
ก.3 ตัวแปรสถานะ X_{2d}	81
ก.4 ตัวแปรสถานะ X_{3d}	81
ก.5 สัญญาณคำสั่งที่ส่งไปวาล์วควบคุม.....	82
ก.6 แผนผังการประมาณตัวแปรสถานะของระบบ.....	82
ก.7 สัญญาณการเชื่อมต่ออุปกรณ์ภายนอก.....	83
ก.8 แผนผังการทดลองของตัวควบคุมพีไอดี.....	84

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สัญลักษณ์

A_1 = พื้นที่ด้านหัวกระบอบสูบ

A_2 = พื้นที่ด้านก้านสูบ

β = ค่าสัมประสิทธิ์

c = สัมประสิทธิ์ความหนืด

F_{ext} = แรงกระทำภายนอก

K_V = อัตราส่วนการไหลต่อแรงดันไฟฟ้า

k_s = ค่าคงที่ของสปริง

m = น้ำหนักของลูกสูบ

P_1 = ความดันด้านหัวลูกสูบ

P_2 = ความดันด้านก้านสูบ

P_s = ความดันด้านจ่าย

P_t = ความดันไหลกลับถึง

u = สัญญาณสั่งงาน

Q_1 = อัตราการไหลเข้า-ออกด้านหัวลูกสูบ

Q_2 = อัตราการไหลเข้า-ออกด้านก้านสูบ

V_1 = ปริมาตรความจุด้านหัวลูกสูบ

V_2 = ปริมาตรความจุด้านก้านสูบ

V_{01} = ปริมาตรเริ่มต้นของห้องหัวลูกสูบ

V_{02} = ปริมาตรเริ่มต้นด้านก้านสูบ

V_m = ค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าสั่งงาน

x_p = ระยะการกระจัดของลูกสูบ

γ = สัดส่วนของพื้นที่ด้านหัวลูกสูบกับด้านก้านสูบ (A_1 / A_2)

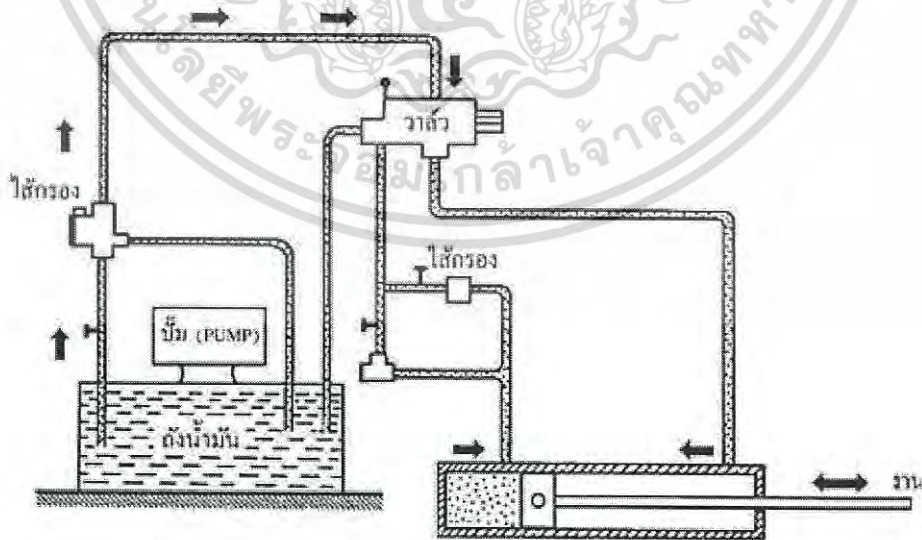
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาของปัญหา

ระบบไฮดรอลิกถูกนำไปใช้ในอุตสาหกรรมอย่างมากมาย เนื่องจากมีข้อได้เปรียบด้านกำลังที่สูงกว่าระบบอื่น ๆ ในยุคปัจจุบัน อุตสาหกรรมหนัก ได้รับการพัฒนาไปอย่างมาก ในขณะที่เดียวกันระบบอัตโนมัติก็ได้รับการพัฒนาเช่นกัน เพื่อรองรับการเจริญเติบโตของเศรษฐกิจ ระบบควบคุมอัตโนมัติ เป็นสิ่งที่ควบคู่ไปกับงานอุตสาหกรรมต่าง ๆ เพื่อแก้ไขปัญหาแรงงานของมนุษย์ที่มีขีดจำกัดในการทำงาน เช่น มีความละเอียดไม่เพียงพอ เกิดความเหนื่อยล้าในขณะทำงาน โดยใช้เทคโนโลยีทางด้านวิศวกรรมควบคุมเข้ามาช่วยในสายงานผลิต ดังเช่น ในอุตสาหกรรมการผลิตชิ้นส่วนยานยนต์ เพื่อเพิ่มขีดความสามารถในการผลิตชิ้นส่วนต่าง ๆ โดยการนำระบบควบคุมอัตโนมัติเข้ามาแทนที่พนักงานประจำ ส่งผลให้ระบบใหม่นั้นมีการทำงานอย่างนิ่มนวล เที่ยงตรง แม่นยำ เพิ่มมากขึ้น ระบบอุตสาหกรรมในประเทศไทยส่วนใหญ่จะสามารถแบ่งลักษณะการควบคุมอัตโนมัติผ่านกลไกต่างๆ ออกเป็น 3 ระบบด้วยกัน คือ ระบบนิวเมติก ระบบไฮดรอลิก และระบบมอเตอร์ขับเคลื่อน โดยมีการใช้ตัวควบคุมการทำงานผ่านระบบ รีเลย์ พีแอลซี ไมโครคอนโทรลเลอร์ การ์ดติดต่อสื่อสารผ่านคอมพิวเตอร์ควบคุม เป็นต้น โดยสามารถจำแนกลักษณะการทำงานได้ดังนี้ ระบบนิวเมติกและมอเตอร์ขับเคลื่อน จะใช้กับอุตสาหกรรมเบาถึงปานกลางเท่านั้น ส่วนระบบไฮดรอลิกจะใช้กับอุตสาหกรรมหนักเป็นส่วนใหญ่ โดยส่วนประกอบของระบบไฮดรอลิกพื้นฐานแสดงไว้ในรูปที่ 1.1



รูปที่ 1.1 แสดงอุปกรณ์พื้นฐานของระบบไฮดรอลิก [55]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เนื่องจาก ระบบไฮดรอลิกมีจุดเด่นคือสามารถให้กำลังได้สูง มีความแข็งแรงทนทานต่อสภาพแวดล้อมที่เลวร้าย มีการตอบสนองอย่างรวดเร็ว และ ยังคงรักษากำลังไว้ได้นาน ระบบไฮดรอลิกจึงเป็นจุดที่สนใจต่อนักวิจัยในการพัฒนารูปแบบต่างๆ ระบบไฮดรอลิกที่ควบคุมการทำงานด้วยอุปกรณ์ไฟฟ้าร่วมกับอิเล็กทรอนิกส์ เรียกว่า ระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก โดยระบบ อิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกนั้น ได้ถูกพัฒนาตัวควบคุมจากนักวิจัยไปแล้วในหัวข้อดังต่อไปนี้ คือ การควบคุมระยะการเคลื่อนที่ การควบคุมความเร็วเคลื่อนที่ และ การควบคุมแรงกดอัด ในส่วนของการควบคุมระยะ และความเร็ว นั้น จะเหมาะสมกับการใช้งานเพื่อควบคุมการเคลื่อนที่ของแขนหุ่นยนต์ โดยจะให้ความแม่นยำสูง ซึ่งการควบคุมในรูปแบบนี้จะนำไปใช้งานกับระบบอุตสาหกรรม เช่น อุตสาหกรรมงานเชื่อม การประกอบรถยนต์ เพื่อการแก้ปัญหาของการควบคุมที่ไม่ตรงตามตำแหน่งที่ต้องการแล้วจะทำให้ผลผลิตเสียหายได้ ในส่วนของการควบคุมแรงในระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกในอุตสาหกรรมจะนำไปประยุกต์ใช้งานกับ เครื่องปั๊มชิ้นงาน เครื่องฉีดพลาสติก การประกอบชิ้นงานอัตโนมัติ ฐานรองป้องกันแรงกระแทก รวมถึง ในระบบทางการแพทย์ ยังนำไปใช้งานกับ เครื่องอัดเม็ดยา เป็นต้น การควบคุมแรงกระทำของกระบอกสูบ สามารถกระทำได้อย่างง่ายโดยการรักษาระดับ ความดันของน้ำมันไฮดรอลิกให้สอดคล้องกับแรงที่ต้องการ ตามกฎฟิสิกส์พื้นฐานคือแรงมีค่าเท่ากับความดันคูณกับพื้นที่หน้าตัดที่รับแรง การควบคุมแรงในลักษณะนี้ จะให้ผลตอบสนองที่ไม่ดี เนื่องจากโดยทั่วไประบบ จะถูกควบคุมแบบเปิด ดังนั้น แรงที่เกิดขึ้นจริงจะไม่มีค่าแม่นยำ อีกทั้งในกรณีที่ขนาดของแรงที่ต้องการมีการเปลี่ยนแปลงตลอดเวลา การควบคุมขนาดแรงด้วยการปรับระดับความดันของน้ำมันไฮดรอลิกอย่างต่อเนื่องไม่สามารถกระทำได้ง่าย เพื่อแก้ปัญหาที่เกิดขึ้น จำเป็นจะต้องควบคุมแรงในรูปแบบปิด โดยการป้อนกลับของแรงที่เกิดขึ้นจริงให้กับตัวควบคุม ระบบไฮดรอลิกโดยทั่วไปจะใช้งานกับระบบที่มีขนาดใหญ่เป็นหลัก มวลที่เคลื่อนที่จะมีค่าความเฉื่อยมาก การควบคุมแบบเปิด-ปิด จึงไม่เหมาะสมกับการควบคุมที่เพราะจะทำให้ผลตอบสนองของการควบคุมไม่มีความแม่นยำเท่าที่ควร จึงจำเป็นต้องใช้กฎการควบคุม แบบต่อเนื่อง เช่น PID, State Feedback, Feedback Linearization, Sliding Control และ Backstepping เป็นต้น

ถึงแม้ว่างานวิจัยจะมีการปรับปรุงวิธีการควบคุมต่าง ๆ เพื่อให้การตอบสนองของระบบมีประสิทธิภาพสูงขึ้น แต่ปัญหาของการใช้ตัวควบคุมแบบต่าง ๆ คือการหาค่าพารามิเตอร์ตัวควบคุมที่เหมาะสมที่สุด ถึงแม้ว่าค่าอัตราการขยายนั้นยังคงสามารถใช้งานได้แต่ถ้าไม่ใช่ค่าที่เหมาะสมที่สุดจะส่งผลต่อการตอบสนองของระบบได้ไม่ดีเท่าที่ควร หลักการค้นหาค่าพารามิเตอร์ตัวควบคุมของแต่ละชนิดมีวิธีการในการหาโดยผ่านค่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ หรือค้นหาค่าอัตราการขยายจากการทดลองสุ่มค่าตัวแปร หรือ ด้วยวิธีอื่น ๆ ข้อเสียของปัญหาเหล่านี้คือ ต้องเสียเวลาในการดำเนินของแต่ละขั้นตอนเป็นอย่างมาก และไม่มีการบ่งชี้ถึงประสิทธิภาพของการตอบสนองให้อยู่ในรูปแบบของตัวเลข ดังนั้นจึงได้มีผู้วิจัยมากมาย ได้พัฒนาขั้นตอนการหาค่าอัตราการขยายตัวควบคุมแบบต่าง ๆ ร่วมกับการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อไม่กี่ปีที่ผ่านมาได้มีการนำเสนอถึงวิธีการแก้ปัญหาทางคณิตศาสตร์โดยเรียนแบบพฤติกรรมกรรมการหาอาหารของนกที่อยู่เป็นกลุ่มเรียกว่าวิธีการหาค่าเหมาะที่สุดด้วยการเคลื่อนที่ของกลุ่มอนุภาค การหาค่าที่เหมาะสมที่สุดโดยวิธีนี้มีหลักการที่ไม่ซับซ้อนเหมือนวิธีการแบบพันธุศาสตร์ แต่สามารถให้คำตอบได้รวดเร็ว และมีประสิทธิภาพที่ดีกว่า ซึ่งจะเห็นได้ว่าการออกแบบตัวควบคุมเป็นสิ่งสำคัญในการควบคุมระบบเพื่อให้ระบบสามารถทำงานได้ตามต้องการและมีเสถียรภาพ

จากเหตุผลข้างต้นงานวิจัยชิ้นนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อหาค่าพารามิเตอร์ตัวควบคุมที่เหมาะสมที่สุดสำหรับระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกโดยใช้วิธีวิวัฒนาการหรือการค้นหาแบบกลุ่มอนุภาค อย่างไรก็ตามการควบคุมแรงของกระบอกสูบไฮดรอลิกส์ได้ถูกแยกพิจารณาเป็นการค้นหาค่าพารามิเตอร์ตัวควบคุมของตัวควบคุมแบบเชิงเส้น คือ แบบ พีไอดี และ พีไอ ควบคู่ไปกับ การควบคุมแบบไม่เชิงเส้น คือ ตัวควบคุมแบบแบคสแต็ปป์ นอกจากนี้ยังได้นำเสนอถึงการประมาณค่าตัวแปรสถานะ ไว้อีกด้วยเพื่อให้ผู้อ่านได้พิจารณาถึงงบประมาณในการสร้างตัวควบคุมต่อไป

1.2 วัตถุประสงค์

1.2.1 เพื่อศึกษาการค้นหาค่าพารามิเตอร์ตัวควบคุมที่เหมาะสมของตัวควบคุม พีไอดี และแบคสแต็ปป์ โดยใช้วิธีของกลุ่มอนุภาค

1.2.2 เพื่อค้นหาค่าพารามิเตอร์ตัวควบคุมที่เหมาะสมของตัวควบคุมพีไอดี และ แบ็คสแต็ปป์

1.2.3 เพื่อเปรียบเทียบค่าตรรกะสมรรถนะของการตอบสนองระบบโดยบ่งชี้ถึงประสิทธิภาพในรูปแบบของตัวเลขทั้งกรณีของการวัดค่าจากตัวตรวจรู้โดยตรงและการประมาณค่าสถานะ

1.3 ขอบเขตงานวิจัย

1.3.1 ใช้ระบบไฮดรอลิกในการขับเคลื่อนลูกสูบเพื่อสร้างแรงกดอัดสู่ภายนอก

1.3.2 ใช้ฟังก์ชันของอินทิกรัลของค่าผิดพลาดสัมบูรณ์คุณด้วยเวลาเพื่อระบุค่าสมรรถนะการตอบสนองระบบ

1.3.3 การค้นหาค่าพารามิเตอร์ที่เหมาะสม จะถูกทดลองกับฟังก์ชันไม่เกิน 3 ตัวแปร

บทที่ 2

งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ระบบไฮดรอลิกถูกเลือกเป็นอันดับแรก เมื่อต้องการส่งถ่ายกำลังที่มากไปยังอุปกรณ์ทำงานต่างๆ ซึ่งถูกใช้ในกลุ่มของอุตสาหกรรมหนัก เนื่องจากระบบนี้มีจุดเด่นอยู่หลายประการ เช่น มีอัตราส่วนของน้ำหนักและกำลังงานที่ออกมาดีกว่าระบบอื่นๆ มีการตอบสนองต่อการสั่งงานที่รวดเร็ว และมีความสามารถในการรับโหลดได้สูง เป็นต้น ระบบไฮดรอลิกพื้นฐาน จะประกอบไปด้วยชิ้นส่วนหลักดังต่อไปนี้ คือ ชุดต้นกำลังเพื่อสร้างอัตราการไหล ท่อส่งแรงดันสูง วาล์วควบคุมการไหล และอุปกรณ์ทำงาน เช่น มอเตอร์ไฮดรอลิก หรือ ลูกสูบไฮดรอลิก โดยปกติแล้ว การควบคุมการทำงานของระบบจะใช้หลักการควบคุมอัตราการไหลที่ส่งไปยังอุปกรณ์ทำงาน [1] ในสภาวะการควบคุมแรงที่เกิดขึ้นโดยใช้อัตราการไหลภายใต้ความดันที่สูงนั้นจะมีพฤติกรรมที่ไม่เป็นเชิงเส้นซึ่งการออกแบบตัวควบคุมเพื่อให้ได้กับระบบดังกล่าวให้ได้ประสิทธิภาพสูงสุดยังคงเป็นสิ่งที่ท้าทายเป็นอย่างมาก

ระบบควบคุมแบบเชิงเส้นหลายรูปแบบที่ถูกนำมาใช้งานเพื่อควบคุมระบบอิเล็กทรอนิกส์ ดังที่แสดงใน [2-3] ระบบควบคุมแบบดั้งเดิมที่มีการประมาณค่าแบบเชิงเส้นโดยใช้เทคนิคการคาดการณ์ของค่าเฉลี่ยความผิดพลาดกำลังสองได้นำเสนอโดย[2] การทดลองได้ทำการเปรียบเทียบระหว่าง ระบบที่มีช่องทางเข้าออก 1 ช่องทาง (SISO) และ ระบบที่มีช่องทางเข้าออกหลายช่องทาง (MIMO) โดยผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าผลการตอบสนองมีค่าความผิดพลาดคงตัว (e_{ss}) น้อยมาก การควบคุมแบบพีไอดี (PID) ถูกใช้ในงานอุตสาหกรรมอย่างแพร่หลาย ในงานวิจัย[3] นี้ได้นำวิธีการของซิงเกอร์-นิโคล เพื่อทำการปรับแต่งค่าที่เหมาะสมให้กับระบบควบคุม หลังจากนั้นใน [4-6] ได้นำเสนอถึงวิธีการเพิ่มประสิทธิภาพการตอบสนองให้ดียิ่งขึ้น ไม่ว่าจะเป็นการเพิ่มเติมฟังก์ชันช่วยการปรับแต่งในตอนเริ่มต้น หรือ การเวียนซ้ำเพื่อการปรับแต่งอย่างละเอียด อย่างไรก็ตาม การปรับแต่งค่าอัตราการขยายของตัวควบคุมยังคงใช้หลักการคำนวณทั่วไปจากสมการต่างๆที่กำหนดให้ของแต่ละชนิดของตัวควบคุม ซึ่งเป็นข้อจำกัดของการพัฒนาถึงการหาค่าตอบของค่าอัตราการขยายของตัวควบคุม ได้มีการนำเสนอหลักการหาค่าอัตราการขยายของตัวควบคุมในรูปแบบใหม่โดยใช้การหาค่าที่เหมาะสมที่สุดขึ้น ดังเช่น[7-10] ได้นำเสนอถึงการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของตัวควบคุมด้วยขั้นตอนวิธีพันธุกรรม (Genetic algorithm, GA) และ การหาค่าที่เหมาะสมที่สุดแบบกลุ่มอนุภาค (Particle swarm optimization, PSO) [11-13] การใช้วิธีการหาค่าอัตราการขยายของตัวควบคุมโดยใช้หลักการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของทั้งสองแบบนี้ มีส่วนช่วยให้สามารถลดขั้นตอนและเวลาในการดำเนินการต่าง ๆ สามารถบ่งบอกถึงการเพิ่มประสิทธิภาพที่เกิดขึ้นของการตอบสนองของระบบได้ถึงแม้ว่าระบบควบคุมแบบเชิงเส้นจะสามารถใช้ได้กับระบบควบคุมที่ไม่เป็นเชิงเส้นก็ตาม แต่ข้อจำกัดของการควบคุมยังคงเกิดขึ้น ดังแสดงไว้ใน [14] ดังนั้นการพัฒนาถึงประสิทธิภาพของการควบคุม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สามารถดำเนินการไปสู่การออกแบบตัวควบคุมแบบไม่เป็นเชิงเส้น โดยมีนักวิจัยใช้หลักการควบคุมแบบไม่เป็นเชิงเส้นเพื่อควบคุมระบบไฮดรอลิกได้นำเสนอไว้ใน [15-20] หลักการควบคุมแบบสไลด์ดิง (SMC)ถูกใช้เพื่อเพิ่มความแม่นยำของระบบโดยใช้การชดเชยค่าความเสียหายในระบบไฮดรอลิกได้นำเสนอไว้ใน [15] และ ใน [16] การออกแบบตัวควบคุมบนพื้นฐานของลาพูนอฟฟังก์ชัน ซึ่งใช้ได้กับตัวแปรที่ไม่ทราบค่าต่างๆ นอกจากการออกแบบตัวควบคุมที่ไม่เป็นเชิงเส้นที่ได้กล่าวมาแล้ว การออกแบบตัวควบคุมอีกชนิดหนึ่งที่มีความนิยมนามากก็คือ ตัวควบคุมแบบแบ็คสเตปป์ (Backstepping controller) การประยุกต์ใช้งานของตัวควบคุมชนิดนี้คือ การควบคุมการบิน ปฏิกริยาทางเคมี และ ระบบไฮดรอลิก เป็นต้น ใน [17] ได้มีการออกแบบตัวควบคุมแบบแบ็คสเตปป์เพื่อเปรียบเทียบกับ ตัวควบคุมแบบ พีไอ เพื่อใช้กับถังกวนแบบต่อเนื่องโดยที่ตัวควบคุมแบบแบ็คสเตปป์มีประสิทธิภาพที่ดีกว่า และ ใน [18] ได้มีการออกแบบตัวควบคุมเพื่อติดตามผลของตำแหน่งที่ลูกสูบเคลื่อนที่โดยใช้ระบบไฮดรอลิก โดยมีเปรียบเทียบประสิทธิภาพของตัวควบคุมระหว่างแบ็คสเตปป์ กับ พีดี ผลลัพธ์แสดงให้เห็นว่าการควบคุมแบบแบ็คสเตปป์ได้ประสิทธิภาพที่ดีกว่าเช่นกัน ปัญหาอีกอย่างหนึ่งซึ่งมักจะเกิดขึ้นกับการออกแบบตัวควบคุมป้อนกลับคือการไม่ทราบถึงตัวแปรต่างๆ ใน [19] ได้กล่าวถึงการควบคุมแบบคงทนที่ใช้กับระบบไฮดรอลิก ใน [20] ได้แสดงการควบคุมแบบคงทนปรับตัวได้ (ARC) โดยประยุกต์ใช้งานกับลูกสูบไฮดรอลิกที่มีก้านสูบสองทาง ซึ่งได้เสนอถึงแนวทางของการออกแบบตัวควบคุมแบบปรับตัวได้โดยใช้ฟังก์ชันต่าง ๆ ผ่านตัวแปรของระบบไฮดรอลิก และ [21] ใช้ตัวควบคุมแบบปรับตัวได้โดยตรง(DARC)รวมถึงการประมาณค่าของตัวแปรที่ไม่ทราบค่าโดยใช้หลักการของเกรเดียนต์ แต่ผลลัพธ์ที่ได้ให้ความละเอียดที่น้อยกว่าการควบคุมแบบคงทนที่สามารถปรับตัวได้โดยอ้อม (IARC) ในการหาคำตอบของค่าอัตราการขยายของระบบควบคุมไม่เชิงเส้น จะมีขั้นตอนต่างๆ โดยผ่านกระบวนการทางคณิตศาสตร์ หรือ การทดลองค่าผิดพลาด (Trial error) ซึ่งจะทำให้เกิดปัญหาเช่นเดียวกันกับการหาค่าอัตราการขยายของระบบเชิงเส้น เพื่อสร้างแนวทางการพัฒนาประสิทธิภาพของตัวควบคุมจึงมีการนำเทคนิคปัญญาประดิษฐ์ (artificial intelligent) มาใช้งานดังที่นำเสนอใน [22-23] การใช้ระบบนิวรอนเน็ตเวิร์ค (neural network) เพื่อปรับแต่งค่าอัตราการขยายของตัวควบคุมแบบแบ็คสเตปป์เพื่อใช้งานกับหุ่นยนต์เคลื่อนที่ที่ได้แสดงไว้ใน [22] และ การใช้ ฟัชซีโลจิกเพื่อปรับแต่งค่าของตัวควบคุมแบบแบ็คสเตปป์เพื่อใช้ควบคุมเครื่องบินสี่ใบพัดถูกแสดงไว้ใน [23] นอกจากการรวมข้อได้เปรียบของตัวควบคุมเข้าด้วยกันเพื่อเพิ่มจุดเด่นให้ตัวควบคุมดังที่ได้กล่าวมาแล้ว ในการเพิ่มประสิทธิภาพให้กับตัวควบคุมยังคงใช้วิธีการใช้ตัวควบคุมหลักร่วมกับการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดในรูปแบบต่างๆ ขึ้น เช่น การหาค่าเหมาะสมที่สุดแบบกลุ่มอนุภาค [24,25] ซึ่งเป็นวิธีการที่ได้รับความนิยมเนื่องจากสามารถหาคำตอบของสมการที่ซับซ้อนได้แม่นยำและประยุกต์ใช้งานได้หลากหลาย รวมทั้งสามารถใช้เวลาในการค้นหาคำตอบได้มีประสิทธิภาพดีกว่าหลักการทางพันธุกรรม [26-29]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เนื่องจากการควบคุมแบบป้อนกลับจำเป็นจะต้องมีการส่งค่าพารามิเตอร์ของสถานะทั้งหมดที่กำหนดขึ้นกลับไปยังตัวควบคุมเพื่อคำนวณค่าของการควบคุมของระบบ ปัญหาที่เกิดขึ้น คือ เป็นไปไม่ได้ที่จะทำการตรวจวัดทุกตำแหน่งที่ต้องการ เนื่องจากสัญญาณรบกวน พื้นที่ที่จำกัด ราคาของตัวตรวจรู้ แนวทางในการแก้ปัญหาที่เกิดขึ้นคือการประมาณค่าของแต่ละสถานะ ดังที่นำเสนอไว้ใน [30]

ในการออกแบบตัวควบคุมไม่ว่าจะอยู่ในรูปแบบของเชิงเส้น หรือไม่เชิงเส้นก็ตาม ตัวแปรที่สำคัญที่สุดเพื่อให้ได้การตอบสนองระบบที่มีประสิทธิภาพสูงสุด จำเป็นที่จะต้องเลือกค่าอัตราการขยายที่เหมาะสม ในงานวิจัยนี้ได้นำเสนอรูปแบบและวิธีการเพื่อการค้นหาค่าของอัตราการขยายของตัวควบคุมแบบพีไอดี และ แบนด์วิดท์ปึง โดยใช้หลักการของการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดแบบกลุ่มอนุภาค โดยมีการบ่งชี้ถึงประสิทธิภาพของการตอบสนองของระบบไฮดรอลิก เพื่อติดตามผลของแรงอ้างอิง ทั้งนี้ได้ผู้จัดทำได้นำเสนอหลักการของการประมาณค่าตัวแปรสถานะที่เกิดขึ้นอีกด้วยเพื่อให้เป็นทางเลือกของผู้สนใจในการพิจารณาถึงงบประมาณในการจัดสร้างเครื่องจักรต่อไปในอนาคต



บทที่ 3

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

3.1 ความเป็นมา

ระบบไฮดรอลิก ถูกใช้งานอย่างแพร่หลายในอุตสาหกรรมที่ต้องการกำลังงานที่มาก โดยมีการประยุกต์ใช้งานอยู่หลายรูปแบบ เช่น ใช้ระบบไฮดรอลิกในการยกวัตถุที่มีน้ำหนักมาก โดยส่วนใหญ่จะใช้ในงานก่อสร้าง (Mobile crane) หรือ การกดอัดเพื่อขึ้นรูปแผ่นเหล็กบางในโรงงาน (Pressing machine) เป็นต้น ระบบไฮดรอลิกที่เกิดขึ้นสามารถแยกออกมาเป็นระบบย่อยได้ผ่านจุดเด่นทางกายภาพของระบบเช่น สมการการเคลื่อนที่ สมการทางความร้อน สมการของไหล เป็นต้น ซึ่งจะนำไปสู่ การอธิบายคุณสมบัติหลักทางกายภาพผ่านทางสมการคณิตศาสตร์ สิ่งที่มีความสำคัญเป็นอย่างยิ่งอีกประเด็นหนึ่งก่อนการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ คือในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์จะต้องให้ตรงประเด็นรวมทั้งแม่นยำ และจะต้องเพียงพอต่อพฤติกรรมที่เกิดขึ้นอย่างแท้จริง จึงจะถึงได้ว่าบรรลุเป้าประสงค์ของการออกแบบและสร้างตัวควบคุม トラバิดที่การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์นั้นไม่เพียงพอ เป็นไปได้ยากที่จะสร้างตัวควบคุมในรูปแบบต่างๆ ให้มีประสิทธิภาพสูงสุด

3.2 สมการย่อยของระบบไฮดรอลิก

การแยกย่อยสมการย่อยออกจากระบบหลักนั้น จะยึดหลักการสร้างสมการผ่านการทำงานจริงที่มีผลเด่นชัดเป็นหลัก ในระบบของไฮดรอลิกสามารถแยกย่อยสมการทางคณิตศาสตร์ออกมาได้ดังต่อไปนี้

3.2.1 ความหนาแน่นของของไหล

น้ำมันไฮดรอลิกเป็นตัวกลางในการส่งถ่ายพลังงานจากต้นกำลัง (Power unit) ไปยังตัวทำงานของระบบ ซึ่งมีผลกระทบโดยตรงต่อประสิทธิภาพในการส่งถ่ายกำลังงาน เนื่องจากการทำงานอยู่ภายใต้ความดันและอุณหภูมิที่สูง ความหนาแน่นของของไหล ρ ถูกกำหนดให้มึน้ำหนัก m ต่อปริมาตร V ของของไหลนั้น ๆ ในระบบ SI จะมีหน่วยเป็น kg / m^3 การเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นของไหลจะมีผลโดยตรงกับอุณหภูมิและความดันดังแสดงในสมการ (3.1)

$$\rho(P, T) = \rho_0 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial P} \right)_T (P - P_0) + \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P (T - T_0) \quad (3.1)$$

กำหนดให้ T คืออุณหภูมิของของไหลและค่าเริ่มต้นของของไหลคือ ρ_0, P_0, T_0
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้เข้าใช้ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

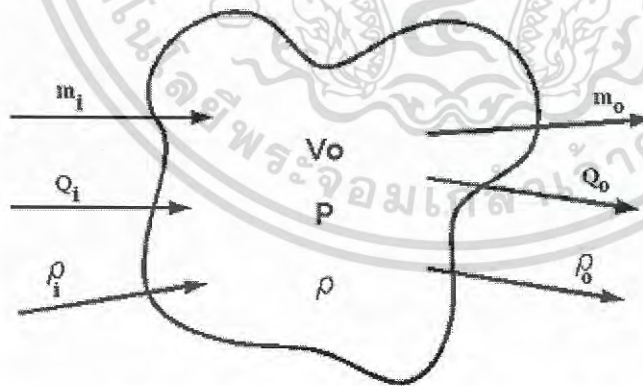
3.2.2 ค่าบิลค์มอดูลัสของของไหล (Bulk modulus)

ค่าบิลค์มอดูลัส (Bulk modulus) ของของไหลเกิดจากการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรสัมพันธ์ภายใต้สภาวะที่มีการเปลี่ยนแปลงความดัน เนื่องจากของไหลในระบบไฮดรอลิกทำงานที่สภาวะความดันสูง จึงจำเป็นที่จะต้องนำคุณสมบัตินี้มาพิจารณาเพิ่มเติม การทนต่อการยุบตัวของของไหลจะส่งผลต่อระยะการเคลื่อนที่ ความเร็วการเคลื่อนที่ แม้กระทั่งแรงที่ได้จากการกดอัดที่ปลายของกระบอกสูบ โดยสมการ (3.2) แสดงให้เห็นถึงผลกระทบของค่า บิลค์มอดูลัส β ที่เกิดขึ้นเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงของค่าความดัน ΔP อุณหภูมิ สภาวะแวดล้อมของอากาศ ความแข็งแกร่งของส่วนบรรจุของไหล [31] ในงานวิจัยนี้จะไม่นำเรื่องความแข็งแกร่งของส่วนบรรจุ และ อุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงมาคำนวณ ดังนั้นผลที่เกิดขึ้นจะแสดงให้เห็นดังสมการ (3.2)

$$\frac{1}{\beta_{\varepsilon}} = -\frac{\Delta P}{\Delta V/V} = \frac{1}{\beta_{\text{hose}}} + \frac{1}{\beta_{\text{air free}}} + \frac{\varepsilon}{1.4(P_{\text{chamber}} + P_{\text{atmosphere}})} \quad (3.2)$$

3.2.3 สมการต่อเนื่องของของไหล

การไหลของของไหลในระบบไฮดรอลิกที่เกิดขึ้นโดยเริ่มต้นจากชุดต้นกำลังผ่านวาล์วควบคุม การไหลไปยังอุปกรณ์ทำงานจนกระทั่งไหลกลับถึงเก็บน้ำมันถือว่าเป็นการไหลที่ต่อเนื่อง ซึ่งสามารถพิจารณาได้กับปริมาตรของไหล V_0 ที่แสดงไว้ในรูปที่ 3.1 กับอัตราการไหล เข้า-ออก ของมวล m_i กับ m_o โดยใช้กฎการอนุรักษ์มวลของวัตถุจะได้ดังสมการ (3.3)



รูปที่ 3.1 การไหลเข้า-ออกภายในบริเวณพื้นที่ปริมาตรควบคุม

$$\rho_i Q_i - \rho_o Q_o = \frac{d}{dt}(\rho V) \quad (3.3)$$

กำหนดให้ Q_i และ Q_o คือ อัตราการไหลเข้า-ออกของของไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ถ้ากำหนดให้ความหนาแน่นของของไหลคงที่จะสามารถเรียบเรียงสมการใหม่ได้เป็น

$$Q_i - Q_o = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho} \frac{d\rho}{dt} \quad (3.4)$$

จากสมการบัลคมอดูลัส[32] สามารถวิเคราะห์การอัดตัวของของไหลได้ดังนี้

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dP}{\beta_e} \quad (3.5)$$

แทนค่าสมการ(3.5) ลงในสมการ (3.4) จะได้

$$Q_i - Q_o = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta_e} \frac{dP}{dt} \quad (3.6)$$

จากสมการ (3.6) ประกอบด้วยสองส่วนคือส่วนการเสียรูปของของไหล และส่วนของของไหลอัดตัวได้ ซึ่งทั้งสองส่วนมีผลกระทบกับการทำงานภายใต้ความดันสูง

3.2.4 การไหลผ่านช่องออริฟิส

การไหลผ่านช่องออริฟิสเกิดขึ้นเนื่องจากการไหลผ่านวาล์วควบคุมการไหลเพื่อกำหนดการเคลื่อนที่เข้า-ออกของกระบอกสูบไฮดรอลิก หรือ การหมุนตามซ้าย-ขวาของมอเตอร์ไฮดรอลิกการควบคุมที่เกิดขึ้นอยู่ภายใต้ความดันสูงและอยู่ในสภาวะการไหลปั่นป่วน ซึ่งสามารถใช้สมการต่อเนื่องของเบอร์นูลลี (Bernoulli's equation) และสมการต่อเนื่อง (Continuity equation) เพื่ออธิบายการไหลในท่อในรูปแบบดังกล่าว[33] ซึ่งแสดงในสมการ (3.7)

$$Q = C_d A_o \sqrt{\frac{2}{\rho} (\Delta P)} \quad (3.7)$$

กำหนดให้ Q คืออัตราการไหล, C_d คือสัมประสิทธิ์ทางออก, A_o คือพื้นที่หน้าตัดของช่องออริฟิส, ΔP คือความดันที่ลดลงเมื่อเทียบกันทางเข้า.

3.2.5 กฎข้อที่สองของนิวตัน

กฎข้อที่สองของนิวตันใช้อธิบายถึงการเคลื่อนที่ของอุปกรณ์ทำงาน โดยในงานวิจัยนี้จะกล่าวถึงเฉพาะลูกสูงไฮดรอลิก ซึ่งจะถูกนำไปประยุกต์ใช้งานร่วมกับกลไกในรูปแบบต่างๆ โดยสิ่งที่เกิดขึ้นก่อนการเคลื่อนที่ภายในระบบคือ แรงที่ถูกสร้างขึ้นจากระบบไฮดรอลิก ส่งผลให้เกิดการเคลื่อนที่ขึ้น ซึ่งสามารถอธิบายได้โดยใช้กฎข้อที่สองของนิวตัน $F = ma$ ดังแสดงโดยละเอียดในสมการ (3.8) ถึงสมการที่ (3.10)

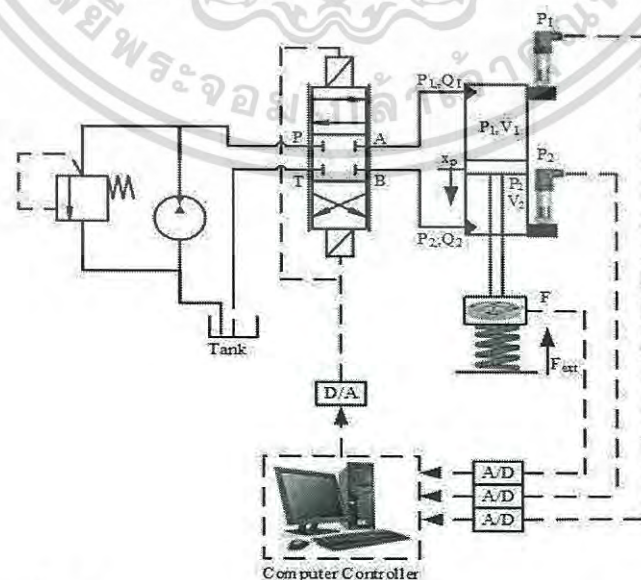
$$a = \ddot{x} = \frac{\left(\sum_{i=1}^{i=n} F_i \right)}{m} \quad (3.8)$$

$$v = \frac{dx}{dt} \quad (3.9)$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\left(\sum_{i=1}^{i=n} F_i \right)}{m} \quad (3.10)$$

3.3 การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก

การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในครั้งนี้ จะพิจารณาถึงแรงที่กดอัดที่เกิดขึ้นเนื่องจากการหดตัวของคอล์ยสปริงที่ติดอยู่กับปลายของก้านสูบไฮดรอลิกเป็นหลัก โดยแรงที่เกิดขึ้นสามารถแยกออกได้เป็น ความดันต่อพื้นที่ที่แตกต่างกันระหว่างห้องก้านสูบกับห้องหัวลูกสูบ โดยใช้สมการ $F = P_1 A_1 - P_2 A_2$ ในรูปที่ 3.2 แสดงถึงแผนผังที่ใช้สำหรับการทดลอง ซึ่งประกอบไปด้วย ชุดต้นกำลัง วาล์วควบคุมอัตราการไหลแบบสัดส่วน ระบายกลับไฮดรอลิก คอล์ยสปริง ชุดคอมพิวเตอร์ควบคุม การติดต่อภายนอก ตัวตรวจวัดแรง และ ตัวตรวจวัดความดัน เป็นต้น



รูปที่ 3.2 แบบแผนการทำงานและควบคุมของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปเผยแพร่ในเชิงพาณิชย์ การค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากลักษณะทางกายภาพของระบบกดอัดไฮดรอลิกที่เกิดขึ้น โดยไม่คำนึงถึงความร้อนในระบบ การสูญเสียเนื่องจากความหนืดของน้ำมันไฮดรอลิก ข้องอ และ ข้อต่อต่างๆ จะสามารถพิจารณาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ผ่านสมการอัดตัวของของไหล สมการการไหลผ่านช่องออริฟิส และ กฎข้อที่สองของนิวตัน

การพิจารณาการเคลื่อนที่ของลูกสูบผ่านทางกฎข้อสองของนิวตันโดยใช้วิธีสมดุลแรงจากสมการ(3.11) โดยกำหนดให้ m คือ มวลของลูกสูบ, \ddot{X}_p คือ ค่าความเร่งของลูกสูบ, P_1 คือ ค่า ความดันของห้องหัวลูกสูบ, P_2 คือ ค่า ความดันของห้องก้านลูกสูบ, A_1 คือ พื้นที่หน้าตัดของห้องหัวลูกสูบ, A_2 คือ พื้นที่หน้าตัดของห้องก้านลูกสูบ, C คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความฝืด, \dot{X}_p คือ ค่าความเร็วของลูกสูบ, F_{spring} คือ แรงที่เกิดขึ้นเนื่องจากการยุบตัวของสปริง

$$m\ddot{X}_p = P_1A_1 - P_2A_2 - c\dot{X}_p - F_{spring} \quad (3.11)$$

จากการเคลื่อนที่เข้า-ออก ของลูกสูบภายใต้ความดันสูง ทำให้เกิดผลกระทบของการเปลี่ยนแปลงปริมาตรของห้องหัวลูกสูบและห้องก้านสูบซึ่งมีน้ำมันไฮดรอลิกเป็นตัวกลางช่วยให้เกิดการเคลื่อนที่ของลูกสูบ การพิจารณาการ ไหลเข้า-ออก ของปริมาณน้ำมันเปรียบเทียบกับสมการบัลค์มอดูลัสแสดงไว้ในสมการ (3.12) และ (3.13)

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta}{V_{o1} + A_1X_p} (Q_1 - A_1\dot{X}_p) \quad (3.12)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta}{V_{o2} + A_2X_p} (A_2\dot{X}_p - Q_2) \quad (3.13)$$

เพื่อที่จะให้เกิดการไหลของของไหลภายในระบบ วาล์วควบคุมการไหลแบบสัดส่วนถูกนำมาใช้งาน การเปิดช่องให้น้ำมันไหลผ่านตามสัดส่วนระหว่างการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก กับความต่างศักย์ไฟฟ้าที่ป้อนให้กับโซลินอยด์ไฟฟ้าเพื่อตั้งก้านแกนกลางของวาล์ว (Spool valve) ให้เปิดช่องทางการไหล เพื่อให้ง่ายต่อการพิจารณาจึงสมมติให้ความสัมพันธ์แบบเชิงเส้น และการสั่งงานทางไฟฟ้าของวาล์วมีความถี่ประมาณ 100 เฮิร์ต แต่การเคลื่อนที่ของตัวทำงานลูกสูบมีค่าไม่ถึง 1 เฮิร์ต จึงไม่จำเป็นต้องนำค่าการตอบสนองของแกนกลางวาล์วมาพิจารณาร่วม[34] ซึ่งอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ผ่านเข้า-ออกของกระบอกสูบเป็นไปดังสมการ (3.14) และ (3.15) โดยกำหนดให้ γ คือ สัดส่วนของพื้นที่หน้าตัดทั้งสองด้านของลูกสูบ, K_v คือ ค่าอัตราส่วนการขยายของวาล์วแบบสัดส่วน และ V_m คือ ค่าความต่างศักย์ของไฟฟ้าที่จ่ายให้กับวาล์วควบคุมอัตราการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยญาติให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Q_1 = \begin{cases} K_v V_{in}, \dot{x}_p > 0 \\ \gamma K_v V_{in}, \dot{x}_p < 0 \end{cases} \quad (3.14)$$

$$Q_2 = \begin{cases} \frac{K_v}{\gamma} V_{in}, \dot{x}_p > 0 \\ K_v V_{in}, \dot{x}_p < 0 \end{cases} \quad (3.15)$$

สมการที่ (3.16) แสดงให้เห็นถึงการพิจารณาระยะการยุบตัวของสปริงซึ่งสัมพันธ์กันโดยตรงกับระยะเวลาเคลื่อนที่ของลูกสูบไฮดรอลิก x_p ซึ่งสามารถสร้างอนุพันธ์ของฟังก์ชันเทียบกับเวลาได้ เป็น \dot{x}_p และ \ddot{x}_p

$$x_p = \frac{F}{k_s}, \quad \dot{x}_p = \frac{\dot{F}}{k_s} \quad \text{และ} \quad \ddot{x}_p = \frac{\ddot{F}}{k_s} \quad (3.16)$$

แทนค่าสมการ (3.17) ในสมการ (3.11) สามารถสร้างความสัมพันธ์ระหว่าง แรงที่เกิดขึ้น กับ พารามิเตอร์ต่าง ๆ ที่เป็นชิ้นส่วนของเครื่องจักรได้ดังต่อไปนี้

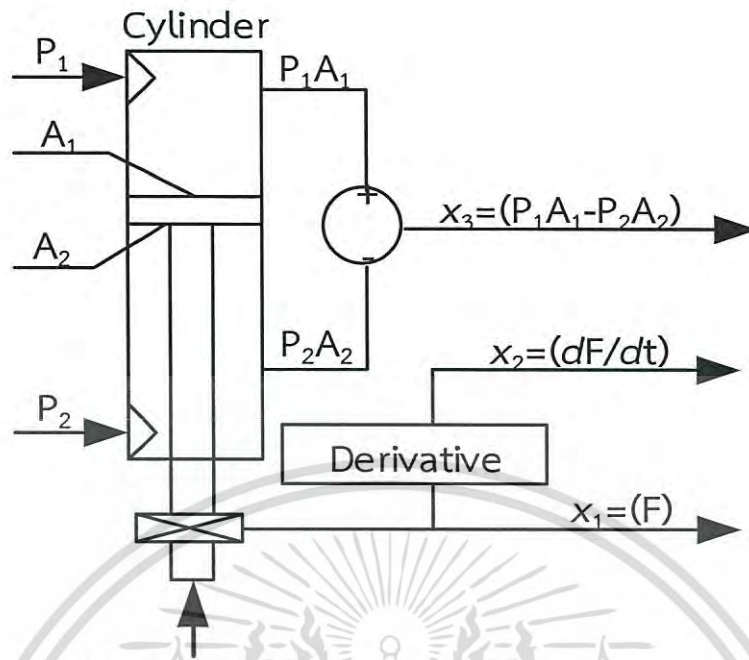
$$\ddot{F} = \frac{k_s}{m} (P_1 A_1 - P_2 A_2) - \frac{c}{m} \dot{F} - \frac{k_s}{m} F \quad (3.17)$$

แทนค่าสมการ (3.17) ในสมการ (3.12) และ (3.13) แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง การอัดตัว อัตราการไหลเข้า-ออก ที่เกิดขึ้นภายในระบบ ดังแสดงในสมการ (3.18) และ สมการ (3.19)

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta}{k_s V_{01} - A_1 F} (k_s Q_1 - A_1 \dot{F}) \quad (3.18)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta}{k_s V_{02} - A_2 F} (A_2 \dot{F} - k_s Q_2) \quad (3.19)$$

เพื่อให้เกิดความเข้าใจมากยิ่งขึ้น รูปที่ 3.3 แสดงการกำหนดตัวแปรสถานะที่สร้างขึ้นของระบบไฮดรอลิก ซึ่งแสดงให้อยู่ในรูปแบบของสมการที่ (3.20)



$$F = f(x_1, x_2, x_3)$$

รูปที่ 3.3. การกำหนดตัวแปรสถานะของระบบไฮดรอลิก

$$x_1 = F$$

$$x_2 = dF / dt$$

$$x_3 = P_1 A_1 - P_2 A_2$$

(3.20)

จัดเรียงสมการจาก (3.17) ถึง (3.19) ใหม่ จะได้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในรูปแบบของสมการสถานะดังแสดงในสมการ (3.21)

$$\dot{x}_1 = x_2$$

$$\dot{x}_2 = -\psi_2 x_1 - \psi_1 x_2 + \psi_2 x_3$$

$$\dot{x}_3 = -\varphi_1(x_1) x_2 + \varphi_2(x_1) u$$

(3.21)

โดยกำหนดให้

$$\psi_1 = \frac{c}{m} \quad \text{และ} \quad \psi_2 = \frac{k_s}{m}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยกำหนดให้

$$\begin{aligned}\varphi_1(x_1) &= \frac{\beta A_1^2}{k_s V_{01} + A_1 x_1} + \frac{\beta A_2^2}{k_s V_{02} - A_2 x_1} \\ \varphi_2(x_1) &= \frac{\beta A_1^2 K_v k_s}{k_s V_{01} + A_1 x_1} + \frac{\beta A_2^2 K_v k_s}{(k_s V_{02} - A_2 x_1) \gamma}\end{aligned}\quad (3.22)$$

และ

$$u = \begin{cases} V_{in}; & \dot{x}_p > 0 \\ \gamma V_{in}; & \dot{x}_p < 0 \end{cases}$$

3.4 การแปลงค่าสมการให้เป็นเชิงเส้น

เนื่องจากสมการที่ (3.22) เป็นสมการไม่เป็นเชิงเส้น ทำให้การพิจารณาในการสร้างตัวควบคุมเป็นไปด้วยความยุ่งยาก เพื่อเป็นการลดจำนวนตัวแปรที่ต้องการ สามารถที่จะใช้การทำสมการให้อยู่ในรูปแบบเชิงเส้นได้ โดยใช้หลักการของ อนุกรมเทเลอร์ และ ฟังก์ชันในการคำนวณ โดยหลักการดังกล่าวสามารถอธิบายได้ดังต่อไปนี้คือ ซึ่งมีตัวแปรที่จะต้องพิจารณาจากสมการไม่เป็นเชิงเส้นจะสามารถใช้ฟังก์ชันของอนุกรมเทเลอร์ได้คือ พิจารณาฟังก์ชัน $f(x)$ ของตัวแปร x และ สมมติให้ \bar{x} คือจุดที่มีค่า $f(x) = 0$ ซึ่งจุด \bar{x} นี้จะถูกรเรียกว่า จุดสมดุล ของระบบ $\bar{x} = f(x)$ จุดที่อยู่บริเวณรอบ ๆ นี้จะสามารถอธิบายผ่านสมการอนุกรมเทเลอร์ขยายของจุด \bar{x} จากสมการ (3.23)

$$f(x) = f(\bar{x}) + \left. \frac{df}{dx} \right|_{x=\bar{x}} (x - \bar{x}) + \frac{1}{2} \left. \frac{d^2 f}{dx^2} \right|_{x=\bar{x}} (x - \bar{x})^2 + \dots \quad (3.23)$$

พิจารณาตัวพจน์ที่สูงออกจะได้เป็น

$$f(x) = f(\bar{x}) + \left. \frac{df}{dx} \right|_{x=\bar{x}} (x - \bar{x}) + \text{high order term} \quad (3.24)$$

จัดเรียงสมการ (3.24) ใหม่จะได้เป็น

$$f(x) \approx f(\bar{x}) + a(x - \bar{x}) \quad (3.25)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกิจกรรมการเรียนการสอนเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางอื่นใด
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพราะฉะนั้นเมื่อ $f(x)=0$ และ สมการเชิงเส้นของระบบ $\bar{x}=f(x)$ จะสามารถประมาณ สมการเชิงเส้นรอบบริเวณจุดได้เป็น

$$\dot{x} = a(x - \bar{x}) \quad (3.26)$$

เพื่อให้การประมาณค่าสมการให้เป็นเชิงเส้นได้สำเร็จ เมื่อรู้ค่าตัวแปรสถานะนั้น ๆ สามารถ กำหนดให้เป็น $\delta x = x - \bar{x}$ และใช้ตัวแปรอนุพันธ์ได้เป็น $\delta \dot{x} = \dot{x}$

$$\delta \dot{x} = a \delta x \quad (3.27)$$

จากสมการที่ (3.22) มีตัวแปรที่ทำให้ระบบเป็นแบบไม่เชิงเส้นคือ $(K_s V_{02} - A_2 x_2) \mathcal{Y}$ และ $(K_s V_{02} - A_2 x_2) \mathcal{Y}$ จากการพิจารณา สามารถใช้อนุกรมเทเลอร์เพื่อปรับเปลี่ยนพจน์เหล่านี้ให้เป็น สมการเชิงเส้นได้ โดยพิจารณาตัวแปร x_2 ให้มีการเปลี่ยนแปลงน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับบริเวณรอบจุด ที่สนใจ ดังนั้นจะสามารถลดรูปของตัวแปรหลักจากการทำกระบวนการเชิงเส้นได้เป็น $K_s V_{01} + A_1 x_1 \approx K_s V_{01}$ และ $(K_s V_{02} - A_2 x_2) \mathcal{Y} \approx K_s V_{02}$ ซึ่งสามารถแทนสมการนี้กลับไปยังสมการที่ ข้างต้น หลังจากนั้นแทนค่าพารามิเตอร์จริงของอุปกรณ์ทั้งหมดจะได้สมการที่เป็นเชิงเส้นในรูปเมทริกซ์ A, B และ C ดังนี้

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\varphi_2 & -\varphi_1 & \varphi_2 \\ 0 & \frac{\beta A_1^2 K}{k_s V_{01}} & \frac{\beta A_2^2 K}{k_s V_{02}} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{\beta A_1 K}{V_{01}} + \frac{\beta A_2 K}{k_s V_{02} \mathcal{Y}} \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

$$C = [1 \quad 0 \quad 0]$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยกำหนดให้ A , B และ C เมตริกซ์ของระบบ เมตริกซ์ควบคุม และ เมตริกซ์ของการตรวจวัด
 ู้ หลังจากนั้นแทนค่าตัวแปรต่าง ๆ ลงไปในเมตริกซ์ โดยใช้พารามิเตอร์จากตารางที่ 3.1 จะได้ค่าคงที่
 ของเมตริกตั้งสมการที่ (3.29)

ตารางที่ 3.1 ค่าของพารามิเตอร์ที่ได้จากชิ้นส่วนของระบบอิเล็กทรอนิกส์โทรไฮดรอลิก

SYMBOL	PARAMETERS	VALUE
β	ค่าบัลค์มอดูลัส	$1.5 \times 10^9 \text{ N/m}^2$
c	ค่าสัมประสิทธิ์ความหนืด	$5.0 \times 10^3 \text{ N/m.s}^{-1}$
A_1	พื้นที่หน้าตัดหัวด้านลูกสูบ	$2.552 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
A_2	พื้นที่หน้าตัดด้านก้านสูบ	$1.8456 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
V_{01}	ปริมาตรห้องหัวลูกสูบ ที่ $z=0$	$6.380 \times 10^{-5} \text{ m}^3$
V_{02}	ปริมาตรห้องก้านสูบ ที่ $z=0$	$4.612 \times 10^{-5} \text{ m}^3$
m	น้ำหนักของลูกสูบ	5 kg
K	สัดส่วนของไหลต่อแรงเคลื่อนไฟฟ้า	3.7×10^{-6}
k_s	ค่าคงที่ของสปริง	$1.85 \times 10^5 \text{ N/m}^2$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -2.0 \times 10^8 & -6.0 \times 10^3 & 2.0 \times 10^8 \\ 0 & -0.1011 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 3.112 \times 10^6 \end{bmatrix}$$

3.29)

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

3.5 วิธีการออกแบบตัวประมาณการสถานะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เนื่องจากการควบคุมระบบจริงไม่สามารถวัดสัญญาณของสถานะที่ 2 (x_2) และสถานะที่ 3 (x_3) ได้จึงจำเป็นต้องใช้ตัวสังเกตการณ์ในการประมาณค่าสถานะ[35-37] และนอกจากนั้นในระบบควบคุมจริงจะถูกรบกวนด้วยสัญญาณรบกวนที่เกิดจากแหล่งต่างๆ ดังนั้นตัวสังเกตการณ์สถานะในที่นี้จะใช้แบบตัวกรองคาลมาน แต่เนื่องจากตัวกรองคาลมานออกแบบบนพื้นฐานของระบบเชิงเส้นดังนั้นจึงมีการชดเชยความไม่เชิงเส้นของระบบโดยเพิ่มเติมส่วนของพจน์อินทิเกรตตามหลักของตัวสังเกตการณ์แบบพีไอ การหาค่าอัตราขยายของตัวกรองคาลมานสามารถทำได้โดยประมาณระบบเป็นเชิงเส้นดังสมการที่ (3.30) และ (3.31) จากนั้นทำการหาค่า Q_n (Process noise covariance matrix) ซึ่งเป็นค่าที่หาได้จากการพิจารณาสัญญาณรบกวนที่เกิดขึ้นกับระบบ และ R_n (Measurement noise covariance matrix) ซึ่งเป็นค่าที่หาได้จากการพิจารณาสัญญาณรบกวนที่เกิดขึ้นจากการวัดสัญญาณในการหาค่า Q_n จะพิจารณาว่าสัญญาณรบกวนในระบบเกิดขึ้นจากสัญญาณควบคุมเท่านั้น ซึ่งสมมติให้สมการสถานะเขียนในรูป

$$\dot{x} = Ax + B(u + n_u) \tag{3.30}$$

เมื่อ n_u คือสัญญาณรบกวนที่เกิดกับสัญญาณควบคุมโดยที่มีค่าเฉลี่ยเท่ากับศูนย์ และมีการกระจายแบบปกติเมื่อเปรียบเทียบกับสมการที่ (3.31) โดยกำหนด $G = I$ จะได้

$$w = Bn_u \tag{3.31}$$

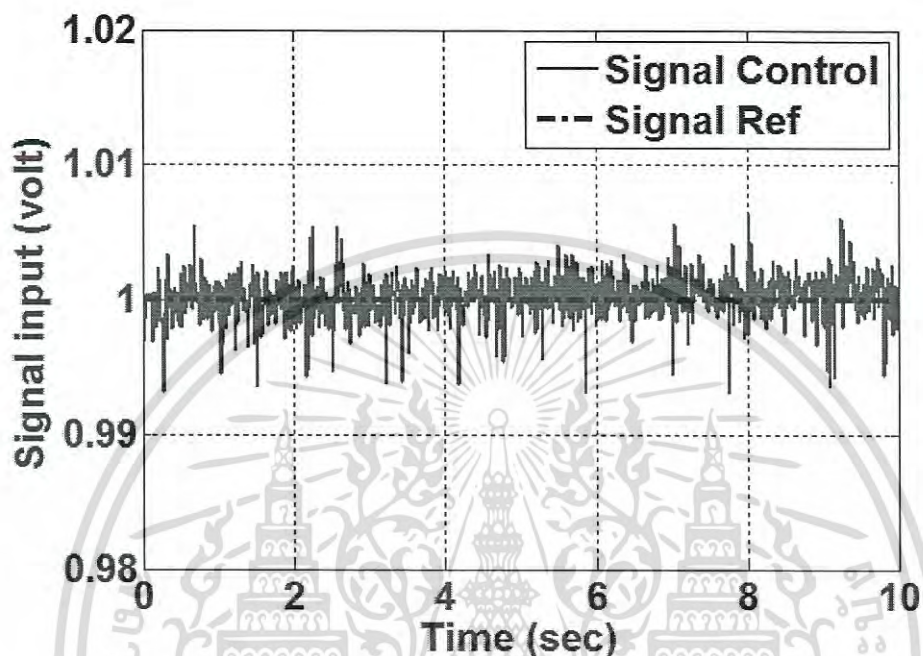
ในการหาค่า n_u จะทำโดยการส่งป้อนสัญญาณควบคุม $u = 1$ ให้กับระบบจริงในขณะที่ระบบทำงาน และวัดสัญญาณเกิดขึ้นดังแสดงในรูปที่ 3.4 จากนั้นนำข้อมูลของสัญญาณควบคุมที่วัดได้มาหาค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานซึ่งทำให้ได้ค่า $\sigma_{n_u} \approx 0.01$ โวลต์ ดังนั้นจากสมการที่ (3.30) และ (3.31) จะได้

$$Q_n = E[(Bn_u)(Bn_u)^T] = BB^T \sigma_{n_u}^2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 4.98 \times 10^4 \end{bmatrix} \tag{3.32}$$

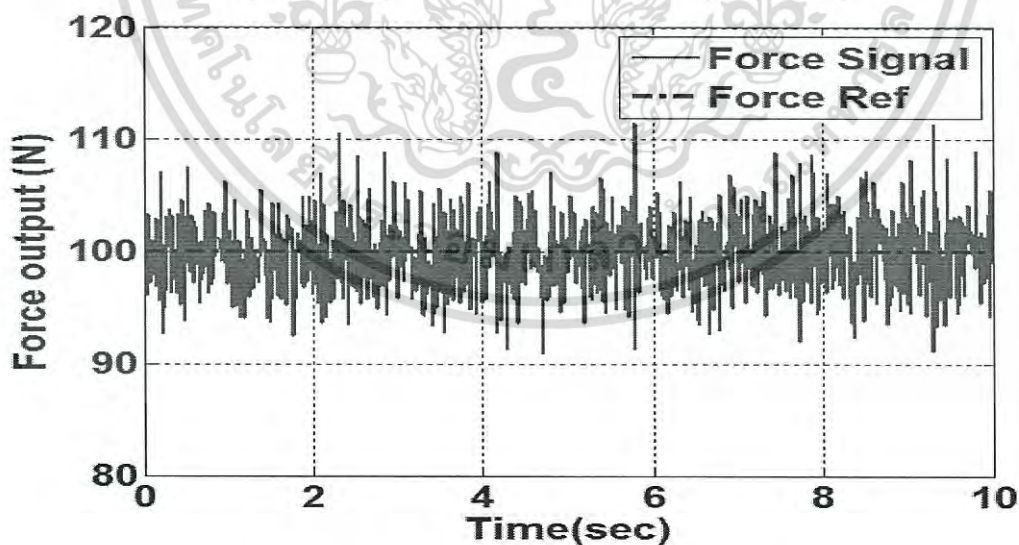
ในการหาค่า R_n ซึ่งหาได้จากสมการ

$$R_n = E[w^T] = \sigma_v^2 \tag{3.33}$$

ซึ่ง v ในที่นี้คือ สัญญาณรบกวนที่เกิดขึ้นในขณะวัดสัญญาณเอาต์พุตโดยมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ ศูนย์และมีการกระจายแบบปกติ และ σ_v คือส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานของ v ซึ่งสามารถหาได้จาก ข้อมูลการวัดสัญญาณจากระบบจริง ดังแสดงในรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.4 การวัดค่าของ Process noise covariance.



รูปที่ 3.5 การวัดค่าของ Measure noise covariance.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากข้อมูลของสัญญาณที่วัดได้สามารถหาค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน $\sigma_v \approx 10$ นิวตัน ซึ่งจะ
ได้ค่า $R_n \approx 100$ ดังนั้นจากค่า Q_n และ R_n สามารถคำนวณหาค่าอัตราขยายของตัวกรองคาลมานได้
ดังนี้

$$K_m = \begin{bmatrix} 0.18 \\ 0.02 \\ 0.18 \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

ในส่วนการหาค่าอัตราขยายของพจน์อินทิเกรต ซึ่งเพิ่มขึ้นมาเพื่อชดเชยพจน์ไม่เชิงเส้นแต่
เนื่องจากตัวสังเกตการณ์แบบพีไอเป็นตัวสังเกตการณ์แบบไม่เชิงเส้น จึงยังไม่มีวิธีหาอัตราขยายของ
พจน์อินทิเกรตที่ชัดเจน ดังนั้นในที่นี้จึงใช้การปรับค่าเพื่อให้ได้ค่าที่เหมาะสมในการปรับค่าจะกำหนด
อัตราขยายในสองสถานะแรกมีค่าเป็นศูนย์แล้วปรับค่าอัตราขยายเฉพาะในสถานะที่สามเท่านั้น
เนื่องจากตามแบบจำลองของระบบจะมีความ ไม่เป็นเชิงเส้นเพียงสถานะที่สามเท่านั้น โดยผลลัพธ์
การจำลองในคอมพิวเตอร์ไม่เห็นผลที่ชัดเจนนักเมื่อเปรียบเทียบกับในกรณีที่ไม่มีค่าอัตราขยายพจน์
อินทิเกรต แต่จะเห็นผลที่ชัดเจนเมื่อนำไปใช้กับระบบจริง เนื่องจากในระบบจริงจะมีผลของความไม่
เป็นเชิงเส้นบางอย่าง เช่น แรงเสียดทานภายในระบบ ซึ่งไม่ได้พิจารณาในแบบจำลอง ซึ่งผลจากการ
ปรับค่าจากระบบจริง (แสดงในภาคผนวก ก) พบว่าค่าอัตราขยายพจน์อินทิเกรตที่เหมาะสมคือ

$$NL_v = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 25 \end{bmatrix} \quad (3.35)$$

การหาค่าที่เหมาะสมที่สุด

การแก้ปัญหาที่ซับซ้อนทางด้านคณิตศาสตร์และฟิสิกส์มาได้ถูกแก้ไขโดยใช้วิธีการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดมาเป็นเวลานานแล้ว ส่วนใหญ่จะเป็นฟังก์ชันที่มีหลายตัวแปร ตัวอย่างวิธีการดังกล่าว เช่น ใช้ฟังก์ชันกำลังสองน้อยที่สุด (Least squares) เพื่อแก้ไขปัญหาทางด้านฟิสิกส์ หรือ ใช้หลักการของนิวตัน เพื่อแก้ไขปัญหาด้านเคมี เนื่องจากจุดเด่นของวิธีการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดคือการแก้ปัญหาที่ซับซ้อนได้อย่างรวดเร็วจึงได้มีนักวิจัยได้พัฒนาเทคนิคและวิธีการต่าง ๆ มาเป็นระยะเวลาที่ยาวนาน จนถึงปัจจุบัน ด้วยเทคนิคใหม่ ๆ ที่เกิดขึ้น ในรูปแบบอุตสาหกรรมนั้น การเลือกที่จะปรับปรุงเพื่อให้ได้สิ่งที่ดีที่สุด เป็นปัญหาที่เกิดขึ้นอยู่เป็นประจำ เช่น การเพิ่มประสิทธิภาพของกระบวนการผลิตทั้งหมด, การลดค่าใช้จ่ายในกระบวนการต่าง ๆ ซึ่งจำเป็นที่จะต้องวางแผนเพื่อแก้ปัญหาเหล่านั้น เมื่อไม่กี่ปีที่ผ่านมาได้มีการพัฒนาเทคนิคในการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดที่มีประสิทธิภาพและได้รับความนิยม (Modern optimization method) โดยการนำวิธีการเหล่านี้ร่วมกับสาขาวิชาทางด้านพันธุศาสตร์ เช่น ขั้นตอนวิธีการเชิงพันธุกรรม (GA), ขั้นตอนวิธีการหาค่าเหมาะสมที่สุดแบบกลุ่มอนุภาค (PSO), และขั้นตอนวิธีการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดด้วยระบบอาณานิคม (Ant colony optimization, ACO) [38] ซึ่งวิธีการเหล่านี้สามารถนำไปประยุกต์ใช้งานได้หลากหลาย เช่น การออกแบบเครื่องบินหรือยานอวกาศให้มีน้ำหนักน้อยที่สุด, การหาเส้นทางการบินที่สั้นที่สุด, การออกแบบโครงสร้างของตึก สะพาน ที่เสียค่าใช้จ่ายน้อยที่สุด และ การเลือกเส้นทางรถไฟที่เหมาะสมที่สุด เป็นต้น รวมทั้งมีการพัฒนาการหาค่าที่เหมาะสมกับระบบการควบคุมอัตโนมัติชนิดต่าง ๆ อีกด้วย

4.1 แนวความคิดพื้นฐานเกี่ยวกับการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด

วิธีการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดถือว่าเป็นกระบวนการการแก้ปัญหาทางด้านคณิตศาสตร์ ซึ่งให้ผลลัพธ์เชิงปริมาณ เนื่องจากผลลัพธ์ที่ได้จะเป็นจำนวนหรือค่าตัวเลข ดังนั้น การปัญหาที่เกิดขึ้นจะเริ่มต้นด้วยการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่เป็นฟังก์ชัน โดยทั่วไปแล้วจุดประสงค์ของการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดคือ เพื่อค้นหาค่าตอบที่มีค่าสูงที่สุด หรือ ต่ำที่สุดของฟังก์ชันนั้นๆ นอกจากนี้การกำหนดฟังก์ชันวัตถุประสงค์ (Objective function) และ เงื่อนไขต่างๆ (Constraints) ให้กับกระบวนการหาค่าตอบก็ถือเป็นสิ่งที่สำคัญเช่นกัน

4.1.1 การหาค่าเหมาะสมที่สุดด้วยคอลอนีเมต (Ant colony optimization, ACO)

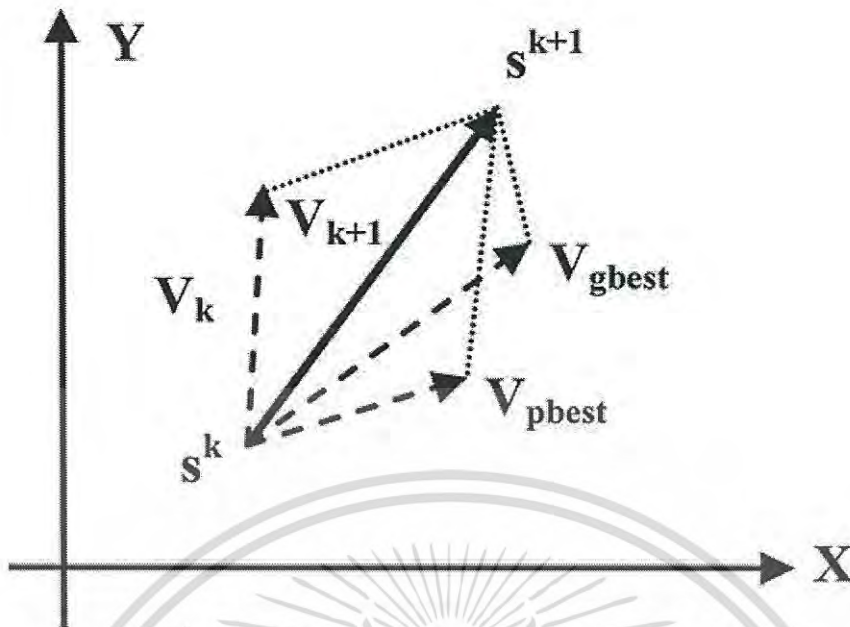
ACO เป็นขั้นตอนที่ได้แนวคิดมาจากพฤติกรรมหาอาหารของมด โดยมีการอธิบายไว้ว่า เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มดจะค้นหาเส้นทางสั้นที่สุดระหว่างแหล่งอาหารกับรังของมัน ระหว่างที่เดินทางไปกลับระหว่างแหล่งอาหารและรัง มดจะทิ้งหลักฐานที่เรียกว่า ฟีโรโมน (Pheromone) ไว้บนพื้น เมื่อจะตัดสินใจเลือกทางเดินก็จะเลือกเส้นทางที่มี ฟีโรโมน หนาแน่นมากกว่า การทำงานของขั้นตอนวิธี ACO มีองค์ประกอบที่สำคัญอย่างหนึ่งของการทำงาน คือการกำหนดปัญหาให้อยู่ในรูปแบบ Construction graph เนื่องจากเส้นทางที่เดินผ่านกราฟอย่างสมบูรณ์จะแทนผลเฉลยของปัญหา

4.2 วิธีการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดแบบอนุภาค

ในปี 1995 Kennedy และ Eberhart [39] ได้ริเริ่มเทคนิคการคำนวณที่มีวิวัฒนาการ (Evolutionary computation technique) แบบใหม่ที่มีชื่อเรียกว่า การหาค่าที่เหมาะสมที่สุดแบบกลุ่มอนุภาค (PSO) [40-42] ซึ่งมีความคล้ายคลึงกับเทคนิคการคำนวณที่มีวิวัฒนาการอื่น ๆ โดยวิธีหาค่าเหมาะสมที่สุดของกลุ่มอนุภาค จะใช้ทฤษฎีของการสุ่มประชากรเริ่มต้น ใช้การประเมินค่า และการเปลี่ยนแปลงเหล่าประชากรเพื่อค้นหาคำตอบที่เหมาะสมที่สุด (Optimal solution) ซึ่งวิธีนี้จะมี ความคล้ายกับวิธิตางพันธุกรรม (Genetic algorithm, GA) ตรงที่ประชากรเริ่มต้นได้จากการสุ่มเหมือนกัน แต่จะต่างกันตรงที่วิธีหาค่าเหมาะสมที่สุดของกลุ่มอนุภาค ไม่ได้ใช้ตัวดำเนินการของ ขั้นตอนการเปลี่ยนแปลง เช่น การกลายพันธุ์และการสืบเชื้อ แต่วิธีหาค่าเหมาะสมที่สุดของกลุ่มอนุภาคจะใช้การปรับปรุงค่าที่ดีที่สุด และ เมื่อนำวิธีนี้มาเปรียบเทียบกับเทคนิคการคำนวณที่มีวิวัฒนาการอื่น ๆ คือเป็นวิธีที่ใช้งานง่ายและมีพารามิเตอร์ที่ใช้ในการปรับปรุงที่น้อย โดยแบบจำลองพื้นฐานทางคณิตศาสตร์ของ วิธีหาค่าเหมาะสมที่สุดของกลุ่มอนุภาคสามารถอธิบายได้ดังนี้

ให้ฝูงนก (Swarm) หนึ่งฝูงมีอนุภาค (Particle) n ตัวอยู่ในขนาดของช่วงที่ใช้ในการค้นหา d (Dimensional search space) ที่รอบการทำงานที่ k ให้ $s_i^k = (s_{i1}^k, s_{i2}^k, \dots, s_{id}^k)$ ใช้อธิบายตำแหน่ง (Position) ของอนุภาคตัวที่ i , $Pbest_i^k = (Pbest_{i1}^k, Pbest_{i2}^k, \dots, Pbest_{id}^k)$ แสดงตำแหน่งของอนุภาคตัวที่ i , ตำแหน่งที่ดีที่สุดของอนุภาคโดยรวมคือ $Gbest_d^k = (Gbest_1^k, Gbest_2^k, \dots, Gbest_d^k)$ ความเร็ว (Velocity) ของอนุภาคที่ i คือ $v_i^k = (v_{i1}^k, v_{i2}^k, \dots, v_{id}^k)$ และประชากรแต่ละตัวเรียกว่าอนุภาค (Particle) หรือตัวกระทำ (Agent) สามารถนำไปปรับปรุงหรือเปลี่ยนแปลงไปยังตำแหน่งใหม่ที่ดีที่สุดคล้องกับความเร็วปัจจุบัน ซึ่งความแตกต่างระหว่างตำแหน่งปัจจุบันและตำแหน่งที่ดีที่สุดของอนุภาค (Particle best, Pbest) และ ตำแหน่งที่ดีที่สุดของกลุ่มอนุภาค (Global best, Gbest) ใช้ในการปรับปรุงความเร็วของอนุภาคตัวที่ i สามารถแสดงได้ดังรูปที่ 4.1 ซึ่งวิธีในการปรับปรุงความเร็วของอนุภาคมีหลายวิธีดังนี้



รูปที่ 4.1 รูปแบบการปรับปรุงตำแหน่งของอนุภาค [56]

4.2.1 วิธีดั้งเดิมของการค้นหาแบบกลุ่มอนุภาค (Original PSO algorithm, OPSO)

การปรับปรุงความเร็วของอนุภาคสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (4.1) - (4.2)

$$v_{id}^{k+1} = v_{id}^k + c_1 rand_1 \times (Pbest_{id} - s_i^k) + c_2 rand_2 \times (Gbest_d - s_{id}^k) \quad (4.1)$$

การปรับปรุงตำแหน่งของแต่ละอนุภาคสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (84)

$$s_{id}^{k+1} = s_{id}^k + v_{id}^{k+1} \quad (4.2)$$

- เมื่อ v_{id}^k คือ ความเร็วของอนุภาคตัวที่ i ที่รอบการทำงานที่ k ในขนาดของช่วงที่ใช้ในการค้นหา d ; $v_{d,min} \leq v_{id}^k \leq v_{d,max}$; $i = 1, 2, \dots, n$; $d = 1, 2, \dots, m$
- x_{id}^k คือ ตำแหน่งปัจจุบันของอนุภาคตัวที่ i ที่รอบการทำงานที่ k
- k คือ จำนวนของรอบการทำงาน
- n คือ จำนวนของอนุภาคในกลุ่ม
- m คือ จำนวนของสมาชิกในอนุภาคหนึ่งตัว
- C_1, C_2 คือ ค่าคงที่ความเร่ง (Acceleration constant)
- $rand_1, rand_2$ คือ ค่าการตัวเลขในช่วง $[0, 1]$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เนื่องจากวิธี OPPO ไม่ได้ทำการปรับขนาดก้าวหน้า (Step size) ของความเร็วซึ่งทำให้ความสามารถในการค้นหาที่มีคุณภาพต่ำ เพื่อเป็นการแก้ปัญหาดังกล่าว จึงได้มีการใช้ค่าน้ำหนักความเฉื่อย (w) เพื่อให้การค้นหาเฉพาะที่ (Local) และ โดยรวม (Global) เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการค้นหาดังแสดงในสมการที่ (4.3)

$$v_{id}^{k+1} = w \cdot v_{id}^k + c_1 rand_1 \times (Pbest_{id} - s_i^k) + c_2 rand_2 \times (Gbest_d - s_{id}^k) \quad (4.3)$$

โดยกำหนดให้ w คือ ค่าน้ำหนักความเฉื่อยจากการเคลื่อนที่ของอนุภาค

ในการเคลื่อนที่ของกลุ่มอนุภาค ซึ่งมีอนุภาคจำนวนมากเคลื่อนที่รอบ ๆ ปริภูมิของคำตอบ การโต้ตอบสื่อสารของแต่ละอนุภาคได้จากการปรับค่าความเร็วของอนุภาคในการเคลื่อนที่ของกลุ่มอนุภาค ซึ่งมีอนุภาคจำนวนมากเคลื่อนที่รอบ ๆ ปริภูมิของคำตอบ การโต้ตอบสื่อสารของแต่ละอนุภาคได้จากการปรับค่าความเร็วของอนุภาค เราจะเห็นได้ว่า ขั้นตอนการทำงานของการค้นหาที่ เหมาะสมแบบกลุ่มอนุภาคไม่มีความซับซ้อนแต่มีประสิทธิภาพในการค้นหา

4.3 ค่าพารามิเตอร์เริ่มต้นของการค้นหาด้วยวิธีกลุ่มอนุภาค

ในหัวข้อนี้ เราจะทำการพิจารณาพารามิเตอร์หลัก 4 อย่างของการค้นหาที่ เหมาะสมแบบกลุ่มอนุภาค ที่มีผลต่อพฤติกรรมการค้นหาคำตอบของกลุ่มอนุภาค อันได้แก่ค่าคงที่ความเร่ง (c_1 และ c_2) ค่าช่วงเวลาระหว่างรอบ (Time variable) และจำนวนอนุภาคในกลุ่มการเคลื่อนที่ ดังรายละเอียดต่อไปนี้

4.3.1 ค่าคงที่ความเร่ง (Acceleration constant)

กำหนดการเคลื่อนที่ของอนุภาคในกลุ่ม c_1 จะมีอิทธิพลกับ P_{best} ของกลุ่มอนุภาคนั้น ๆ ในขณะที่ c_2 มีอิทธิพลต่อ G_{best} ต่อพฤติกรรมของกลุ่มอนุภาคด้วย ถ้า $c_2 > c_1$ ส่งผลให้อนุภาคเคลื่อนที่รอบ ๆ คำตอบที่ดีที่สุด (Global) ในขณะที่ถ้า $c_1 > c_2$ แต่ละอนุภาคจะเคลื่อนที่รอบ ๆ คำตอบที่ดีที่สุดเฉพาะถิ่น (Local) ของอนุภาคนั้น ๆ กล่าวคืออนุภาคเคลื่อนที่อย่างอิสระต่อกันไม่บ่งบอกถึงการลู่เข้าของคำตอบ

4.3.2 ค่าช่วงเวลาระหว่างรอบ (Time variable)

เป็นการกำหนดระยะห่างของเวลาที่มีการเคลื่อนที่ของอนุภาคจะได้รับการปรับหรือเปลี่ยนแปลง ค่าช่วงเวลาที่น้อยจะทำให้การเคลื่อนที่มีความละเอียดขึ้น (ใช้เวลาในการเคลื่อนที่นานกว่า) และค่าช่วงเวลาที่มากจะทำให้การเคลื่อนที่มีขนาดมากขึ้น (ใช้เวลาในการเคลื่อนที่น้อยลง) โดยเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์อื่นใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปกติแล้วช่วงเวลาของการโปรแกรมคอมพิวเตอร์จะมีลักษณะเป็นดิสครีต กล่าวคือเป็นลำดับจำนวนนับ นั่นคือช่วงเวลาระหว่างรอบจะเท่ากับ 1 ในกรณีนี้จะไม่มีการคำนวณค่าช่วงเวลาต่อการทำงานของการทำงานของการค้นหาค่าที่เหมาะสมแบบกลุ่มอนุภาค

4.3.3 จำนวนของอนุภาคในกลุ่ม

เป็นปัจจัยที่มีผลต่อพฤติกรรมการค้นหาค่าตอบของระบบโดยตรง ในลักษณะเดียวกันกับจำนวนโครโมโซมในของวิธีการทางพันธุกรรม จำนวนอนุภาคที่มากจะทำให้ระบบครอบคลุมปริภูมิการค้นหาที่กว้างกว่า อย่างไรก็ตาม จำนวนอนุภาคที่มากต้องใช้เวลานานในการคำนวณที่มากตามไปด้วย แต่จำนวนอนุภาคที่มากจะเพิ่มโอกาสในการค้นหาค่าตอบที่เหมาะสมที่สุดแบบกว้าง (Global solution) ค่าต่าง ๆ เหล่านี้ขึ้นอยู่กับชนิดของปัญหา ดังนั้นการใช้งาน PSO จะต้องมีการปรับจูนพารามิเตอร์ต่าง ๆ เหล่านี้ ให้เหมาะสมกับปัญหาแต่ละแบบ ได้มีการนำเสนอ PSO อีกมากมายที่มีรายละเอียดแตกต่างไปจากนี้ ดังจะได้กล่าวถัดไป

4.4 การปรับเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์เริ่มต้นของวิธีกลุ่มอนุภาค

การแปรผันพารามิเตอร์ของการค้นหาค่าที่เหมาะสมแบบกลุ่มอนุภาค[43-45] ก็เพื่อให้ได้ผลต่อพฤติกรรมเคลื่อนที่ของอนุภาค ให้เปลี่ยนแปลงไปตามที่ต้องการ ตัวอย่างของการแปรผันเช่น

4.4.1 ควบคุมให้การเคลื่อนที่ของอนุภาคอยู่ในปริภูมิที่เป็นไปได้ (Feasible space)

โดยอนุภาคที่เป็นค่าตอบของระบบ ที่ไม่อยู่ในปริภูมิที่เป็นไปได้อาจไม่ถูกพิจารณาค่าที่เหมาะสม แต่จะยังคงได้รับอนุญาตให้เคลื่อนที่ไปในกลุ่มได้

4.4.2 จัดกลุ่มย่อย (Subgroup) ให้กับอนุภาค

โดยปกติแล้วอนุภาคจะได้รับอิทธิพลของ P_{best} และ G_{best} ซึ่งมีผลต่อการเคลื่อนที่ ถ้าเราทำการแยกอนุภาคออกเป็นกลุ่มย่อย ๆ โดยที่แต่ละกลุ่มย่อยมี G_{best} ของตนเองลักษณะเช่นนี้จะทำให้แต่ละกลุ่มย่อยสามารถครอบคลุมพื้นที่ปริภูมิค้นหาได้มากขึ้น สุดท้ายแล้ว ค่าตอบหรืออนุภาคที่ดีที่สุดสามารถหาได้จากค่าที่ดีที่สุดจากแต่ละกลุ่มย่อย

4.4.3 ลดความเร็วของการเคลื่อนที่เมื่ออนุภาคค้นพบค่าตอบที่ดีที่สุดแล้ว

โดยธรรมชาติของการค้นหาค่าที่เหมาะสมแบบกลุ่มอนุภาค เมื่อแต่ละอนุภาคเคลื่อนที่จนกระทั่งได้ค่าตอบที่ดีที่สุดแล้ว อนุภาคจะมีแนวโน้มในการเคลื่อนที่ที่รอบ ๆ จุดนั้น เราสามารถพิจารณาจากเทอม $G_{best_d} - s_{id}^k$ ซึ่งจะมีค่าน้อยมาก ๆ (เทอมดังกล่าวส่งผลต่อค่าความเร็วของอนุภาค) ดังนั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่ออนุภาคค้นพบคำตอบแล้ว เราสามารถลดขนาดความเร็วนี้ลงได้อีก เพื่อให้การเคลื่อนที่ของอนุภาคมีความละเอียดมากยิ่งขึ้น เช่น

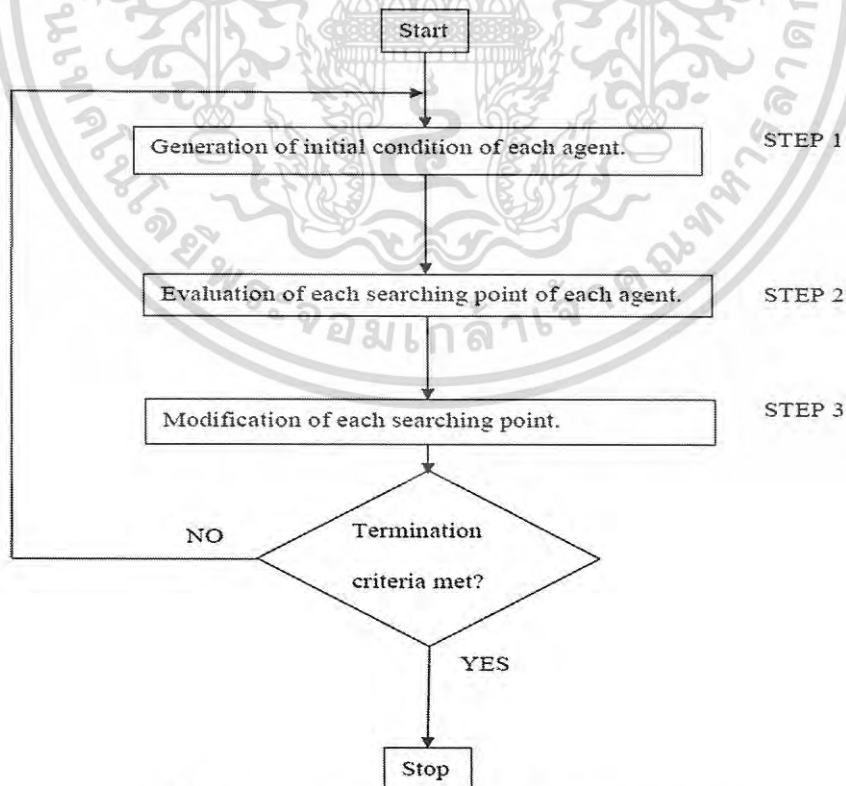
$$v_{id}^{k+1} = w \cdot v_{id}^k + c_1 \text{rand}_1 \times (Pbest_{id} - s_i^k) + c_2 \text{rand}_2 \times (Gbest_d - s_{id}^k) \quad (4.4)$$

โดยที่ w เป็นค่าน้ำหนักความเฉื่อย (Initial weight) สำหรับใช้ลดความเร็วของอนุภาค เพื่อควบคุมการเคลื่อนที่ของกลุ่มต่อไปนี้ เราสามารถออกแบบค่า w ให้การเคลื่อนที่ของอนุภาคลดการกวัดแกว่งลงได้ โดย [46] กล่าวไว้ว่า ถ้าต้องการรับประกันให้เกิดการลู่เข้าของกลุ่มอนุภาคความสัมพันธ์ต่อไปนี้ต้องเป็นจริง

$$w > \frac{1}{2}(c_1 + c_2) - 1 \quad (4.5)$$

ได้มีผู้นำเสนอการแปรผันพารามิเตอร์ของการค้นหาค่าที่เหมาะสมแบบกลุ่มอนุภาคมีอีกมากมาย แต่วัตถุประสงค์ของการเปลี่ยนแปลงเหล่านั้นคือเพื่อให้การทำงานของอนุภาคเป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพมากขึ้น

4.4.4 ขั้นตอนการคำนวณหาค่าที่เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีของกลุ่มอนุภาค



รูปที่ 4.2 กระบวนการคำนวณของวิธีกลุ่มอนุภาค [42]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 4.2 แสดงถึงกระบวนการคำนวณของวิธีกลุ่มอนุภาค ซึ่งสามารถอธิบายลำดับขั้นตอนการคำนวณด้วยวิธีกลุ่มอนุภาค ซึ่งสามารถอธิบายได้ดังต่อไปนี้

ขั้นที่ 1 : สุ่มตำแหน่งและความเร็วของแต่ละอนุภาค

เมื่อเริ่มต้นการค้นหาตำแหน่ง s_i^0 และความเร็ว v_i^0 ของแต่ละตัวทำการจำเป็นต้องทำการสุ่มค่าที่อยู่ในช่วงที่กำหนด การค้นหาที่ตำแหน่งปัจจุบันจะได้ค่า P_{best} ของแต่ละกลุ่ม เมื่อสิ้นสุดของแต่ละรอบจะได้ผลลัพธ์ของค่า P_{best} ที่ดีที่สุดโดยจะเลือกให้เป็นค่า G_{best} แล้วจดจำค่านั้นไว้ในหน่วยความจำ หลังจากนั้นจะค้นหาในชุดกลุ่มอนุภาคในรอบต่อไป

ขั้นที่ 2 : ประเมินการค้นหาตำแหน่งของตัวทำการ

ค่าของฟังก์ชันวัตถุประสงค์จะถูกคำนวณจากแต่ละกลุ่มค่าของตัวแปรทำการในกรณีของ ตัวควบคุมแบบพีไอดีจะเป็นค่า K_p, K_i, K_d และ ตัวควบคุมแบบแบ็คสเตปปีงจะเป็นค่า K_1, K_2, K_3 ถ้าค่าจากการคำนวณของ P_{best} มีค่าที่ดีที่สุดของกลุ่มตัวแปรจะถูกเลือกเพื่อเปรียบเทียบกับค่า G_{best} และถ้าค่า G_{best} ในรอบการทำงานปัจจุบันมีค่าดีกว่าค่าของรอบที่ผ่านมา ค่าดังกล่าวจะถูกแทนที่และเก็บไว้ในหน่วยความจำ เพื่อรอการเปรียบเทียบในรอบถัดไป

ขั้นที่ 3 : ปรับปรุงตำแหน่งของแต่ละตัวทำการ

การเปลี่ยนแปลงตำแหน่งของแต่ละอนุภาคจะเป็นไปตามการคำนวณจากสมการที่ (4.2) และ (4.3) โดยจะสมการ (4.2) คือ อัตราการเรียนรู้เพื่อให้เข้าสู่ตำแหน่งที่เหมาะสมที่สุด และ สมการที่ (4.3) จะมีฟังก์ชันการถ่วงน้ำหนัก w เพื่อให้การเข้าสู่ค่าตอบมีค่าใช้เวลาน้อยที่สุด

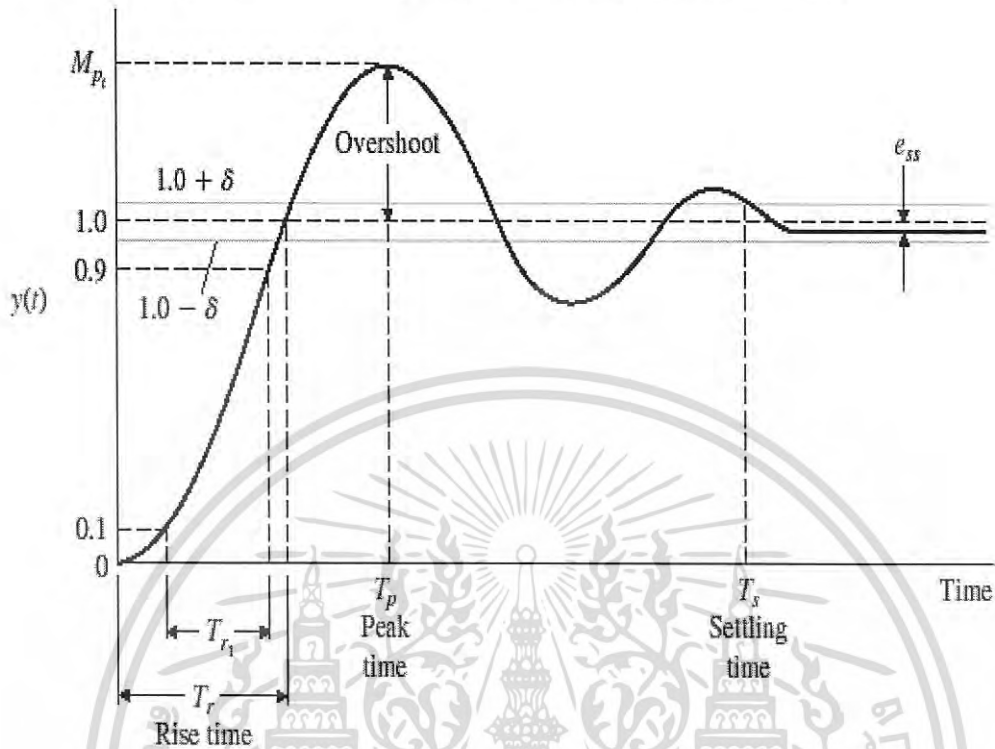
ขั้นที่ 4 : ตรวจสอบเงื่อนไขเพื่อหยุดทำงาน

การตรวจสอบเพื่อให้กระบวนการค้นหาหยุดการทำงาน ในงานวิจัยนี้จะทำการตรวจสอบจากรอบการทำงานของระบบ ควบคุมไปกับความแตกต่างของค่าวัตถุประสงค์ในแต่ละรอบการทำงาน เมื่อพบค่าในแต่ละกรณีที่กำหนด จะทำให้กระบวนการทำงานหยุดลง

4.5 การเลือกค่าอัตราขยายของตัวควบคุมที่เหมาะสม

ในหัวข้อข้างต้นนั้นได้เรียนรู้รูปแบบของตัวควบคุมพื้นฐานชนิดต่าง ๆ ในการออกแบบตัวควบคุมนั้นต้องเลือกรูปแบบของตัวควบคุมเหมาะสมกับระบบที่ต้องการจะควบคุม การออกแบบตัวควบคุมจะสมบูรณ์ได้นั้นจำเป็นต้องเลือกค่าอัตราขยายต่าง ๆ ของตัวควบคุมนั้น การเลือกค่าอัตราขยายหรือการคำนวณหาอัตราขยายนั้นก็ขึ้นอยู่กับคุณสมบัติเฉพาะของการตอบสนองในช่วงลดภาวะชั่วคราว ตัวอย่างเช่นสำหรับตัวควบคุมแบบพีไอดี (PID controller) นั้น อาจกำหนดค่าคุณสมบัติเฉพาะของการตอบสนองในช่วงภาวะชั่วคราวนี้คือ อัตราส่วนการหน่วง, ค่าคงที่ตัวเวลาซ้ำ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปเผยแพร่บนสื่อออนไลน์ ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่สุด (Dominant time constant) และ ค่าสัญญาณผิดพลาดในสถานะอยู่ตัว (Steady state error, e_{ss}) ในทางปฏิบัตินั้นการกำหนดคุณสมบัติเฉพาะจะมีรายละเอียดดังต่อไปนี้



รูปที่ 4.3 ผลการตอบสนองของการสั่งในระบบความอิสระสองชั้น [47]

จากรูปที่ 4.3 คือ ช่วงเวลาขึ้น (Rise time, T_r), เวลาเข้าที่ (Settling time, T_s), และค่าส่วนพุ่งเกินสูงสุด (Maximum overshoot, M_p) นอกจากนั้นสมรรถนะการทำงานนั้นอาจจะบอกอยู่ในรูปแบบของความถี่ก็ได้เช่น ช่วงความถี่การทำงาน (Bandwidth), ความถี่เรโซแนนซ์ (Resonant frequency) และ ค่าแอมพลิจูดสูงสุด (Peak amplitude) เป็นต้น ลักษณะของคุณสมบัติเฉพาะตัวต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องกับการทำงานของระบบควบคุมเป็นสิ่งที่ต้องคำนึงถึงในการออกแบบตัวควบคุมข้อสรุปของคุณสมบัติเฉพาะต่าง ๆ ดังกล่าวสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้คือ

คุณสมบัติที่ตำแหน่งสมดุล (Equilibrium specifications)

- ความมีเสถียรภาพ (Stability)
- ความผิดพลาดในสถานะอยู่ตัว (Steady state error)

คุณสมบัติช่วงการตอบสนองในสถานะชั่วคราว (Transient specifications)

- ความเร็วในการตอบสนอง (Speed of response)
- รูปแบบของการตอบสนองซึ่งอาจจะบอกในรูปแบบของค่าการหน่วง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คุณสมบัติที่บอกความไวของระบบ (Sensitivity specification)

- ความไวของระบบที่ขึ้นอยู่กับ การเปลี่ยนแปลงค่าพารามิเตอร์ของระบบ
- ความไวของระบบที่ขึ้นอยู่กับ การหาค่าพารามิเตอร์ของระบบไม่ละเอียด
- การสามารถในการจำกัดสัญญาณรบกวน ซึ่งอาจจะบอกเป็นช่วงความถี่

ผลอันเนื่องมาจากความไม่เป็นเชิงเส้นของระบบ (Nonlinear effects)

- ความมีเสถียรภาพ (Stability)
- ความสามารถของอุปกรณ์ควบคุม (Final control element capabilities)

นอกเหนือจากการกำหนดคุณสมบัติเฉพาะของการตอบสนองช่วงภาวะชั่วคราวแล้ว ในบางครั้งก็ไม่สามารถสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบที่ต้องการจะควบคุมให้มีความถูกต้องและแม่นยำได้ ในวิธีข้างต้นอาจมีความซับซ้อนในการที่จะคำนวณออกแบบค่าอัตราขยายต่าง ๆ เพื่อให้ระบบควบคุมของเรามีการตอบสนองอย่างที่เราต้องการ เนื่องจากระบบควบคุมบางชนิดมีค่าอัตราการขยายอยู่หลายค่าที่ต้องการปรับเพื่อให้การทำงานเป็นไปตามความต้องการ ในกรณีนี้การออกแบบอาจจะกระทำได้โดยการทดสอบตัวควบคุมมาตรฐานเชิงอุตสาหกรรม (Standard industrial controller) กับระบบจริงและนำผลลัพธ์ที่วัดจากการทำงานจริงมาวิเคราะห์เพื่อปรับแต่ง (Tuning) ตัวควบคุมเพื่อให้ระบบทำงานได้ตามที่ต้องการ

4.6 ตัวบ่งชี้ประสิทธิภาพของระบบ (Performance index criteria)

จุดมุ่งหมายของการออกแบบระบบควบคุมแบบต่าง ๆ นั้น คือการคำนวณหาค่าอัตราขยายของตัวควบคุมเหล่านั้นให้เหมาะสมที่สุด [47] เราอาจจะตั้งมาตรการอะไรขึ้นมาอย่างหนึ่งและตั้งเป้าหมายของการออกแบบระบบควบคุมเพื่อให้ระบบควบคุมทำงานได้ดีที่สุดตามมาตรการที่ได้ตั้งไว้ นั้น มาตรการดังกล่าวที่นิยมใช้ในการออกแบบตัวควบคุมที่ดีที่สุด (Optimal control) เรียกว่า ค่าความเหมาะสม (Fitness value) ซึ่งจะเป็นตรรกะที่ชี้ว่าระบบที่ต้องการจะควบคุมทำงานเป็นอย่างไรบ้างตามเป้าหมายที่ตั้งไว้หรือไม่ เช่น ต้องการควบคุมการทำงานของระบบโดยให้มีการใช้พลังงานน้อยที่สุดระหว่างที่เราทำการควบคุม ค่าความเหมาะสมที่กำหนดในการออกแบบระบบควบคุมก็จะเกี่ยวข้องกับการใช้พลังงานในการทำงานของระบบนั้น หรือ การต้องการการควบคุมการเคลื่อนที่จากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งโดยให้ใช้เวลาสั้นที่สุดในการเคลื่อนที่ ค่าความเหมาะสมก็จะเป็นระยะเวลาที่ต้องการจะขับเคลื่อนระบบจากจุดหนึ่งถึงอีกจุดหนึ่ง ค่าความเหมาะสมนี้ในบางครั้งจะเรียก ฟังก์ชันกำหนดต้นทุน (Costing function) การออกแบบหรือคำนวณหาค่าอัตราการขยายของตัวควบคุมด้วยวิธีนี้จะต้องออกแบบเพื่อให้ได้คำสั่งควบคุมของระบบนั้นเป็นสัญญาณคำสั่งที่ดีที่สุดภายใต้มาตรการหรือค่าความเหมาะสมที่กำหนด ซึ่งอาจจะเป็นการหาค่าสั่งควบคุมที่ทำให้ค่าตรรกะนิสมรรถนะมีค่าสูงที่สุดหรือต่ำที่สุดก็ได้แล้วแต่กรณีโดยชนิดของค่าความเหมาะสมมีดังต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- อินทิกรัลของค่าผิดพลาดสมบูรณ์คูณด้วยเวลา (ITAE)

$$I_{ITAE} = \int_0^T t[e(t)]dt \quad (4.8)$$

- อินทิกรัลของค่าผิดพลาดสมบูรณ์ (IAE)

$$I_{IAE} = \int_0^T e(t)dt \quad (4.9)$$

- อินทิกรัลของค่าผิดพลาดกำลังสอง (ISE)

$$I_{ISE} = \int_0^T e^2(t)dt \quad (4.10)$$

- อินทิกรัลของค่าผิดพลาดกำลังสองคูณด้วยเวลา (ITSE)

$$I_{ITSE} = \int_0^T t[e^2(t)]dt \quad (4.10)$$

โดยที่ $e(t)$ เป็นสัญญาณความผิดพลาดระหว่างสัญญาณคำสั่งกับสัญญาณเอาต์พุตที่วัดจากระบบที่กำลังควบคุม อย่างไรก็ตามถ้าสัญญาณค่าผิดพลาด ($e(t)$) นี้ไม่เป็นศูนย์เมื่อ $t \rightarrow \infty$ แล้วค่าตรรกษินี้จะมีค่าสูงหรืออาจจะเป็นค่าอนันต์ ทำให้เป้าหมายที่ตั้งไว้ไม่เป็นจริง เป้าหมายของการออกแบบคือต้องการให้ค่าตรรกษินี้มีค่าน้อยที่สุด หรือ $e(t)$ จะมีค่าเข้าใกล้ศูนย์เมื่อเวลาผ่านไปบางครั้งอาจจะต้องกำหนดค่าขอบเขตของเวลาเพื่อให้เป้าหมายหรือตรรกษินี้มีความเป็นจริงได้ตั้งนั้นขอบเขตของเวลาที่ใช้ในการอินทิเกรตจะต้องเปลี่ยนจาก $t \rightarrow \infty$ ไปเป็น t_f

ค่าตรรกษินอินทิกรัลของค่าผิดพลาดสมบูรณ์ (IAE) นั้นมาจากความคิดที่ว่า ผู้ออกแบบระบบควบคุมโดยมากจะสนใจเฉพาะขนาดของสัญญาณผิดพลาดโดยไม่สนใจเครื่องหมายว่าจะเป็นบวกหรือลบ ตัวอย่างนี้เช่นการควบคุมปริมาณการใช้เชื้อเพลิงของระบบควบคุมเป็นต้น ส่วนตัวตรรกษินอินทิกรัลของค่าผิดพลาดคูณด้วยเวลา (ITAE) นั้นจะมีผู้นิยมใช้มากกว่าเนื่องจากว่ามีตัวเวลาเข้ามาเกี่ยวข้องด้วย กล่าวคือเมื่อเวลาเริ่มต้น ค่าตัว t จะมีค่าเล็ก และ เมื่อเวลาผ่านไปค่า t นี้จะมีค่าเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ ดังนั้นตัวควบคุมที่ออกแบบจะต้องพยายามลดค่าสัญญาณผิดพลาดนี้ลงเรื่อย ๆ เพื่อให้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าดรชนีที่กำหนดดังกล่าวมีค่าน้อยที่สุด การออกแบบระบบควบคุมทั้งสองแบบนี้ไม่ได้ทำให้ระบบควบคุมมีค่าความหน่วงต่ำกว่าวิกฤตมากหรือค่าความหน่วงสูงกว่าวิกฤตอย่างมาก ส่วนการออกแบบระบบควบคุมโดยใช้ดรชนี ITAE จะเหมาะสำหรับระบบที่มีการตอบสนองเนื่องจากสัญญาณอินพุตที่เป็นฟังก์ชันขั้นบันไดที่มีค่าส่วนพุ่งเกิน (Overshoot) ไม่มากนักหรือเป็นการตอบสนองที่มีการแกว่งที่มีลักษณะการหน่วงที่ดี

ดรชนีอินทิกรัลของค่าความผิดพลาดกำลังสอง (ISE) และดรชนีอินทิกรัลของค่าผิดพลาดกำลังสองคูณด้วยเวลา (ITSE) นั้น มีลักษณะเช่นเดียวกันกับดรชนีอินทิกรัลของค่าผิดพลาดสัมบูรณ์ (IAE) และ ดรชนีอินทิกรัลของค่าผิดพลาดคูณด้วยเวลา (ITAE) ต่างกันตรงที่ตัวสัญญาณผิดพลาดเป็นกำลังสองซึ่งมีเหตุผลดังนี้คือ ในบางระบบนั้นสัญญาณผิดพลาดกำลังสองนั้นหมายถึงพลังงานที่ใช้ การใช้สัญญาณผิดพลาดกำลังสองนั้นจะมีค่ามากกว่าที่ไม่มีกำลังสองหรือทำให้ราคาที่เกิดจากความผิดพลาดจะมีค่าสูงกว่า ทำให้ตัวควบคุมที่ได้ต้องคำนึงถึงค่าสัญญาณความผิดพลาดมากกว่าเดิม และค่าสัญญาณกำลังสองนั้นจะเป็นค่าทางคณิตศาสตร์ที่เป็นบวกตลอดเวลาและมีความต่อเนื่อง ซึ่งทำให้ง่ายต่อการจัดการเมื่อเทียบกับการจัดการกับเครื่องหมายในทางคณิตศาสตร์

4.7 การหาค่าพารามิเตอร์ตัวควบคุมด้วยวิธีกลุ่มอนุภาค

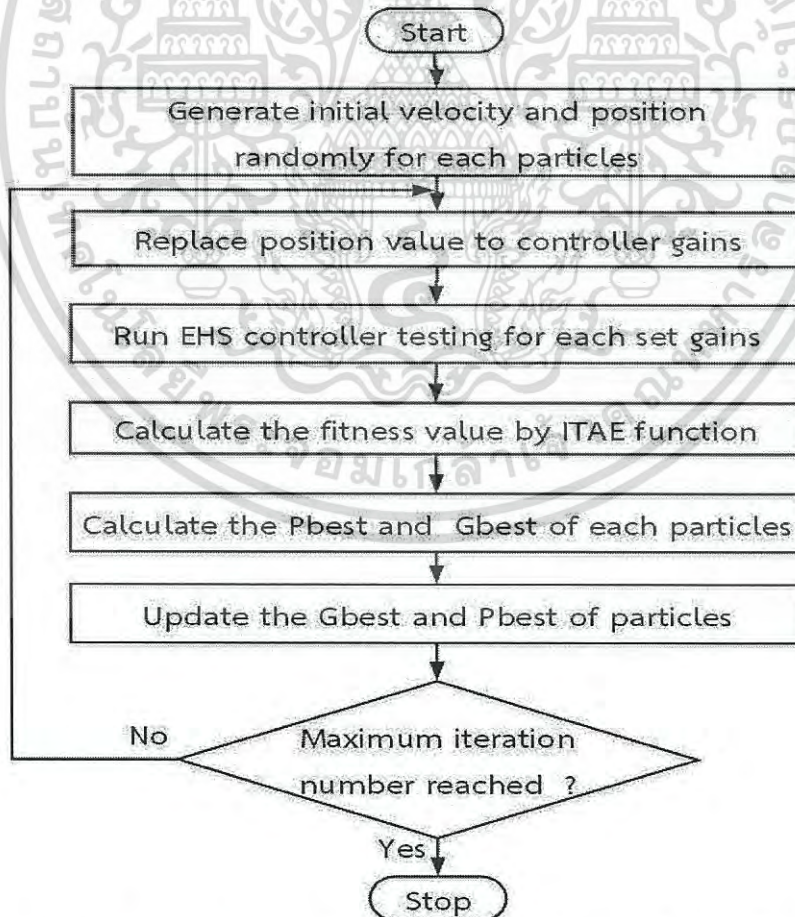
หลักการพื้นฐานของระเบียบวิธีการค้นหาค่าที่ดีที่สุดของ PSO ได้กล่าวไว้แล้วข้างต้น ลำดับต่อไปจะอธิบายถึงการประยุกต์ใช้งานกับการค้นหาพารามิเตอร์ของตัวควบคุมซึ่งในงานวิจัยนี้ จะมีการเปรียบเทียบระหว่างตัวควบคุมแบบ พีไอดี กับ แบบคสเดบปึงเป็นหลัก ในตัวควบคุมแต่ละตัว จะมีการคำนวณค่าความผิดพลาดที่เกิดขึ้นร่วมกับพารามิเตอร์ของอัตราขยาย (Controller gain) โดยในกรณีของตัวควบคุมแบบพีไอดีจะเป็นค่า K_p K_i K_d และ ตัวควบคุมแบบคสเดบปึงจะเป็นค่า K_1 K_2 K_3 ซึ่งจะมีค่าตัวแปรในการค้นหาไม่เกิน 3 ตัว โดยจะกำหนดให้เป็นชุดกลุ่มอนุภาค โดยแต่ละกลุ่มอนุภาคจะประกอบไปด้วยจำนวนสมาชิกเพื่อการค้นหาจำนวน 5 ชุด (Population number) ซึ่งเพียงพอต่อการสุ่มทดสอบค่าโดยได้ผลของความรวดเร็วในการเข้าสู่ค่าตอบได้เป็นอย่างดี ค่าของ c_1 และ c_2 คือ ค่าแฟคเตอร์การเรียนรู้โดยส่วนใหญ่จะกำหนดไว้ที่ 2 เพื่อให้เกิดสมดุลในการเรียนรู้ระหว่าง P_{best} กับ G_{best} แต่สามารถกำหนดเป็นค่าอื่นๆ ได้ โดยจะต้องกำหนดให้อยู่ในช่วง 0 ถึง 4 และเพื่อลดค่าแกว่งตัวของการเคลื่อนที่ของอนุภาคลงจะกำหนดค่า w ให้เป็น 0.8 (ค่าความเฉื่อยในการเคลื่อนที่ของอนุภาค) รูปที่ 4.4 แสดงแบบแผนในการทำงานของวิธีการ PSO ซึ่งจะเป็นกระบวนการที่ทำงานเป็นวนรอบ (Iteration) ในแต่ละรอบของการทำงานความเร็วของอนุภาคแต่ละตัว v_{id}^{k+1} จะถูกปรับปรุงโดยมีตัวแปรที่สำคัญ 3 ตัว คือ ความเร็วปัจจุบันของอนุภาคนั้น (v_{id}^{k+1}), ข้อมูลที่อนุภาคมีอยู่ (P_{best}) และ ข้อมูลรวมของอนุภาคทั้งกลุ่ม (G_{best}) หลังจากนั้นอนุภาคแต่ละตัวจะปรับตำแหน่งของตัวเองโดยใช้ความเร็วใหม่ที่คำนวณได้ โดยพิจารณาจากสมการ (4.3) และ สมการ(4.2)

ตามลำดับ โดยกระบวนการนี้จะทำซ้ำต่อไปเรื่อย ๆ จนกระทั่งครบจำนวนรอบที่กำหนด หรือ จนได้เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาติให้นำไปใช้ประโยชน์ชานทางการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าความผิดพลาดในแต่ละรอบตามที่กำหนด จึงเป็นการสิ้นสุดกระบวนการค้นหา โดยค่าพารามิเตอร์เริ่มต้นถูกกำหนดไว้ในตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 ค่าพารามิเตอร์เริ่มต้นของวิธีกลุ่มอนุภาค

PSO Property	Value
Population number	5
Maximum iteration	250
Social coefficient (c_1)	2.0
Cognitive coefficient (c_2)	2.0
Performance index	ITAE
Inertial weight (w)	0.8
Lower limit of [K_1 K_2 K_3]	[0 0 0]
Upper limit of [K_1 K_2 K_3]	[15000 500 100]



รูปที่ 4.4 แสดงแผนผังของกระบวนการทำงานเพื่อค้นหาค่าพารามิเตอร์ควบคุมด้วยวิธีกลุ่มอนุภาค เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

การออกแบบตัวควบคุม

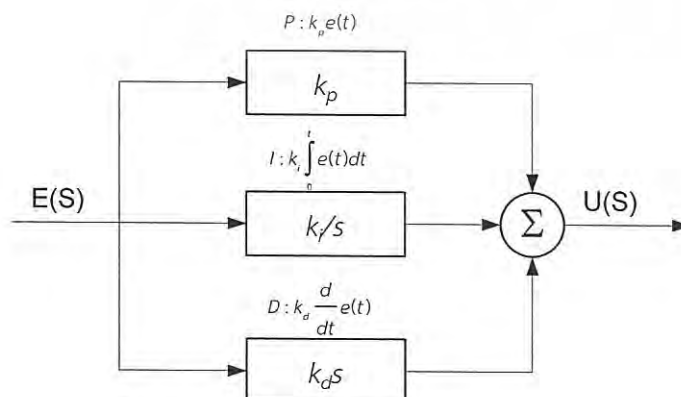
ในบทนี้จะกล่าวถึงแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบ การออกแบบตัวควบคุมแบบแบบคงที่ การปรับแต่งอัตราขยายของตัวควบคุม การวิเคราะห์ผลของการเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรภายในระบบ การออกแบบตัวสังเกตการณ์แบบตัวกรองคาลมาน รวมถึงการจำลองการควบคุมแรงเมื่อระบบมีสัญญาณรบกวนและใช้ตัวสังเกตการณ์ในการประมาณสถานะ

5.1 การควบคุมในระบบเชิงเส้น

ถึงแม้โดยทั่วไประบบต่าง ๆ จะมีพฤติกรรมแบบไม่เป็นเชิงเส้น (Nonlinear system) แต่อย่างไรก็ดีความไม่เชิงเส้นยังสามารถประมาณการระบบให้อยู่ในรูปที่เป็นเชิงเส้น (Linearization) รอบจุดที่สนใจได้เพื่อใช้ในการออกแบบตัวควบคุม ซึ่งวิธีการควบคุมระบบที่เป็นเชิงเส้น [48] มีหลายวิธีด้วยกัน เช่นการควบคุมพีไอดี (PID control) การควบคุมด้วยตัวชดเชยลุ่ม (Lag-Lead Compensation) การควบคุมแบบป้อนกลับสถานะแบบเต็ม (Full state feedback) เป็นต้น นอกจากนี้ การวิเคราะห์เสถียรภาพของระบบสามารถวิเคราะห์ได้โดยตรงจากตำแหน่งของขั้ว (Pole placement) ซึ่งหากโพลทุกตัวของระบบอยู่ด้านซ้ายเมื่ออ้างอิงจากแกนจินตภาพ จะถือว่าระบบจะมีเสถียรภาพ

5.1.1 การออกแบบตัวควบคุมแบบพีไอดี

ตัวควบคุมแบบพีไอดี (PID Controller) คือ ตัวย่อยของตัวควบคุมแบบสัดส่วน (Proportional, P) ปริพันธ์ (Integral, I) และอนุพันธ์ (Derivative, D) ซึ่งตัวควบคุมชนิดนี้จะประกอบไปด้วย 3 ฟังก์ชันดังแสดงในสมการ (5.1) และ รูปที่ 5.1 แสดงให้เห็นแผนผังแบบขนานของตัวควบคุมพีไอดี



รูปที่ 5.1 โครงสร้างของตัวควบคุมแบบพีไอดี [47]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ภายในห้องเรียนเท่านั้น เมื่อผู้จัดทำเห็นว่าไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$C(s) = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i} + T_d s \right) \quad (5.1)$$

โดยกำหนดให้ K_p , K_i , K_d , T_i และ T_d คือ ค่าเก็นของตัวควบคุมแบบสัดส่วน, ปริพันธ์, อนุพันธ์, ค่าช่วงเวลาขึ้น และ อัตราส่วนของเวลา

5.1.2 วิธีการค้นหาตัวควบคุมพีไอดี

ในการค้นหาตัวควบคุมแบบพีไอดีนั้นสามารถแบ่งออกได้ 3 วิธี

1. การค้นหาด้วยมือ (Manual tuning) จะเริ่มโดยการเซตค่า K_i และ K_d เป็นศูนย์ และ เริ่มต้น เพิ่มค่า K_p เรื่อย ๆ จนกระทั่งระบบเริ่มเกิดการแกว่ง จากนั้นให้เซตค่า K_p เป็นครึ่งหนึ่งของค่าที่ตำแหน่งที่เกิดการสั่น หลังจากนั้นให้เริ่มต้นเพิ่มค่า K_i จนได้เวลาการตอบสนองของระบบที่ต้องการ และ เมื่อต้องการปรับค่า K_d ให้เพิ่มขึ้นจนกระทั่งการควบคุมเร็วเพียงพอกับค่าที่ยอมรับได้

2. การค้นหาด้วยวิธี Ziegler-Nichols จะเริ่มด้วยการเซตค่า K_i และ K_d เป็นศูนย์ จากนั้นจะเพิ่มค่า K_p ไปจนถึงค่า K_c (Critical gain) ระบบจะเริ่มแกว่ง ให้วัดคาบของการแกว่ง P_c และให้ใช้ค่าทั้งสองเพื่อเทียบเคียงหาค่าพารามิเตอร์ควบคุม โดยจะได้อธิบายให้ละเอียดในหัวข้อต่อไป

3. การค้นหาด้วยวิธีหาค่าที่เหมาะสมที่สุดโดยใช้ซอฟต์แวร์ ในงานอุตสาหกรรมในปัจจุบันจะใช้ซอฟต์แวร์ในการคำนวณและปรับแก้ค่าพารามิเตอร์ควบคุมโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ โดยจะทำการเก็บข้อมูล สร้างโมเดล และ คำนวณหาค่าพารามิเตอร์ควบคุมแบบอัตโนมัติ

5.1.3 ผลลัพธ์ที่เกิดขึ้นหลังจากการเพิ่มค่าพารามิเตอร์ของตัวควบคุมแบบพีไอดี

ค่าพารามิเตอร์ของตัวควบคุมแบบสัดส่วน (K_p) โดยทั่วไปจะช่วยให้เกิดเสถียรภาพของระบบ และช่วยให้การตอบสนองให้เร็วขึ้น แต่ ถ้ามากเกินไปจะทำให้เกิดการแกว่งตัวของระบบได้ (Oscillation) ผลลัพธ์ของตัวควบคุมแบบสัดส่วนหาได้จากการใช้อัตราส่วนความผิดพลาด (error) ปัจจุบันคุณกับค่าพารามิเตอร์ควบคุม ส่วนตัวควบคุมแบบปริพันธ์ (K_i) เมื่อปรับค่าให้มากขึ้นจะทำให้สามารถลดเวลาในการเข้าสู่จุดอ้างอิงได้ดียิ่งขึ้น โดยผลลัพธ์ในการควบคุมแบบปริพันธ์นั้นคำนวณได้จากการนำค่าความผิดพลาดสะสมในช่วงเวลาที่ผ่านมากลับกับค่าพารามิเตอร์ควบคุม เมื่อใช้ตัวควบคุมแบบพีไอจะช่วยให้ระบบเข้าหาตำแหน่งอ้างอิงได้เร็วขึ้นและสามารถลดค่าความผิดพลาดในเทอมของตัวควบคุมแบบสัดส่วนได้ดียิ่งขึ้น และ ตัวควบคุมแบบอนุพันธ์ (K_d) การปรับค่า

ให้มากขึ้นจะทำให้ค่าของเปอร์เซ็นต์โอเวอร์ชูตจะลดลง แต่ อาจจะทำให้การตอบสนองช้าลงบ้าง และ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

นำไปสู่การเกิดขึ้นของสัญญาณรบกวนตามมาด้วย ผลลัพธ์ที่ได้จากตัวควบคุมแบบอนุพันธ์คือการเปลี่ยนแปลงของค่าความผิดพลาดในกระบวนการเมื่อเทียบกับเวลาคุณกับค่าพารามิเตอร์แบบอนุพันธ์ โดยตารางที่ 5.1 จะแสดงให้เห็นถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นเมื่อเพิ่มค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ

ตารางที่ 5.1 ผลกระทบเมื่อเพิ่มค่าพารามิเตอร์ของตัวควบคุมแบบพีไอดี

ผลของการเพิ่มพารามิเตอร์ของตัวควบคุมพีไอดี (PID Controller)				
Parameters	Rise Time	Overshoot	Settling Time	Steady State Error
K_p	ลดลง	เพิ่มขึ้น	-	ลดลง
K_i	ลดลง	เพิ่มขึ้น	เพิ่มขึ้น	ลดลงเข้าใกล้ศูนย์
K_d	-	ลดลง	ลดลง	-

5.1.4 การค้นหาค่าพารามิเตอร์ควบคุมพีไอดีด้วยวิธีซิงเกิล-นิโคล

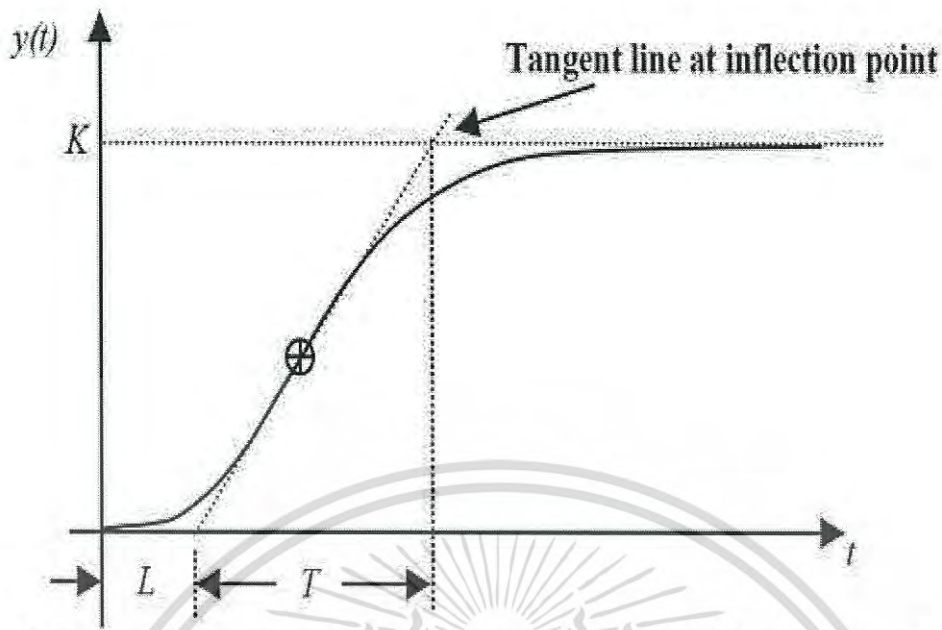
ในปี 1942 งานวิจัยของ Ziegler และ Nichols ได้อธิบายถึงวิธีการทางคณิตศาสตร์อย่างง่ายของการค้นหาค่าพารามิเตอร์ควบคุมแบบพีไอดีทั้งแบบอันดับที่หนึ่ง และ อันดับที่สอง โดยวิธีการนี้ใช้การตอบสนองจริงของระบบเพื่อย้อนกลับมาหาค่าของตัวควบคุมอีกครั้ง ทั้งสองเทคนิคคือจุดสำคัญของการสมมติฐานของระบบ แต่ไม่จำเป็นที่จะต้องรู้ถึงค่าจำเพาะของแบบจำลอง โดยสูตรของ Ziegler – Nichols จะอาศัยการตอบสนองของระบบโดยใช้ฟังก์ชันขั้นบันไดเป็นสัญญาณอินพุต

5.1.4.1 วิธีค้นหาตัวควบคุมสำหรับระบบอันดับที่หนึ่ง

การประยุกต์ใช้งานวิธีอันดับที่หนึ่งเพื่อค้นหาค่าของตัวควบคุม จะใช้วิธีทดสอบโดยอาศัยการตอบสนองระบบจากการใช้ฟังก์ชันขั้นบันไดเป็นสัญญาณอ้างอิง การตอบสนองในลักษณะนี้จะเป็นไปในรูปแบบของการเกิดการหน่วงเวลา ตัวอย่างเช่น การไหลของของไหลภายในถังเก็บผ่านไปยังท่อซึ่งเป็นลักษณะของการตอบสนองของระบบอันดับที่หนึ่ง ลักษณะการตอบสนองจะขึ้นอยู่กับ 2 ตัวแปรคือ ช่วงเวลาหน่วง L กับ ค่าเวลาคงที่ T การค้นหาค่าเหล่านี้สามารถวาดเส้นความชันของการตอบสนองให้แนบติดกับเส้นการตอบสนอง ดังแสดงไว้ในรูปที่ 5.2 เพื่อหาค่าคงที่ หลังจากนั้นจะใช้ตารางที่ 5.2 เพื่อหาค่าพารามิเตอร์ของตัวควบคุมแบบต่าง ๆ

$$G(s) = \frac{Ke^{-sL}}{Ts + 1} \quad (5.2)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.2 แสดงลักษณะการค้นหาค่าอัตรการขยายด้วยวิธีลำดับที่หนึ่งของซิงเกอร์-นิโคล [47]

ตารางที่ 5.2 การกำหนดค่าพารามิเตอร์ตัวควบคุมแบบลำดับที่หนึ่งของซิงเกอร์-นิโคล

PID Type	K_p	$T_i = K_p / K_i$	$T_d = K_d / K_p$
P	$\frac{T}{L}$	∞	0
PI	$0.9 \frac{T}{L}$	$\frac{T}{0.3}$	0
PID	$1.2 \frac{T}{L}$	$2L$	$0.5L$

5.1.4.2 วิธีปฏิบัติในการค้นหาควบคุมสำหรับระบบอันดับที่สอง

ระบบงานที่มีการตอบสนองการควบคุมอันดับสองนี้จะมีผลให้เกิด ความไม่มีเสถียรภาพ การเกิดโอเวอร์ชูต เป็นต้น การค้นหาค่าพารามิเตอร์ของซิงเกอร์-นิโคล กับ ระบบดังกล่าวสามารถกระทำได้โดยวิธีการดังต่อไปนี้

ลำดับที่ 1 ปรับค่าตัวควบคุมปริพันธ์ และ อนุพันธ์ ให้มีค่าเท่ากับศูนย์

ลำดับที่ 2 เพิ่มค่า K_p จาก 0 ไปจนกระทั่งสังเกตเห็นการสั่นในรูปแบบวิกฤต หลังจากนั้นให้แทนค่า K_p ให้เท่ากับ K_{cr}

ลำดับที่ 3 ทำการบันทึกค่า K_{cr} และ คาบเวลาของการสั่น P_{cr}

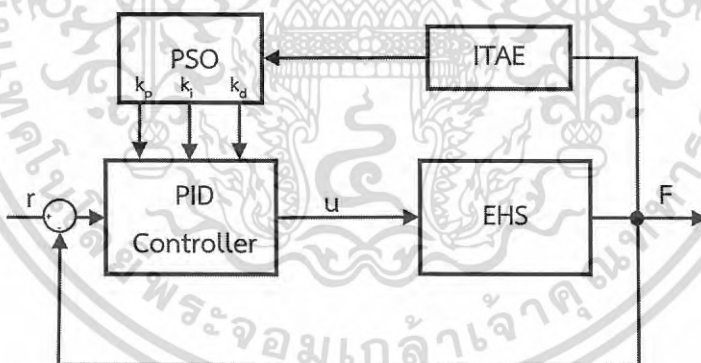
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หลังจากที่ได้ค่า การสั่นในรูปแบบวิกฤต และ ค่าคาบเวลาการสั่นแล้วนั้น จำเป็นต้องเลือก ชนิดของการควบคุม และ แทนค่าต่างๆ ลงไปในตารางที่ 5.3 เพื่อหาค่าพารามิเตอร์ที่เหมาะสมของตัว ควบคุมต่อไป

ตารางที่ 5.3 การกำหนดค่าพารามิเตอร์ตัวควบคุมแบบลำดับที่สองของซิงเกอร์-นิโคล

PID Type	K_p	$T_i=K_p/K_i$	$T_d=K_d/K_p$
P	$0.5K_{cr}$	∞	0
PI	$0.45K_{cr}$	$\frac{P_{cr}}{1.2}$	0
PID	$0.6K_{cr}$	$\frac{P_{cr}}{2}$	$\frac{P_{cr}}{8}$

รูปที่ 5.3 แสดงแผนผังกระบวนการในการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดด้วยหลักการของ PSO ค่าพารามิเตอร์ควบคุมต่าง ๆ จะมีการเปลี่ยนแปลงทุกรอบการทำงาน (Iteration) จนกว่าจะค้นหาที่ เหมาะสมที่สุด โดยเปรียบเทียบสมรรถนะของระบบผ่านค่าความเหมาะสมของฟังก์ชัน ITAE



รูปที่ 5.3 แผนผังการค้นหาค่าพารามิเตอร์ควบคุมแบบพีโอดีด้วยวิธีกลุ่มอนุภาค

5.2 ตัวควบคุมระบบไม่เป็นเชิงเส้น

ระบบไม่เป็นเชิงเส้นมีความซับซ้อนแต่สามารถอธิบายพฤติกรรมโดยธรรมชาติของระบบทั่วไปได้ ถูกต้องกว่าระบบที่เป็นเชิงเส้น เนื่องจากระบบที่ไม่เป็นเชิงเส้นเมื่อถูกประมาณให้เป็นเชิงเส้นจะมีความถูกต้องในช่วงการทำงานหนึ่งที่พิจารณาเท่านั้น รวมทั้งบางระบบยังไม่สามารถประมาณให้อยู่ใน รูปเชิงเส้นได้ และบางระบบอาจมีความไม่แน่นอนของตัวแปรประกอบอยู่ด้วย นอกจากนี้จากระบบ ไม่เชิงเส้นยังมีคุณสมบัติที่แตกต่างไปจากระบบเชิงเส้นหลายประการ [49] เช่น ระบบเชิงเส้นมีจุด

สมดุล (Equilibrium point) เพียงจุดเดียว ในขณะที่ระบบไม่เป็นเชิงเส้นอาจจะมีจุดสมดุลมากกว่า เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานี้เท่านั้น เมื่อผู้ผู้ใดเห็นาเบใช้ประโยชน์จากการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หนึ่งจุด หรืออาจไม่มีเลยนอกจากนี้แล้ว ระบบไม่เชิงเส้นเป็นระบบที่ไม่สามารถวิเคราะห์เสถียรภาพได้จากตำแหน่งของโพล ดังเช่นระบบเชิงเส้น แต่มีวิธีวิเคราะห์ที่อยู่หลายวิธีด้วยกัน แต่ในที่นี้จะนำเสนอเพียงการวิเคราะห์เสถียรภาพแบบลาปูนอฟ เท่านั้น [50]

5.2.1 การวิเคราะห์เสถียรภาพแบบลาปูนอฟ

5.2.1.1 วิธีทางอ้อมของลาปูนอฟ

วิธีทางอ้อมของลาปูนอฟ เป็นวิธีวิเคราะห์เสถียรภาพของระบบไม่เชิงเส้น

$$\dot{X} = f(x) \quad (5.3)$$

ในบริเวณใกล้ ๆ กับจุดสมดุล (ในที่นี้สมมุติว่า $x=0$ เป็นจุดสมดุล) โดยการประมาณระบบให้เป็นระบบเชิงเส้น

$$\dot{X} = Ax \quad (5.4)$$

โดยกำหนดให้

x คือ เวกเตอร์สถานะของระบบ

$f(x)$ คือ ฟังก์ชันที่ไม่สามารถหาอนุพันธ์ได้อย่างต่อเนื่อง

$$A = \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{x=0} \text{ คือเมตริกค่าคงที่}$$

ซึ่งวิธีทางอ้อมของลาปูนอฟสามารถวิเคราะห์เสถียรภาพของระบบจากระบบที่ประมาณเป็นเชิงเส้นได้ดังต่อไปนี้

1. ถ้าระบบที่ถูกประมาณเป็นเชิงเส้นนั้นมีเสถียรภาพ จุดสมดุลของระบบไม่เป็นเชิงเส้นนั้น จะมีเสถียรภาพ
2. ถ้าระบบที่ถูกประมาณเป็นเชิงเส้นนั้นไม่เสถียรภาพ จุดสมดุลของระบบไม่เป็นเชิงเส้นนั้นจะไม่เสถียรภาพ
3. ถ้าระบบที่ถูกประมาณเป็นเชิงเส้นมีเสถียรภาพแบบของ (Marginally stable) จะไม่สามารถสรุปเสถียรภาพของจุดสมดุลของระบบไม่เป็นเชิงเส้นนั้นได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากเงื่อนไขดังกล่าวจะเห็นว่าวิธีทางอ้อมของลาปูนอฟไม่สามารถวิเคราะห์เสถียรภาพของระบบไม่เชิงเส้นในบางกรณี นอกจากนั้นยังไม่สามารถบอกได้ว่าเสถียรภาพของระบบจะอยู่ในช่วงที่กว้างหรือแคบที่บริเวณรอบจุดสมมูลนั้น

5.2.1.2 วิธีทางตรงของลาปูนอฟ

วิธีทางตรงของลาปูนอฟเป็นวิธีการวิเคราะห์เสถียรภาพของระบบไม่เป็นเชิงเส้นโดยตรงโดยไม่ต้องทำการประมาณระบบเป็นเชิงเส้นมาก่อน โดยใช้หลักการวิเคราะห์ฟังก์ชัน $V: D \subset \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$ ที่เป็นฟังก์ชันที่สามารถหาอนุพันธ์ได้อย่างต่อเนื่อง (Continuously differentiable function) ซึ่งโดเมนประกอบด้วยจุดสมมูล โดยในที่นี้สมมุติว่า $x = 0$ เป็นจุดสมมูล ฟังก์ชัน V จะถูกเรียกว่าเป็นลาปูนอฟฟังก์ชัน เมื่อเป็นไปตามเงื่อนไขต่อไปนี้

$$V(0) = 0, V(x) > 0, \forall x \in D \setminus \{0\} \quad (5.5)$$

$$V(x) \leq 0 \text{ of } D \quad (5.6)$$

ซึ่งวิธีทางตรงของลาปูนอฟสามารถวิเคราะห์เสถียรภาพของระบบที่ไม่เป็นเชิงเส้นได้ โดยถ้าระบบมีลาปูนอฟฟังก์ชัน ระบบจะมีเสถียรภาพ และในการเลือกลาปูนอฟฟังก์ชันเพื่อตรวจสอบเสถียรภาพของระบบ ในแต่ละระบบจะใช้ฟังก์ชันที่แตกต่างกันออกไป ซึ่งมีวิธีที่ใช้ในการหาลาปูนอฟฟังก์ชันหลายวิธี เช่น Variable gradient method แต่จะไม่กล่าวถึงในที่นี้ โดยทั่วไปจะใช้วิธีเลือกลาปูนอฟฟังก์ชันจากประสบการณ์หรือการลองผิดลองถูก (Trial and Error)

5.2.2 การออกแบบตัวควบคุมแบบแบคสเตปปีง

วิธีการวิเคราะห์เสถียรภาพของลาปูนอฟไม่ได้เป็นเพียงวิธีการวิเคราะห์ที่มีประสิทธิภาพเท่านั้น แต่ยังสามารถใช้เป็นเครื่องมือในการออกแบบกฎการควบคุมได้ หลักการทั่วไปมีอยู่สองลักษณะด้วยกัน โดยหลักการแรกจะเป็นการเลือกกฎการควบคุมจากสมมติฐาน จากนั้นหาลาปูนอฟฟังก์ชันเพื่ออธิบาย และสนับสนุนตัวควบคุมที่เลือก

หลักการที่สองจะเป็นในลักษณะตรงข้ามคือ เริ่มต้นจากการเลือกตัวแทนค่าลาปูนอฟฟังก์ชัน (Lapunov candidate) ที่มีคุณสมบัติตามสมการ (5.5) จากนั้นออกแบบกฎการควบคุมที่สามารถทำให้ค่าลาปูนอฟฟังก์ชันเป็นลาปูนอฟฟังก์ชันซึ่งมีคุณสมบัติตามสมการ (5.6) ซึ่งวิธีการควบคุมที่ใช้พื้นฐานวิธีลาปูนอฟมีหลายวิธี อาทิเช่น Lyapunov redesign, Sliding control และ Backstepping control เป็นต้น

โดยในที่นี้จะกล่าวถึงเพียงวิธีการออกแบบตัวควบคุมแบบแบริคสเตปปีง ซึ่งหลักการโดยทั่วไปจะเป็นการออกแบบกฎการควบคุมของสถานะย่อย และเรียกตัวควบคุมของสถานะย่อยว่าตัวควบคุมเสมือน (Virtual control law)

โดยเป้าหมายในการเลือกตัวควบคุมนั้นต้องทำให้อนุพันธ์ของว่าที่ลาพูนอฟฟังก์ชันที่กำหนดสอดคล้องกับสมการ (5.5) จากนั้นกำหนดว่าที่ลาพูนอฟฟังก์ชันใหม่ในสถานะถัดไป

โดยว่าที่ลาพูนอฟฟังก์ชันที่กำหนดต้องประกอบด้วยลาพูนอฟฟังก์ชันที่กำหนดไว้ในสถานะก่อนหน้า และทำซ้ำจนกว่าจะถึงสถานะที่มีอินพุตจริงของระบบปรากฏอยู่ จะเรียกกฎการควบคุมสุดท้ายว่า ตัวควบคุมจริง และตัวควบคุมทั้งหมดจะต้องทำให้อนุพันธ์ ของลาพูนอฟฟังก์ชันลำดับสุดท้ายนี้มีค่าน้อยกว่าศูนย์ตามสมการที่ (5.6) ลาพูนอฟฟังก์ชันลำดับสุดท้ายจะเป็นฟังก์ชันจริงของระบบซึ่งกฎการควบคุมที่ได้จะยืนยันเสถียรภาพของระบบควบคุมได้ สำหรับพื้นฐานและรายละเอียดของการออกแบบตัวควบคุมแบบแบริคสเตปปีงได้อธิบายไว้โดย [51-52] ในที่นี้จะยกตัวอย่างการออกแบบระบบซึ่งมีสมการสถานะ ดังนี้

5.3 การออกแบบตัวควบคุมแบริคสเตปปีงสำหรับระบบอิเล็กทรอนิกส์

การออกแบบตัวควบคุมแบบแบริคสเตปปีงสำหรับระบบอิเล็กทรอนิกส์[53-54] ในงานวิจัยนี้จะใช้เทคนิคของลาพูนอฟฟังก์ชัน ซึ่งสามารถประยุกต์ใช้งานได้โดยตรงกับระบบไม่เชิงเส้นในรูปแบบสมการของสถานะป้อนกลับ ซึ่งการออกแบบตัวควบคุมนี้ได้ถูกพัฒนาต่อจากสมการที่ (3.21) โดยเริ่มต้นจากการกำหนดค่าความผิดพลาด Z_i ของแต่ละสถานะนั้นคือ X_1, X_2 และ X_3 ตามลำดับ

$$Z_i = X_i - X_{id} \quad (5.47)$$

เมื่อ $i = 1, 2, 3$ คือลำดับของค่าความผิดพลาดแต่ละสมการสถานะที่กำหนด, X_i คือ ฟังก์ชันอ้างอิง, X_{id} สัญญาณควบคุมเสมือน ซึ่งการออกแบบตัวควบคุมมีลำดับดังต่อไปนี้

ขั้นที่ 1 กำหนดให้ X_2 คือ สัญญาณควบคุมเสมือน ดังนั้นค่าความผิดพลาดถูกกำหนดให้เป็น

$$Z_1 = X_1 - X_{1d} \quad (5.48)$$

หลังจากนั้นทำอนุพันธ์เทียบเวลาเพื่อติดตามผลของค่าความผิดพลาดจะได้

$$\dot{Z}_1 = \dot{X}_1 - \dot{X}_{1d} = X_2 - \dot{X}_{1d} \quad (5.49)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พิจารณาสมการลาปูนอฟจะได้ของสมการสถานะที่ 1

$$V_1(x_1) = \frac{1}{2} z_1^2 \quad (5.50)$$

และลาปูนอฟฟังก์ชันคือ

$$\dot{V}_1 = z_1 \dot{z}_1 = z_1 (x_2 - \dot{x}_{1d}) \quad (5.51)$$

ค่าสัญญาณควบคุมเสมือนสำหรับระบบถูกกำหนดให้เป็นดังนี้

$$x_2 = x_{2d} = \dot{x}_{1d} - k_1 z_1, k_1 > 0 \quad (5.52)$$

หาค่าอนุพันธ์ของลาปูนอฟฟังก์ชัน

$$\dot{V}_1 = z_1 (\dot{x}_{1d} - k_1 z_1 - \dot{x}_{1d}) = -k_1 z_1^2 < 0 \quad (5.53)$$

ขั้นที่ 2 กำหนดให้ x_3 คือค่าอินพุตควบคุมเสมือนจะได้ระบบติดตามค่าความผิดพลาดดังนี้

$$z_2 = x_2 - x_{2d} \quad (5.54)$$

หลังจากนั้นหาค่าอนุพันธ์เทียบกับเวลาและคำนวณจะได้

$$\dot{z}_2 = \dot{x}_2 - \dot{x}_{2d} = -\psi_2 x_1 - \psi_2 x_2 + \psi_2 x_3 - \dot{x}_{2d} \quad (5.55)$$

พิจารณาลาปูนอฟฟังก์ชันครั้งที่สอง

$$V_2(x_1, x_2) = V_1(x_1) + \frac{1}{2} z_2^2 \quad (5.56)$$

และลาปูนอฟฟังก์ชันของสถานะที่สองคือ

$$\dot{V}_2 = -k_1 e_1^2 + z_2 \dot{z}_2 = -k_1 e_1^2 + z_2 (\psi_2 x_1 - \psi_1 x_2 - \psi_2 x_3 - \dot{x}_{2d}) \quad (5.57)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สัญญาณควบคุมเสมือนของระบบถูกกำหนดให้เป็น

$$x_3 = x_{3d} = \frac{1}{g_2}(\psi_2 x_1 + \psi_1 x_2 - \psi_2 x_3 + \dot{x}_{2d} - k_2 z_2), k_2 > 0 \text{ and } \psi_2 \neq 0 \quad (5.58)$$

และลาพูนอฟฟังก์ชัน

$$\dot{V}_2 = -k_1 z_1^2 - k_2 z_2^2 < 0 \quad (5.59)$$

ขั้นที่ 3 การรวมฟังก์ชันย่อยของลาพูนอฟ เพื่อติดตามค่าความผิดพลาดของฟังก์ชัน

$$z_3 = x_3 - x_{3d} \quad (5.60)$$

หาค่าอนุพันธ์ที่ได้เทียบกับเวลาจะได้

$$\dot{z}_3 = \dot{x}_3 - \dot{x}_{3d} = \varphi_1(x_1)x_2 + \varphi_2(x_1)u - \dot{x}_{3d} \quad (5.61)$$

พิจารณาลาพูนอฟฟังก์ชันทั้งสามสถานะ

$$V_3(x_1, x_2, x_3) = V_2(x_1, x_2) + \frac{1}{2}z_3^2 \quad (5.62)$$

และค่าลาพูนอฟฟังก์ชันจริงของระบบ

$$\dot{V}_3 = -k_1 z_1^2 - k_2 z_2^2 + z_3 \dot{z}_3 \quad (5.63)$$

$$= -k_1 z_1^2 - k_2 z_2^2 + z_3 (-\varphi_1(x_1)x_2) + \varphi_1(x_1)u - \dot{x}_{3d}$$

เมื่อ $k_3 > 0$ และ $\varphi_2(x_1) \neq 0$. ดังนั้นค่าลาพูนอฟฟังก์ชันจริงคือ

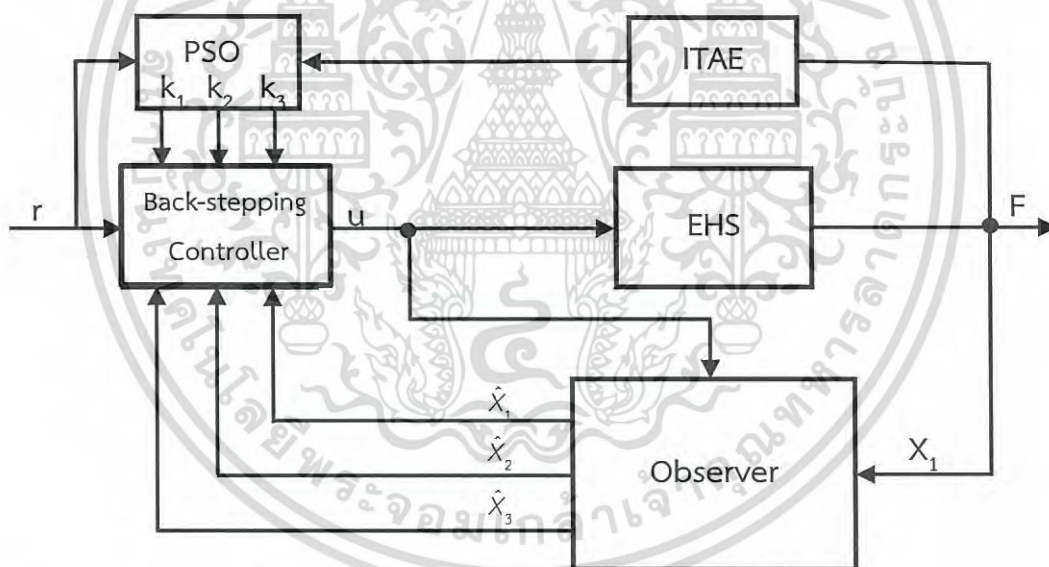
$$\dot{V}_3 = -k_1 z_1^2 - k_2 z_2^2 - k_3 z_3^2 < 0 \quad (5.64)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และค่าสัญญาณควบคุมเสมือนของระบบจะกำหนดได้เป็นดังสมการ (5.65)

$$u = \frac{1}{\varphi_2(x_1)}(\varphi_1(x_1)x_2 + \dot{x}_{3d} - k_3z_3) \quad (5.65)$$

จากสมการที่ (5.65) จะถูกเรียกว่า กฎของสมการควบคุม ซึ่งสร้างมาจากการสังเกตค่าความเสถียรภาพระบบของลาปูนอฟ แต่ สิ่งที่สำคัญไม่น้อยไปกว่าการสร้างสมการก็คือการค้นหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของค่าพารามิเตอร์ควบคุม K_1 , K_2 , และ K_3 ซึ่งในงานวิจัยนี้จะใช้หลักการค้นหาที่เหมาะสมของวิธีกลุ่มอนุภาค เพื่อให้ได้ค่าเปรียบเทียบเป็นไปในทิศทางเดียวกัน ค่าพารามิเตอร์เริ่มต้นจะเหมือนกันกับการค้นหาของตัวควบคุมแบบพีไอดี และยิ่งไปกว่านั้น ในกรณีของการเปรียบเทียบระหว่างการวัดค่าสถานะจริงจากตัวตรวจวัด และการประมาณค่าสถานะ ก็จะใช้พารามิเตอร์เริ่มต้นของการค้นหาเดิม แผนผังวิธีการควบคุมของตัวควบคุมแบ็คสแตปป์แสดงไว้ในรูปที่ 5.4



รูปที่ 5.4 แผนผังวิธีการค้นหาค่าพารามิเตอร์ควบคุมแบ็คสแตปป์ที่เหมาะสมโดยใช้วิธีกลุ่มอนุภาค

บทที่ 6

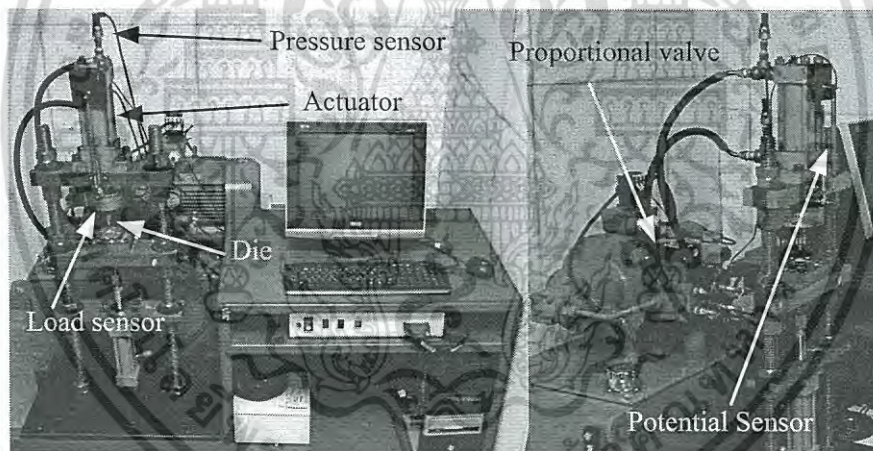
อุปกรณ์และการทดลอง

ในบทนี้จะกล่าวถึงอุปกรณ์ระบบอิเล็กทรอนิกส์ที่ประกอบขึ้นเพื่อใช้ในการทดลอง ในชั้นส่วนในแต่ละชั้น จะมีคุณลักษณะเฉพาะทางกายภาพ ซึ่งได้ผ่านการวิเคราะห์แบบจำลองทางคณิตศาสตร์มาแล้ว เพื่อเปรียบเทียบระหว่างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับพฤติกรรมการทำงานจริงของระบบ รวมถึงประสิทธิภาพของระบบจึงจำเป็นต้องอธิบายส่วนประกอบของระบบดังต่อไปนี้

6.1 ชุดทดสอบ

6.1.1 ระบบชุดทดลอง

รูปที่ 6.1 แสดงให้เห็นถึงอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองโดยรวม ซึ่งประกอบไปด้วย ชุดต้นกำลัง, วาล์วควบคุมการไหลแบบสัดส่วน, ลูกสูบไฮดรอลิก, อุปกรณ์ตรวจวัดระยะทางการเคลื่อนที่ของลูกสูบ, อุปกรณ์ตรวจวัดแรงดันของระบบ, การ์ดติดต่อสื่อสาร, คอมพิวเตอร์ควบคุม



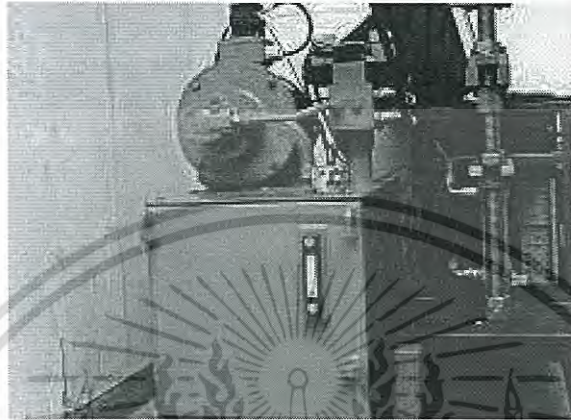
รูปที่ 6.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

6.2 ส่วนประกอบของอุปกรณ์การทดลอง

6.2.1 ชุดต้นกำลัง

ชุดต้นกำลังเพื่อใช้ในการสร้างอัตราการไหลให้กับน้ำมันไฮดรอลิกแสดงให้เห็นใน รูปที่ 6.2 โดยมีต้นกำลังขับเคลื่อนจาก ปริมาตรการไหลต่อรอบของเฟืองบีมคือ 1.81 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อรอบที่ปริมาตรคงที่ โดยใช้ปั๊มชนิดเฟืองนอก (External gear pump) ประกอบด้วยเฟืองที่มีฟันด้านนอก ขบกันคู่หนึ่ง สวมพอดีอยู่ในเสื้อปั๊ม (Pump body or Pump housing) เฟืองตัวหนึ่งจะยึดติดกับเพลลาที่ต่อเข้ากับแกนเพลลาของมอเตอร์ไฟฟ้าเอซี 3 เฟส 380 โวลต์ความเร็วรอบในการหมุนสูงสุด 1450 รอบต่อนาที เพลลานั้นจะมีเบร็งหรือบูช (Bearing or Bushing) รองรับกับเสื้อปั๊ม ส่วนเฟืองอีกตัว เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไมอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

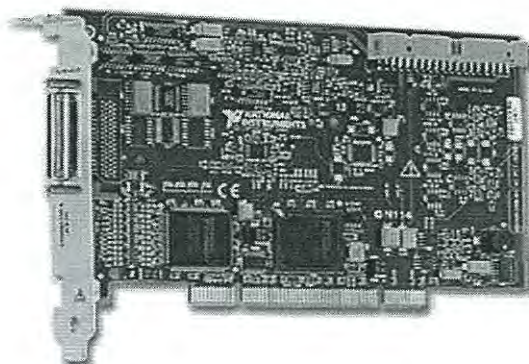
หนึ่งก็จะติดกับเพลลาซึ่งหมุนได้อิสระ โดยจะมีแบริ่งหรือบุชรองรับกับเสื้อปั๊ม โดยที่เสื้อปั๊มจะมีทางน้ำมันไฮดรอลิกเข้าและทางน้ำมันไฮดรอลิกออก ในการทดสอบในครั้งนี้จะใช้น้ำมันไฮดรอลิกยี่ห้อ AW68 ในการส่งถ่ายกำลังภายในระบบ และสามารถสร้างอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกคือ 3.16×10^{-4} ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที ที่ความเร็วรอบสูงสุด



รูปที่ 6.2 ชุดต้นกำลัง

6.2.2 การ์ดติดต่อสื่อสาร

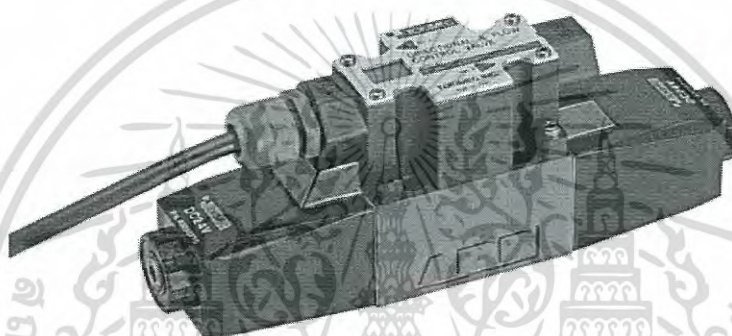
การติดต่อสื่อสารระหว่างตัวตรวจวัดคุณสมบัติทางกายภาพจะอยู่ในรูปแบบอนาล็อก โดยค่าที่ส่งผ่านเข้าไปยังคอมพิวเตอร์เพื่อคำนวณค่าการสั่งงานด้านขาเข้าจะประกอบไปด้วย ค่าสัญญาณของแรงกดอัดของกระบอกสูบ, ค่าความดันที่ห้องหัวลูกสูบ, ค่าความดันที่ห้องก้านสูบ, ค่าระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบ และ อัตราการไหลของของไหล รวมถึงค่าการสั่งงานทางด้านออกไปยังวาล์วควบคุมอัตราการไหลแบบสัดส่วนด้วย ในงานวิจัยครั้งนี้การติดต่อสื่อสารระหว่างคอมพิวเตอร์จะใช้การ์ดติดต่อสื่อสารของ National Instrument - DAQmx รุ่น PCI - 6221 (37 - pin) ซึ่งแสดงไว้ในรูปที่ 6.3 ค่าความละเอียดในการอ่าน 16 bit ที่ความเร็ว 833 ks/s จำนวนค่าอนาล็อกขาเข้า 16 ช่อง และ อนาล็อกขาออก 2 ช่อง และยังสามารถอ่านและเขียนค่าดิจิทัลได้ทั้งหมด 24 ช่อง ขอบเขตในการอ่านค่าแบบอนาล็อกที่ ± 10 โวลต์



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการ **รูปที่ 6.3** การ์ดติดต่อสื่อสาร. อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2.3 วาล์วควบคุมอัตราการไหลแบบสัดส่วน

เนื่องจากการควบคุมการเคลื่อนที่จำเป็นจะต้องควบคุมได้แบบต่อเนื่อง และสามารถปรับอัตราการไหลของของไหลได้ด้วย วาล์วควบคุมอัตราการไหลแบบสัดส่วน รุ่น COM-3-2C-30-CH-11 ผลิตโดยบริษัท Tokyo Keiki Inc จึงถูกนำมาใช้งานแสดงให้เห็นดังรูปที่ 6.4 การทำงานของวาล์วถูกควบคุมด้วยไฟฟ้ากระแสตรง ± 10 โวลต์ซึ่งสามารถสั่งงานได้โดยตรงกับการ์ดติดต่อสื่อสาร วาล์วสามารถควบคุมอัตราการไหลได้ในช่วง 0-30 ลิตรต่อนาที โดยกำหนดความดันที่ 13.7 MPa ความเร็วในการการตอบสนองต่อการสั่งงานที่ 50 มิลิวินาที และ อัตราความเร่งและหน่วงของแกนวาล์วไปยังค่าที่ต้องการอยู่ที่ 10 มิลิวินาที



รูปที่ 6.4 วาล์วควบคุมอัตราการไหล

6.2.4 ลูกสูบไฮดรอลิก

ลูกสูบไฮดรอลิกที่ใช้ในการทดลองเป็นแบบลูกสูบเดี่ยว ดังแสดงในรูปที่ 6.5 ซึ่งมีขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางของกระบอกสูบด้านหัวลูกสูบ 63 มิลลิเมตร เส้นผ่านศูนย์กลางด้านก้านสูบอยู่ที่ 27 มิลลิเมตร และ ระยะชักของก้านสูบคือ 100 มิลลิเมตร

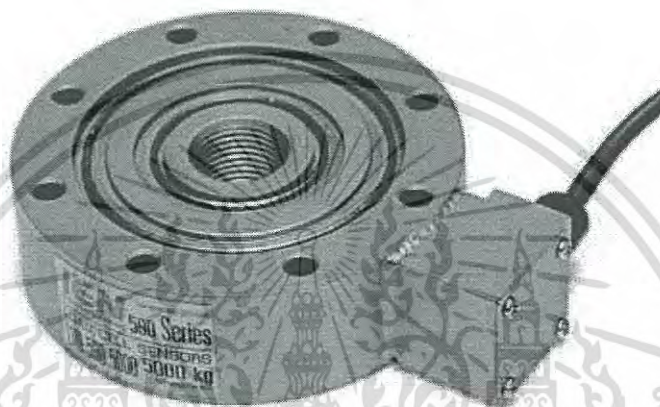


รูปที่ 6.5 กระบอกสูบไฮดรอลิก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2.5 ตัวตรวจวัดสัญญาณแรงกด

เนื่องจากขอบเขตของการกดอัดที่สนใจ จะทดลองไม่เกิน 5000 กิโลกรัมแรง จึงได้เลือกตัวตรวจวัดสัญญาณแรงกดอัดที่แสดงในรูปแบบที่ 6.6 รุ่น LTM-590 Series โหลดเซลล์รุ่นนี้จะแสดงค่าความสัมพันธ์ของแรงกดอัดกับค่าแรงดันไฟฟ้ากระแสตรงอยู่ในช่วง 0 – 10 โวลต์ ซึ่งสามารถต่อได้โดยตรงกับการติดต่อสื่อสาร มีค่าความไวของตัวตรวจวัดอยู่ที่ $\pm 0.0017\%$ Sn เมื่อเปรียบเทียบกับค่าความผิดพลาด.



รูปที่ 6.6 ตัวตรวจวัดสัญญาณของแรง

6.2.6 ตัวตรวจวัดระยะการเคลื่อนที่

เนื่องจากระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบมีผลโดยตรงกับแรงที่ถูกสร้างขึ้นโดยระบบไฮดรอลิก ดังนั้นจึงได้มีการตรวจวัดระยะการเคลื่อนที่ดังกล่าว โดยใช้ตัวตรวจวัดแบบ Penny Giles รุ่น SLS – 130 ดังแสดงในรูปแบบที่ 6.7 ซึ่งมีระยะการวัดได้สูงสุดที่ 125 มิลลิเมตร ค่าแรงดันขาออกเมื่อเทียบกับระยะมีค่า 0 ถึง 10 VDC ซึ่งสามารถต่อได้โดยตรงกับการติดต่อสื่อสาร ไฟเลี้ยงระบบสูงสุดมีค่า 24 VDC และค่าความผิดพลาดของการอ่านอยู่ที่ $\pm 0.25\%$ เทียบกับค่าความผิดพลาด



รูปที่ 6.7 ตัวตรวจวัดสัญญาณระยะทาง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาก่อนเท่านั้น เมื่อนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2.7 ตัวตรวจวัดแรงดันสูงของของไหล

เนื่องจากระบบไฮดรอลิกจะทำงานในสภาวะความดันสูง โดยตัวแปรหลักที่น่าสนใจก็คือค่าความดันภายในท่อ ข้อต่อ และ จุดต่าง ๆ ของระบบ เนื่องจากภายในระบบจำเป็นต้องรักษาระดับแรงดันให้เป็นไปตามที่กำหนด ผลกระทบคือ ก่อให้เกิดการรั่วไหลและมีความร้อนที่สูงด้วย ตัวตรวจวัดความดันที่ถูกนำมาใช้งานแสดงในรูปที่ 6.8 ซึ่งเป็นยี่ห้อ Duplomatic PTH - 400/20E0 - K10 สามารถอ่านค่าแรงดันได้สูงสุดอยู่ที่ 400 บาร์ และ ให้ค่าแรงดันขาออกเพื่อนำไปต่อกับการ์ดติดต่อสื่อสารและขับตัววาล์วควบคุมการไหล มีแรงเคลื่อนอยู่ที่ 0 ถึง 10 โวลต์และค่าความละเอียดคือ $0.5\%P_N$.



รูปที่ 6.8 ตัวตรวจวัดสัญญาณความดัน

6.2.8 ตัวตรวจวัดอัตราการไหล

อัตราการไหลเป็นตัวแปรที่สำคัญเพราะการโอนถ่ายความดันที่เกิดขึ้นคือการส่งถ่ายแรงดันไปยังตำแหน่งที่ต้องการ แล้วใช้ความได้เปรียบเชิงกลเปรียบเพื่อเปลี่ยนเป็นแรงที่ช่วยให้เกิดการเคลื่อนที่ ดังนั้น การวัดอัตราการไหลในครั้งนี้จึงเลือกใช้ตัวตรวจวัดอัตราการไหลยี่ห้อ SFI - 800 - 1/2 - A712 ดังแสดงในรูปที่ 6.9 โดยมีคุณสมบัติในการวัดค่าแรงดันสูงสุดที่ 150 psi ใช้แรงเคลื่อนไฟฟ้า 8 ถึง 28 VDC เพื่อเป็นไฟเลี้ยงระบบ ความถี่สัญญาณขาออกอยู่ที่ 0 ถึง 100 Hz ให้สัญญาณขาออกอยู่ในช่วง 1 ถึง 10 VDC ค่าความละเอียดอยู่ที่ $\pm 5\%$ ของ F.S



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับรูปที่ 6.9 ตัวตรวจวัดอัตราการไหล กรุณาให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

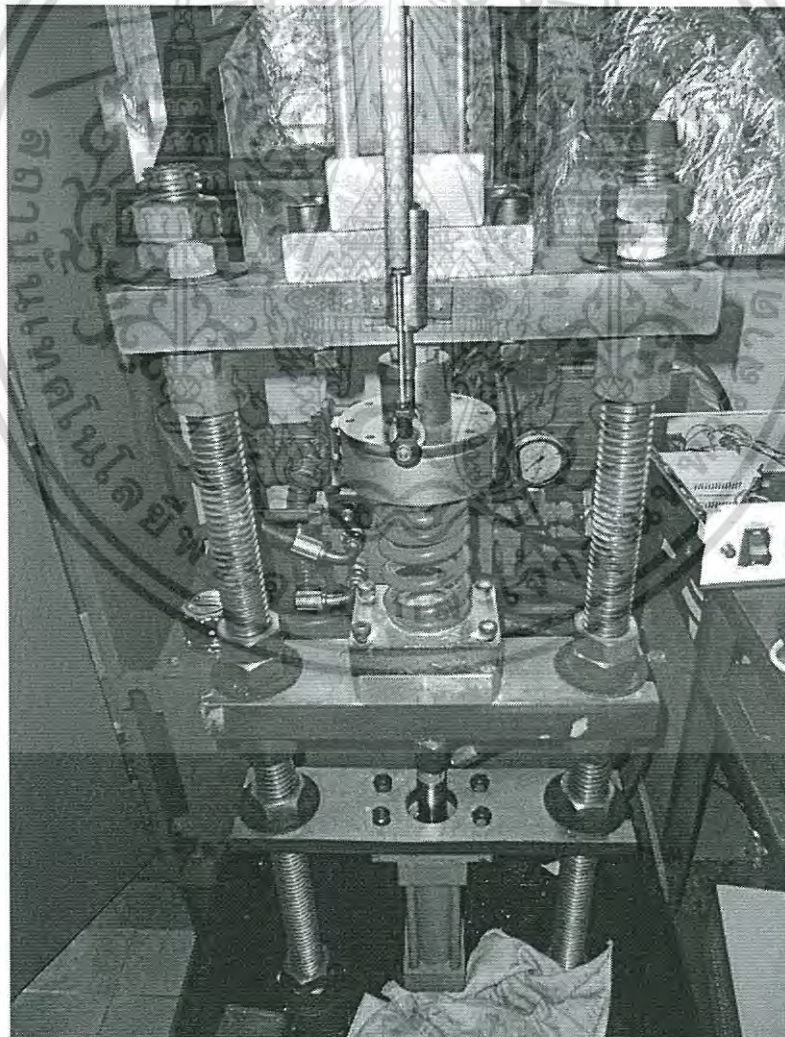
6.2.9 คอล์ยสปริง

คอล์ยสปริงเป็นตัวรับแรงกดอัดจากก้านสูบ เพื่อเก็บสะสมพลังงานจากการเคลื่อนที่และแรงกดอัดที่เกิดขึ้นดังแสดงในรูปที่ 6.10



รูปที่ 6.10 คอล์ยสปริง

6.3 วิธีการทดลอง

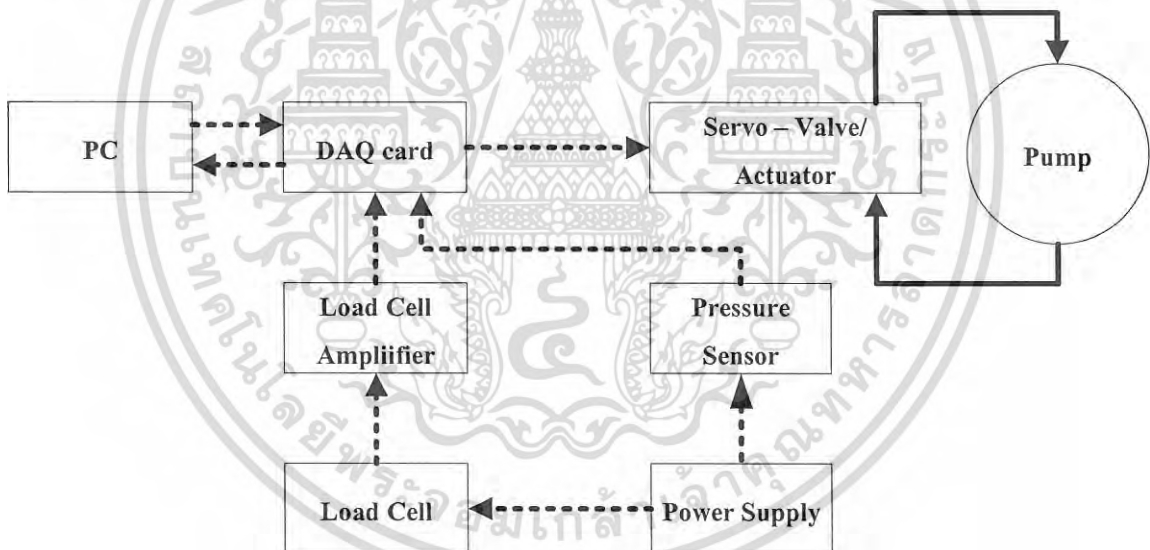


รูปที่ 6.11 การติดตั้งสปริงเพื่อรองรับแรงกดอัดจากลูกสูบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คุณสมบัติของชิ้นส่วนต่าง ๆ ของระบบไฮดรอลิกที่ใช้ในการทดลองได้กล่าวไปในข้างต้นแล้ว รูปที่ 6.11 แสดงถึงการติดตั้งคอยล์สปริงกับกระบอกสูบ โดยแรงที่เกิดขึ้นสามารถนำไปประยุกต์ใช้ งานกับงานอื่น ๆ ได้หลากหลาย แต่จำเป็นที่จะต้องมีความเที่ยงตรง และ รวดเร็ว ดังนั้น จึงจำเป็นที่ จะต้องสร้างโปรแกรมเพื่อการควบคุมที่สามารถตอบสนองตามที่ได้กำหนด แรงกดอัดที่เกิดขึ้นจาก ระบบไฮดรอลิกนั้นได้มาจาก การเคลื่อนที่ของลูกสูบซึ่งจะมีผลโดยตรงกับการถูกกดอัดของสปริง โดย อาศัยแรงดันที่แตกต่างของห้องหัวลูกสูบกับห้องท้ายสูบ (ΔP) คูณกับพื้นที่หน้าตัดที่แตกต่าง (ΔA) และจะส่งผลให้เกิดแรงสุทธิที่ใช้ในการผลักดันลูกสูบ (F) ให้เคลื่อนที่ ซึ่งถือได้ว่าเป็นเป็นหลักการนำ แรงที่เกิดจากระบบไฮดรอลิกไปประยุกต์ใช้งานในรูปแบบต่าง ๆ ได้

จากรูปที่ 6.12 แสดงถึงแผนผังการทำงานของชุดทดลอง ในงานวิจัยนี้จะพิจารณาแรงกดอัด ที่เกิดขึ้นจากคอยล์สปริงเป็นหลัก การควบคุมแรงกดอัดที่เกิดขึ้นนี้จะถูกควบคุมโดยวาล์วควบคุม อัตราการไหลแบบสัดส่วน โดยคำสั่งของสัญญาณควบคุมที่ส่งมาจากคอมพิวเตอร์จะถูกคำนวณโดยตัว



รูปที่ 6.12 แผนผังการทำงานของชุดทดลอง

ควบคุมแบบพีไอดี, พีไอ และ แบริคสเต็มป์ปิ้ง เพื่อเปรียบเทียบค่าการตอบสนองของทั้งสองระบบ รวมถึงกรณีการเปรียบเทียบระหว่างการวัดค่าจริงกับการประมาณการค่าสถานะของระบบโดยมีการ ใช้ตัวควบคุมแบบแบริคสเต็มป์ปิ้งเป็นพื้นฐานในการพิจารณาด้วย โดยตัวควบคุมที่ใช้ในการทดลองที่ถูก สร้างขึ้นจะอยู่ในรูปแบบป้อนกลับโดยใช้สัญญาณจากตัวตรวจวัดแรงซึ่งเป็นสัญญาณอนาล็อก โปรแกรมที่ใช้ในการสร้างตัวควบคุมและฟังก์ชันต่าง ๆ จะใช้โปรแกรมแมตแลบซิมมูเลชันซึ่งแสดงไว้ใน เอกสารภาคผนวก ก. ที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 7

ผลการทดลอง

จากอุปกรณ์ที่ได้จัดเตรียมไว้เพื่อใช้ในการทดลองซึ่งได้อธิบายไว้ในบทที่ 6 นั้น เมื่อได้เตรียมพร้อมทั้งการประกอบชิ้นส่วนที่จำเป็น ก็จะนำไปสู่การทดลองดังต่อไปนี้ คือ การทดสอบหาค่าที่เหมาะสมของตัวแปรที่ใช้ในการค้นหาด้วยวิธีกลุ่มอนุภาคประกอบด้วย 3 ตัวแปรหลักที่มีผลต่อการทำงาน เมื่อได้ค่าที่เหมาะสมแล้วหลังจากนั้น จะแบ่งการทดลองเพื่อค้นหาค่าพารามิเตอร์ตัวควบคุมโดยจะแบ่งออกเป็น 2 กรณี คือ กรณีที่ 1 การทดลองค้นหาค่าพารามิเตอร์ที่ดีที่สุดระหว่างตัวควบคุมแบบ พีไอดี พีดี แคมสตีปิ้ง และ กรณีที่ 2 การทดลองค้นหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของการควบคุมแบบแคมสตีปิ้งที่ตรวจวัดค่าจากเซ็นเซอร์โดยตรง กับ การประมาณค่าสถานะโดยใช้การตรวจวัดแรงที่เกิดขึ้นเพียงอย่างเดียว

7.1 การสอบเทียบวาล์วควบคุมอัตราการไหลแบบสัดส่วน

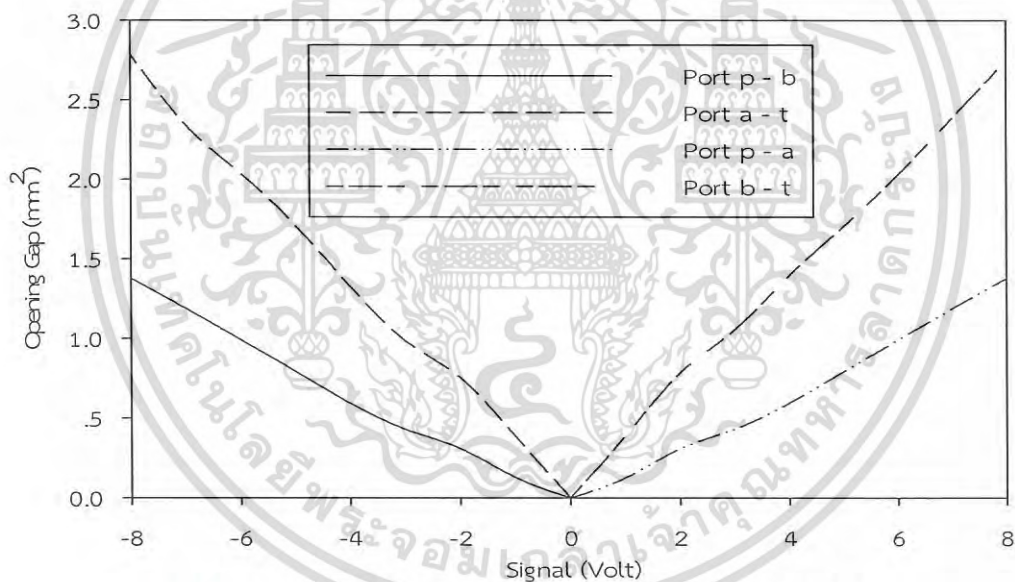
เพื่อเป็นการค้นหาค่าอัตราการขยายของวาล์วควบคุมแบบสัดส่วน (K_v) ซึ่งมีผลต่อการส่งปริมาณของของไหลความดันสูงจากชุดต้นกำลังให้ไหลผ่านไปยังลูกสูบทำงานจึงจำเป็นต้องหาความสัมพันธ์ของความดันไฟฟ้าสั่งงาน V_{in} กับอัตราการไหลที่เกิดขึ้น Q ในส่วนนี้จะใช้หลักการทดลองโดยทำวาล์วมอดูเลชัน กำหนดความดันการใช้งานที่ได้จากชุดต้นกำลังที่ 13.7 MPa โดยความดันสูงจะถูกควบคุมด้วยวาล์วควบคุมอัตราการไหลแบบสัดส่วน และมีความดันตกคร่อมทางด้านท่อความดันสูงประมาณ 11.0 MPa เนื่องจากการเกิดปรากฏการณ์การไหลในท่อของพื้นที่หน้าตัดที่แตกต่างกันระหว่างการไหลจากต้นกำลังไปสู่กระบอกสูบ และ ค่าความดันตกคร่อมด้านความดันต่ำประมาณ 9.0 MPa ซึ่งเกิดจากของไหลที่ไหลจากกระบอกสูบไหลผ่านวาล์วไปยังถังเก็บ ซึ่งแสดงไว้ในตารางที่ 7.1, 7.2 และ ดังรูปที่ 7.1

ตารางที่ 7.1 ผลการสอบเทียบความสัมพันธ์ของความดันไฟฟ้าบวกกับอัตราการไหล

V_{in}	การไหลจากช่องวาล์ว P ไป A			การไหลจากช่องวาล์ว B ไป T		
	Flow rate (mm ³ /s)	ΔP (MPa)	Opening Gap (mm ²)	Flow rate (mm ³ /s)	ΔP (MPa)	Opening Gap (mm ²)
0	0.000	13.647	0.000	0.000	12.835	0.000
1	16584.851	10.260	0.126	48273.082	9.147	0.389
2	40805.781	10.363	0.309	96641.670	9.045	0.784
3	56489.596	10.139	0.433	131599.916	9.266	1.055
4	78103.682	10.244	0.595	171602.395	9.005	1.396
5	103778.878	10.211	0.792	210440.639	9.099	1.703
6	129683.336	10.184	0.992	248042.545	8.913	2.028
7	155233.056	10.165	1.188	294419.334	9.087	2.384
8	180241.015	10.190	1.378	338612.099	9.065	2.745

ตารางที่ 7.2 ผลการสอบเทียบความสัมพันธ์ของความดันไฟฟ้าลบกับอัตราการไหล

V_{in}	การไหลจากช่องวาล์ว P ไป B			การไหลจากช่องวาล์ว A ไป T		
	Flow rate (mm ³ /s)	ΔP (MPa)	Opening Gap (mm ²)	Flow rate (mm ³ /s)	ΔP (MPa)	Opening Gap (mm ²)
0	0.000	13.652	0.000	0.000	13.156	0.000
-1	16584.916	9.947	0.128	47396.333	8.936	0.387
-2	40805.940	10.393	0.309	93333.132	9.113	0.755
-3	56489.817	10.263	0.430	121453.591	9.024	0.987
-4	78103.987	10.321	0.593	163838.029	9.058	1.329
-5	103779.284	10.211	0.793	213535.010	9.298	1.709
-6	129683.843	10.184	0.992	249778.457	8.947	2.039
-7	155233.662	10.165	1.1889	287718.416	8.997	2.342
-8	180241.719	10.190	1.379	343514.387	9.055	2.787



รูปที่ 7.1 ความสัมพันธ์ของช่องเปิดวาล์วกับสัญญาณสั่งทางไฟฟ้า

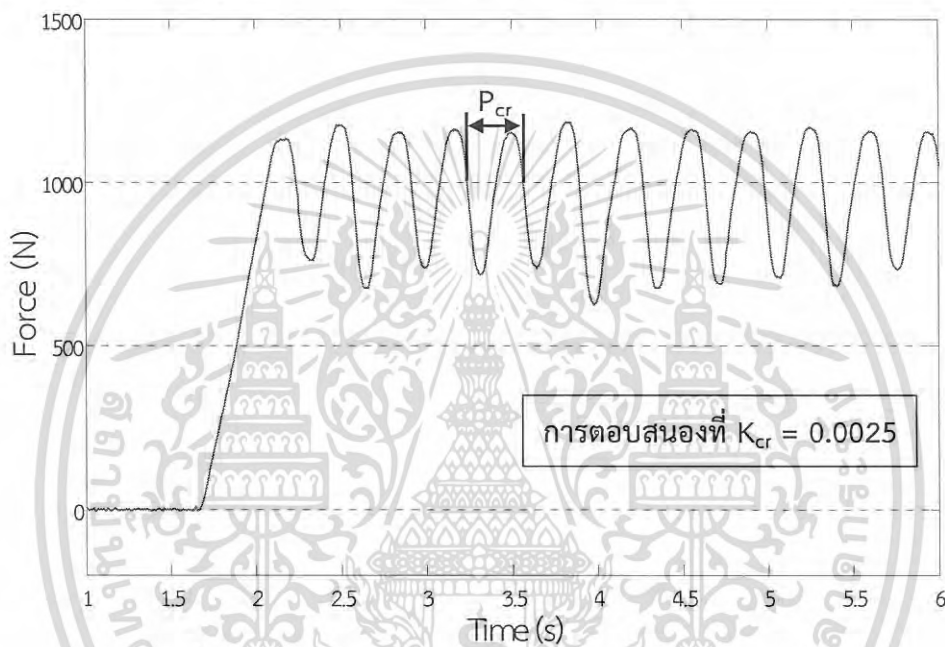
7.2 การค้นหาค่าพารามิเตอร์ควบคุมด้วยวิธีซิงเกอร์นิโคล

ในการค้นหาค่าพารามิเตอร์ของตัวควบคุมจะถูกเปรียบเทียบระหว่างการค้นหาด้วยวิธีลำดับที่สองของซิงเกอร์นิโคล และการค้นหาค่าพารามิเตอร์ที่เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีกลุ่มอนุภาค โดยใช้ในงานวิจัยนี้จะใช้การค้นหาค่าความเหมาะสมของระบบ (Fitness value) เพื่อเป็นการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของการตอบสนองของระบบเมื่อได้รับสัญญาณสั่งงานจากตัวควบคุมแต่ละชนิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

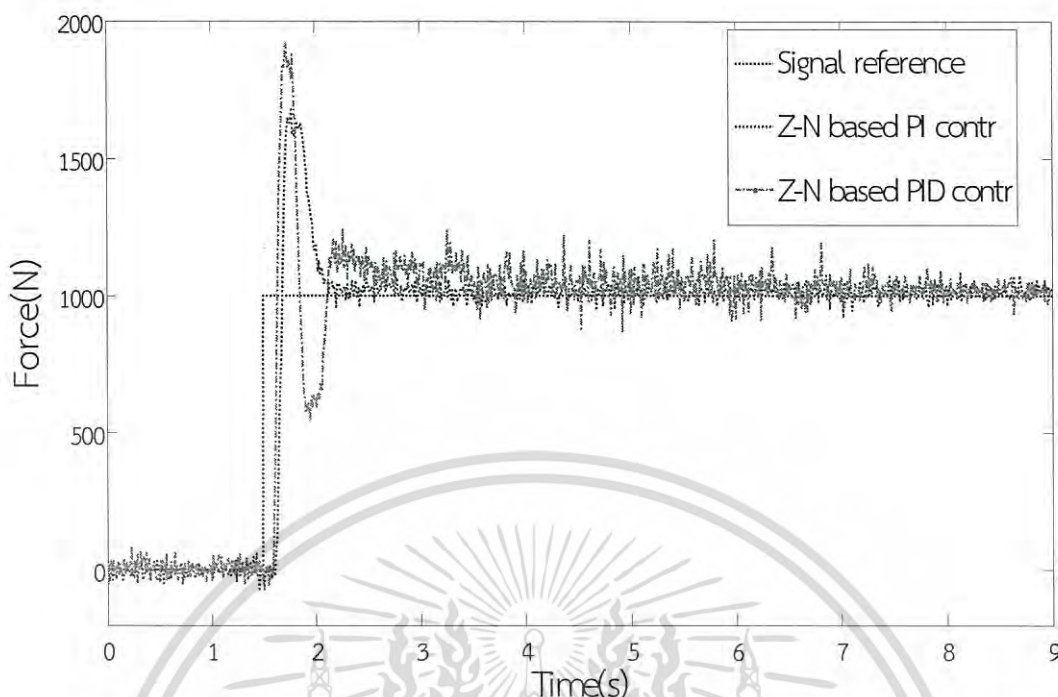
7.2.1 การค้นหาค่าพารามิเตอร์ควบคุมด้วยวิธีลำดับที่สองของซิงเกอร์-นิโคล

ในการค้นหาค่าพารามิเตอร์ของตัวควบคุมแบบพีไอดีของระบบนี้ ได้มีกล่าวถึงรายละเอียดไว้แล้วในหัวข้อ 5.1.6 โดยการทดลองเพื่อค้นหาค่าจะทดสอบโดยใช้จุดสมดุลอ้างอิง (Equilibrium point) ที่ 1000 นิวตัน และ กำหนดให้ค่า K_i และ K_d ให้มีค่าเท่ากับศูนย์ และเพิ่มค่าพารามิเตอร์ตัวควบคุมของ K_p ขึ้นไปจนเกิดการสั่นในรูปแบบวิกฤติ แล้วบันทึกค่าอัตราขยายซึ่งเรียกว่า K_{cr} และ บันทึกค่าคาบเวลาของการสั่น P_{cr} แล้วนำไปหาค่าโดยใช้ตาราง 5.3 จะได้ค่าพารามิเตอร์ของตัวควบคุม พี, พีไอ และ พีไอดี ตามลำดับ



รูปที่ 7.2 การตอบสนองการสั่นแบบวิกฤติของระบบทดสอบ

จากรูปที่ 7.2 แสดงการตอบสนองการสั่นแบบวิกฤติของระบบอิเล็กทรอนิกส์ที่ใช้ในการทดสอบ โดยค่าอัตราขยายที่ทำให้เกิดการสั่นแบบวิกฤติ คือ $K_{cr} = 0.0025$ และ มีค่าคาบเวลาของการสั่น คือ $P_{cr} = 0.35$ วินาที ซึ่งสามารถหาค่าพารามิเตอร์ของตัวควบคุมคือ $K_p = 0.001125$ และ $K_i = 0.003852$ ในตัวควบคุมแบบ พีไอ และ $K_p = 0.00150$, $K_i = 0.0002625$ และ $K_d = 0.000065625$ ในตัวควบคุมแบบ พีไอดี ตามลำดับ เมื่อตรวจสอบค่าความเหมาะสมของการตอบสนองจะได้ 1,436 หน่วย และ 2,425 หน่วย ในการตอบสนองของตัวควบคุมแบบพีไอ และ พีไอดี ตามลำดับ ทั้งนี้ การปรับแก้ค่าพารามิเตอร์ให้มีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นได้โดยการปรับแต่งเพิ่มเติมโดยการเปลี่ยนแปลงค่าต่าง ๆ โดยอ้างอิงจากตารางที่ 5.1 แต่ยังคงต้องใช้เวลามากขึ้นซึ่งเป็นจุดด้อยของการปรับแต่งด้วยวิธีนี้



รูปที่ 7.3 การตอบสนองของระบบที่ใช้การค้นหาค่าด้วยวิธีลำดับที่สองของซิงเกอร์-นิโคล

7.3 ผลกระทบในการปรับแต่งค่าพารามิเตอร์ของวิธีกุ่มอนุภาค

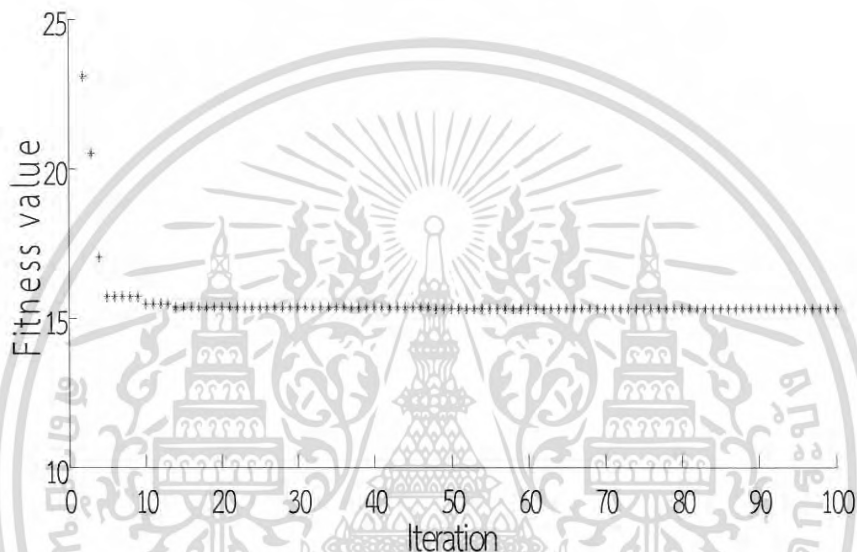
เมื่อใช้หลักการค้นหาค่าที่เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีทางเวียนซ้ำ (Iteration) จะต้องมีการปรับแต่งพารามิเตอร์เพื่อให้การค้นหาลู่เข้าสู่คำตอบที่ดีที่สุด โดยหลักการของการหาค่าด้วยวิธีกุ่มอนุภาคนั้นก็เช่นกัน จำเป็นที่จะต้องมีการปรับแต่งค่าเริ่มต้นก่อนการคำนวณทางคอมพิวเตอร์ จากเนื้อหาที่ได้กล่าวถึงเกี่ยวกับการค้นหาแบบกุ่มอนุภาคไปแล้วในบทที่ 4 ตัวแปรที่มีความสำคัญในสมการที่ (4.2) และ (4.3) คือ ค่าน้ำหนักความเฉื่อย w , ค่าคงที่ความเร่ง c_1, c_2 หรือ ค่าเฟคเตอร์การเรียนรู้ของ, ค่าที่ดีที่สุดของแต่ละอนุภาค P_{best} และ ค่าที่ดีที่สุดของกุ่มอนุภาค G_{best} ตามลำดับ เพื่อเป็นการเรียนรู้และทดสอบค่าที่เหมาะสมของค่าเริ่มต้นก่อนการดำเนินการกับระบบอิเล็กทรอนิกส์-ไฮดรอลิก ทางผู้วิจัยได้ทดสอบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ดังสมการที่ (7.1) และใช้ตัวควบคุมแบบพีไอดีเพื่อควบคุมการตอบสนองของระบบ โดยมีเป้าหมายเพื่อการค้นหาค่าพารามิเตอร์ที่เหมาะสม (K_p, K_i, K_d) และมีการใช้ค่าความเหมาะสมของการตอบสนองของระบบ โดยใช้ฟังก์ชันอินทิกรัลของค่าความผิดพลาดสมบูรณ์คูณด้วยเวลา เพื่อตรวจสอบค่าดังกล่าว ในการทดสอบครั้งนี้จะมีการเปลี่ยนแปลงค่า w, c_1 และ c_2 แล้วตรวจสอบค่าการลู่เข้าสู่คำตอบของแต่ละอนุภาค

$$G(s) = \frac{5}{s^4 + 3s^3 + 7s^2 + 5s} \quad (7.1)$$

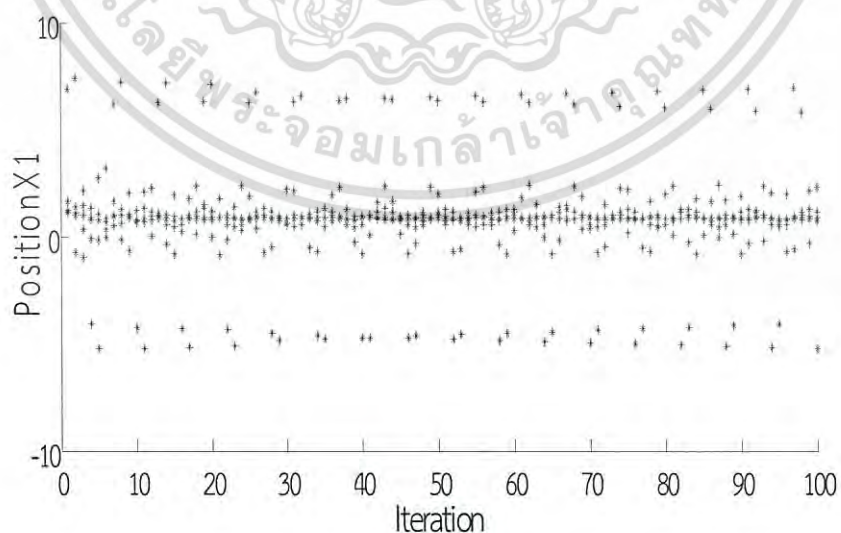
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณีนี้ 1 ทดสอบโดยใช้ค่าเริ่มต้น คือ $c_1=1$, $c_2=1$ และ $w=1$

จากผลการทดสอบ สามารถหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของกลุ่มอนุภาคทั้งหมดคือ 15.31 แต่ลักษณะการลู่เข้าหาคำตอบของตำแหน่งที่ 1 (K_p) จะมีลักษณะของการฟุ้งกระจายดังแสดงในรูปที่ 7.4 ไม่สามารถระบุได้ค่าถึงคำตอบนั้นมีการลู่เข้าสู่คำตอบหรือไม่ ซึ่งส่งผลต่อแม่นยำ (Accuracy) ในการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดโดยลักษณะของตำแหน่งที่ 2 (K_s) และ ตำแหน่งที่ 3 (K_d) จะมีลักษณะที่คล้ายคลึงกัน



(ก) ผลการลู่เข้าของค่าฟังก์ชันความเหมาะสมในแต่ละรอบ



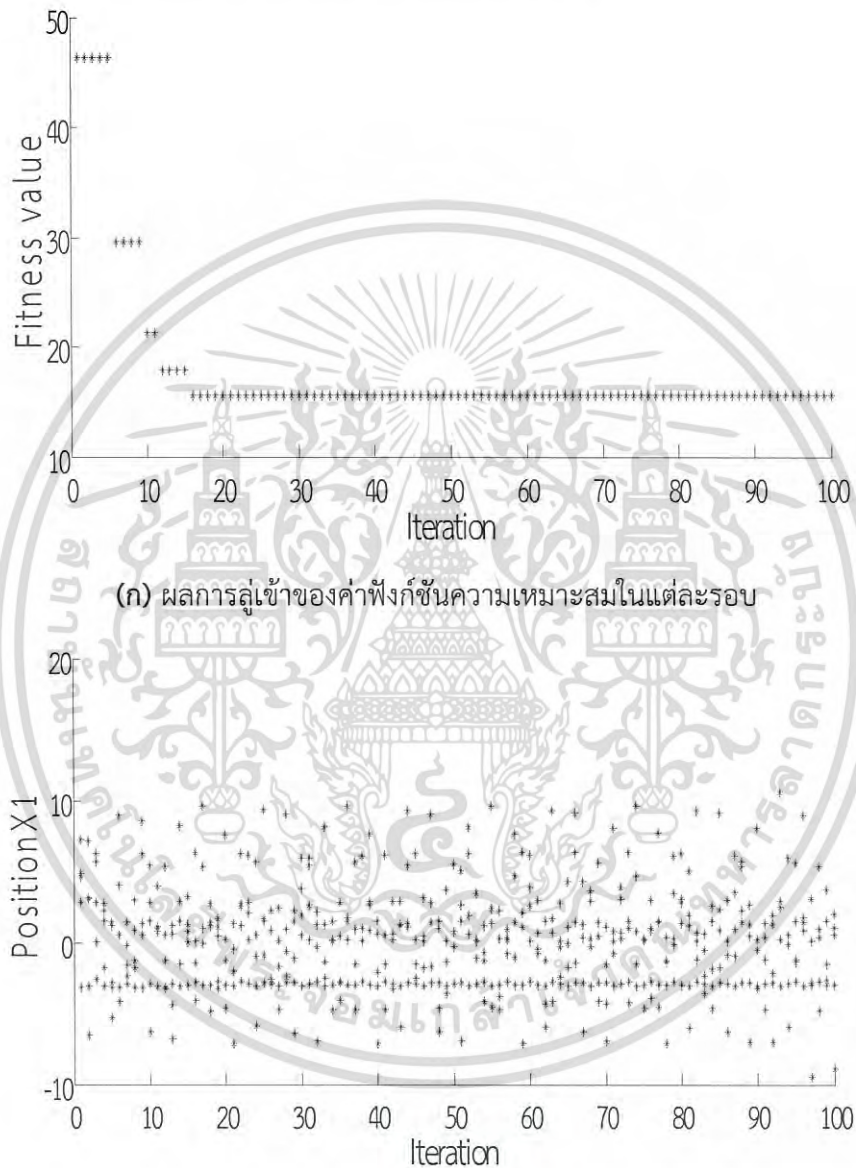
(ข) แสดงผลของการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งของตัวแปรที่ 1

รูปที่ 7.4 ผลที่ได้จากการจำลองการค้นหาวารามิเตอร์ใน กรณีที่ 1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณีที่ 2 ทดสอบโดยใช้ค่าเริ่มต้น คือ $c_1=3$, $c_2=1$ และ $w=1$

เมื่อเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ในการค้นหาใหม่โดยกำหนดให้เพิ่มค่าอัตราการเรียนรู้ของ $c_1 = 3$ ซึ่งมีผลต่อค่าที่ดีที่สุดของแต่ละอนุภาค Pbest การฟุ้งกระจายของข้อมูลของตำแหน่งยังคงเกิดขึ้น และจะส่งผลต่อการค้นหาค่าที่ดีที่สุดของคำตอบเหมือนกับกรณีที่ 1

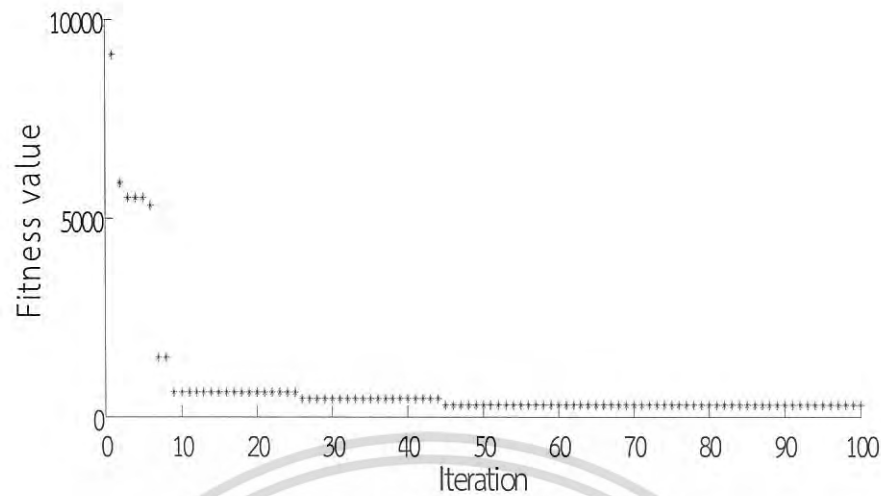


(ก) ผลการลู่เข้าของค่าฟังก์ชันความเหมาะสมในแต่ละรอบ

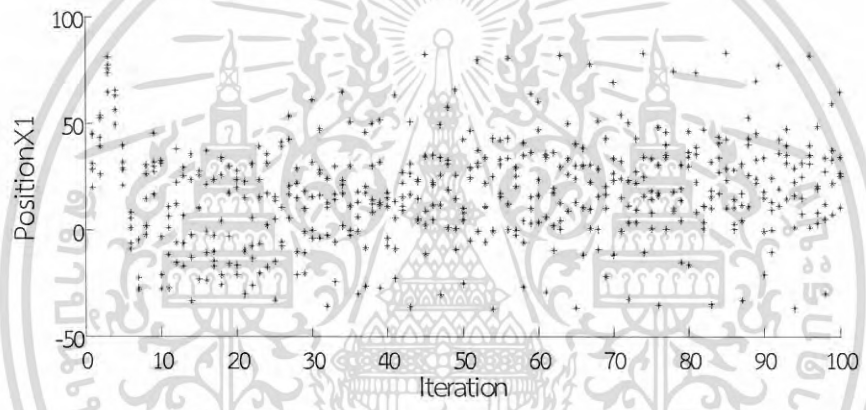
(ข) แสดงผลของการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งของตัวแปรที่ 1
รูปที่ 7.5 ผลที่ได้จากการจำลองการค้นหาพารามิเตอร์ใน กรณีที่ 2

กรณีที่ 3 ทดสอบโดยใช้ค่าเริ่มต้น คือ $c_1=1$, $c_2=3$ และ $w=1$

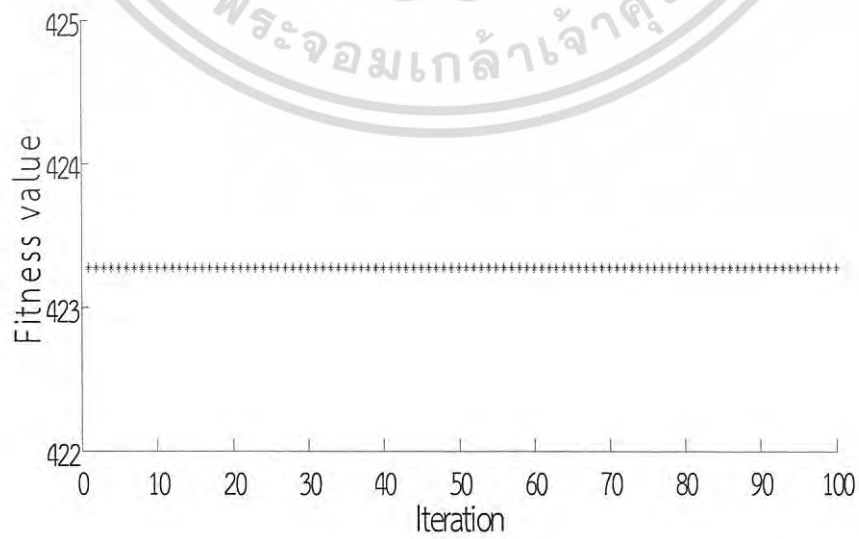
เมื่อเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ในการค้นหาใหม่โดยกำหนดให้เพิ่มค่าอัตราการเรียนรู้ของ $c_2 = 3$ ซึ่งมีผลต่อค่าที่ดีที่สุดของกลุ่มอนุภาค Gbest การฟุ้งกระจายของข้อมูลตำแหน่งยังคงเกิดขึ้นเป็นอย่างมากและจะส่งผลต่อการค้นหาค่าที่ดีที่สุดของคำตอบเช่นกัน นั้น ไม่นิยามให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก) ผลการลู่เข้าของค่าฟังก์ชันความเหมาะสมในแต่ละรอบ

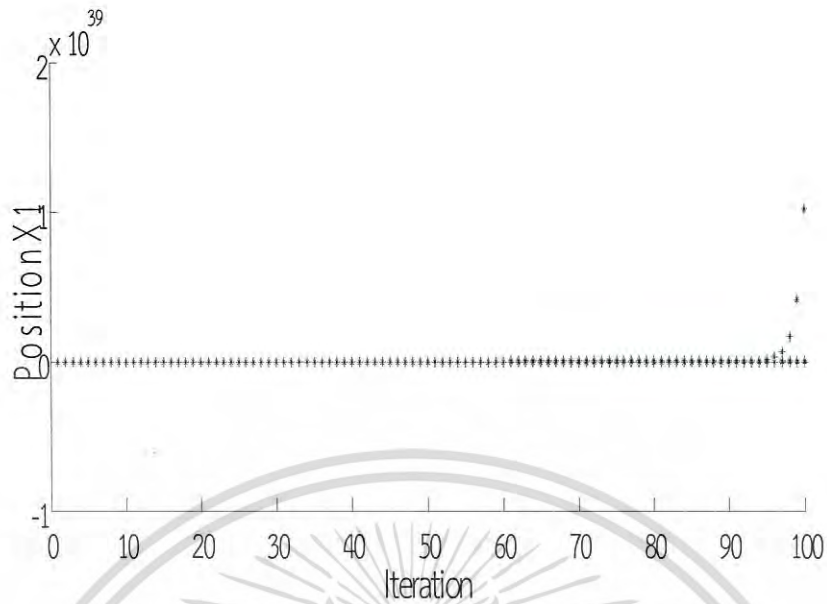


(ข) แสดงผลของการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งของตัวแปรที่ 3 รูปที่ 7.6 ผลที่ได้จากการจำลองการค้นหาพารามิเตอร์ใน กรณีที่ 3



(ค) ผลการลู่เข้าของค่าฟังก์ชันความเหมาะสมในแต่ละรอบ

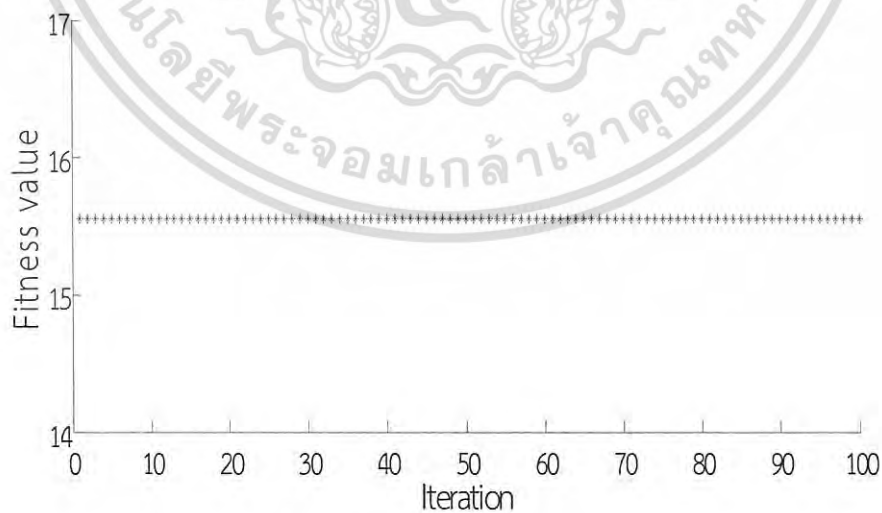
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ ซึ่งใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใช้เห็นประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ข) แสดงผลของการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งของตัวแปรที่ 1
รูปที่ 7.7 ผลที่ได้จากการจำลองการค้นหาพารามิเตอร์ใน กรณีที่ 4

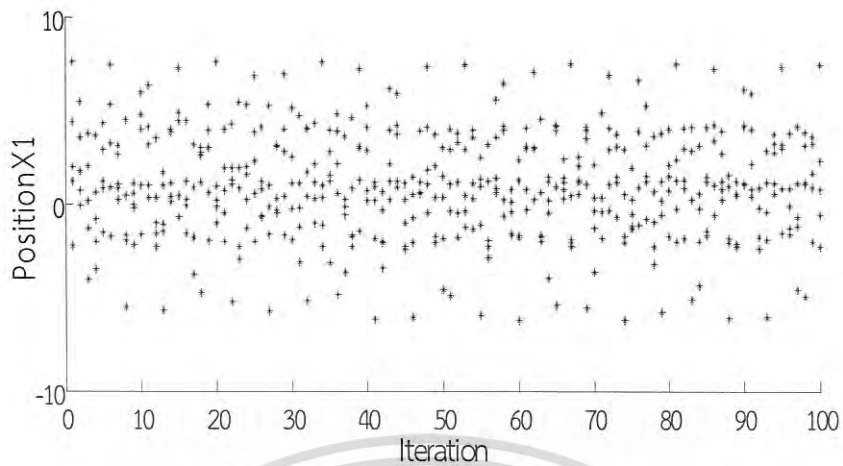
กรณีที่ 4 ทดสอบโดยใช้ค่าเริ่มต้น คือ $c_1=1$, $c_2=1$ และ $w=3$

เมื่อเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ในการค้นหาใหม่โดยกำหนดให้เพิ่มค่าความเฉื่อยในการเคลื่อนที่ของมวล $w = 3$ ส่งผลให้ได้ค่าที่เหมาะสมที่สุดอยู่ที่ 423.25 และไม่สามารถค้นหาค่านี้น้อยกว่านี้ได้ตลอดการค้นหา แสดงว่าเกิดการลู่ออกของคำตอบดังแสดงในรูปที่ 7.7



(ก) ผลการลู่เข้าของค่าฟังก์ชันความเหมาะสมในแต่ละรอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



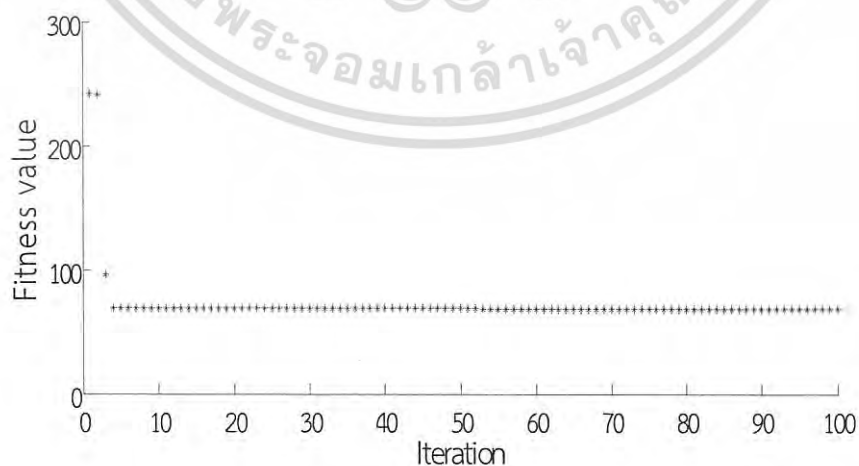
(ข) แสดงผลของการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งของตัวแปรที่ 1
รูปที่ 7.8 ผลที่ได้จากการจำลองการค้นหาพารามิเตอร์ใน กรณีที่ 5

กรณีที่ 5 ทดสอบโดยใช้ค่าเริ่มต้น คือ $c_1=2$, $c_2=2$ และ $w=1$

เมื่อเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ในการค้นหาใหม่โดยกำหนดให้เพิ่มค่าการเรียนรู้ทั้ง $c_1=2$ และ $c_2=2$ ยังคงเกิดการฟุ้งกระจายของข้อมูลเช่นเดิม และ ค่าความเหมาะสมมีอยู่เพียงค่าเดียว ดังนั้นการกำหนดค่าเริ่มต้นที่เกิดขึ้น จึงทำให้เกิดการลู่ออกของการตอบสนอง

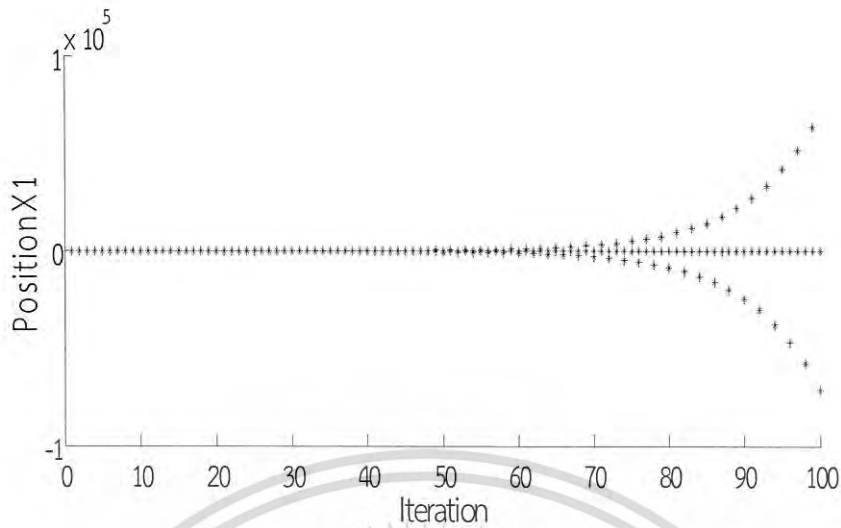
กรณีที่ 6 ทดสอบโดยใช้ค่าเริ่มต้น คือ $c_1=2$, $c_2=2$ และ $w=0.5$

เมื่อเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ในการค้นหาใหม่โดยกำหนดให้ลดค่าความเฉื่อยในการเคลื่อนที่ของมวล $w = 0.5$ จะเกิดการลู่ออกของค่าตอบอย่างเห็นได้ชัดจากรูปที่ 7.9 และค่าที่เหมาะสมที่สุดคือ 86.0 ค่าเริ่มต้นนี้จึงไม่เหมาะสม



(ก) ผลการลู่เข้าของค่าฟังก์ชันความเหมาะสมในแต่ละรอบ

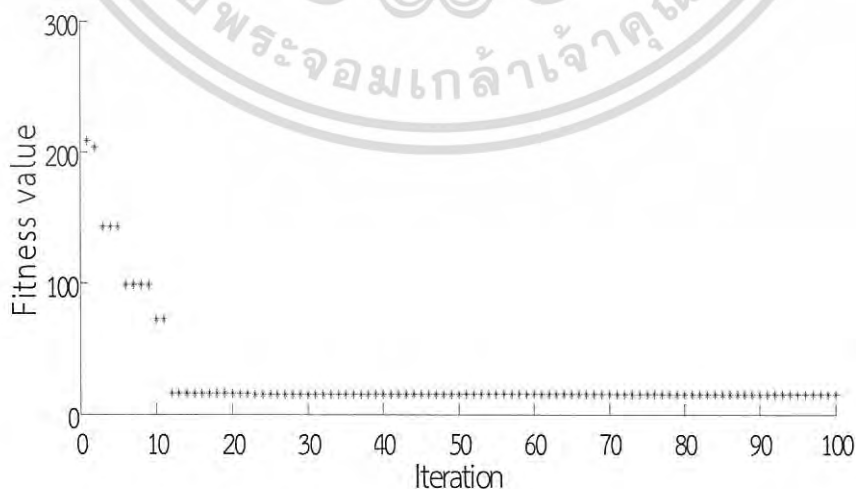
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ข) แสดงผลของการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งของตัวแปรที่ 1
รูปที่ 7.9 ผลที่ได้จากการจำลองการค้นหาพารามิเตอร์ใน กรณีที่ 6

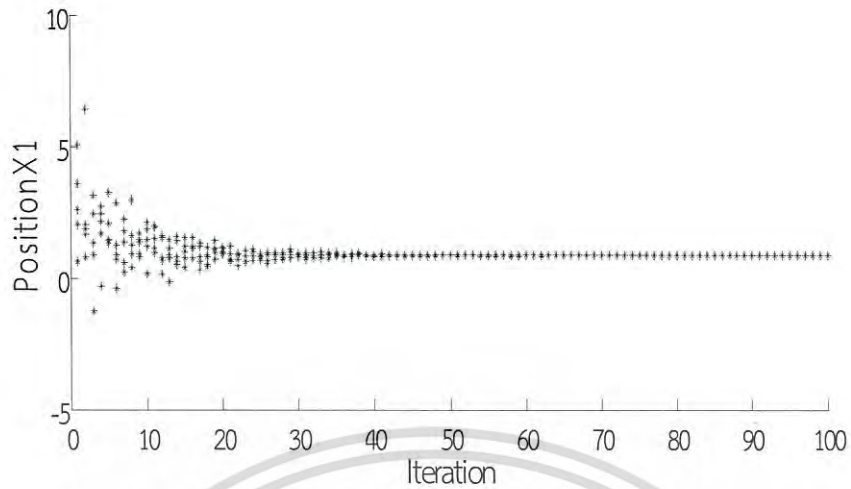
กรณีที่ 7 ทดสอบโดยใช้ค่าเริ่มต้น คือ $c_1=2$, $c_2=2$ และ $w=0.8$

เมื่อเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ในการค้นหาใหม่โดยกำหนดให้ลดค่าความเฉื่อยในการเคลื่อนที่ของมุม $w = 0.8$ ส่งผลให้เกิดการลู่เข้าของข้อมูลหลังจากค้นหาไปแล้ว 45 รอบ และสามารถลดค่าที่เหมาะสมที่สุดได้เป็น 15.26 ค่าของพารามิเตอร์ที่ค้นหาได้เป็น $K_p=0.867$, $K_i=0.604$ และ $K_d=2.759$ ในการใช้ค่าเริ่มต้นของการค้นหาด้วยวิธีการกลุ่มอนุภาคนี้แสดงให้เห็นถึงค่าความเหมาะสมในการทำงานของตัวแปรต่าง ๆ ดังนั้นในการค้นหาแบบเวลาจริงจึงได้ยึดค่าดังกล่าวเพื่อใช้ในการทดลองในการกวดัระบบบิเล็กทรอนิกส์ต่อไป

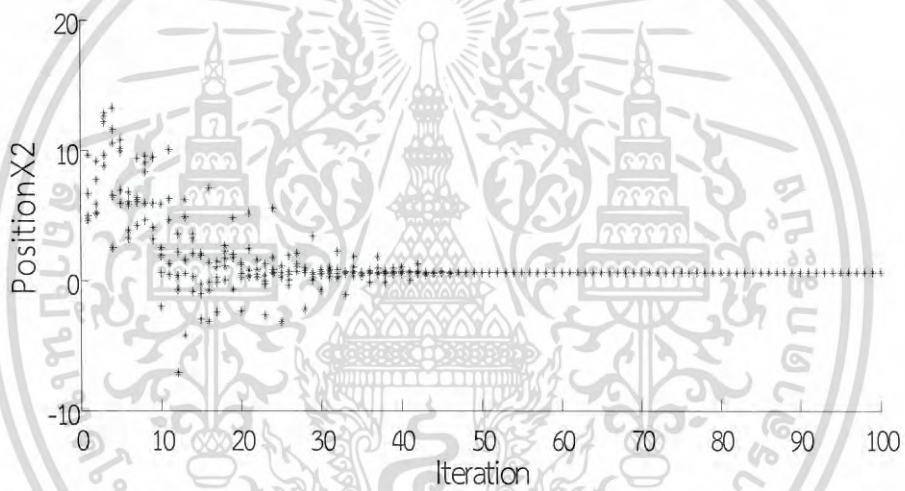


(ก) ผลการลู่เข้าของค่าฟังก์ชันความเหมาะสมในแต่ละรอบ

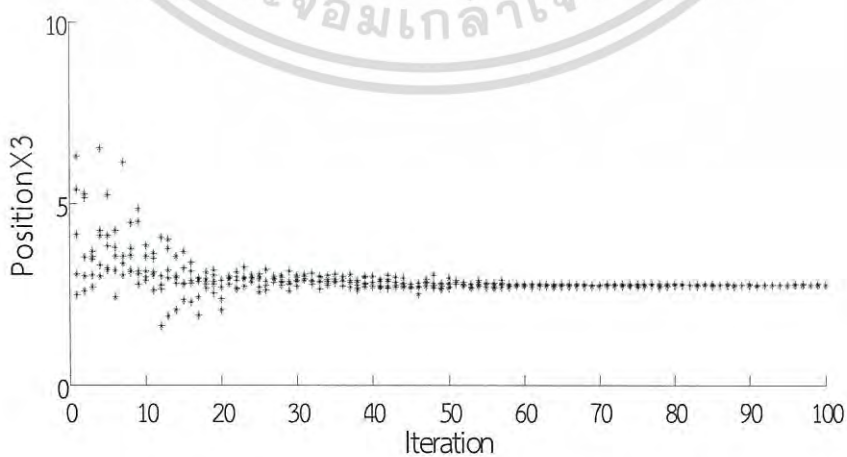
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ข) แสดงผลของการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งของตัวแปรที่ 1



(ค) แสดงผลของการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งของตัวแปรที่ 2

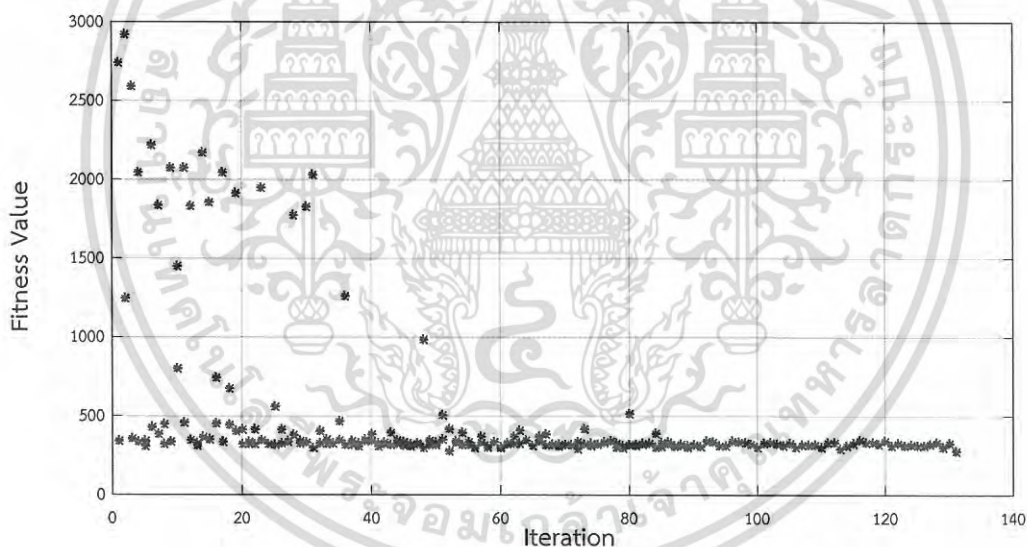


(ง) แสดงผลของการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งของตัวแปรที่ 3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่รูปที่ 7.10 ผลที่ได้จากการจำลองการค้นหาพารามิเตอร์ใน กรณีที่ 7 ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.4 การหาค่าพารามิเตอร์ควบคุมของระบบอิเล็กทรอนิกส์ด้วยวิธีกลุ่มอนุภาค

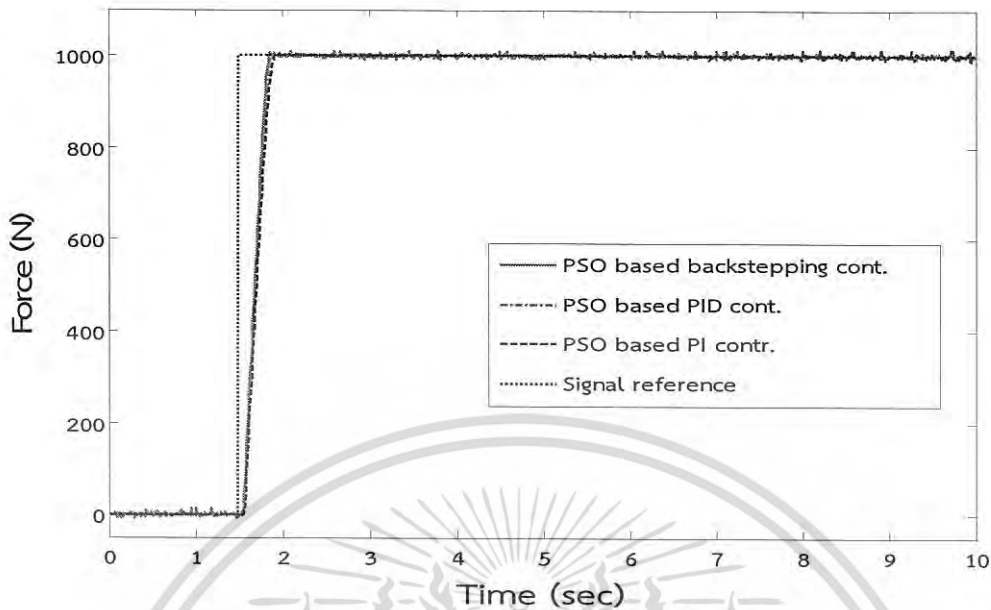
ในการค้นหาค่าพารามิเตอร์ของตัวควบคุมนี้จะอ้างอิงค่าพารามิเตอร์เริ่มต้นในการค้นหาเหมือนกันกับการค้นหาโดยใช้แบบจำลอง (Simulation) จากหัวข้อที่แล้วมา โดยเป้าหมายการตอบสนองของระบบจะต้องสามารถที่จะติดตามเส้นอ้างอิงให้ได้ใกล้ที่สุด และ จะต้องตอบสนองให้รวดเร็วที่สุด (ใช้เวลาในการเข้าสู่ตำแหน่งอ้างอิงน้อยที่สุด) โดยค่าความเหมาะสมนี้จะใช้ทดสอบกับตัวควบคุมแบบพีไอดี, พีไอ และ แบบคสเติ้ปั้ง โดยทดสอบกับฟังก์ชันของแรงที่ 1000 นิวตัน และมีระยะเวลาในการพิจารณาการตอบสนองอยู่ที่ 9 วินาที จากผลการทดลองดังภาพที่ 7.11 แสดงให้เห็นการลู่เข้าของค่าฟิตเนสฟังก์ชัน โดยช่วงของค่าฟิตเนสจะอยู่ประมาณ 3000 ถึง 400 หน่วย ช่วงแรกการลู่เข้าจะมีค่ามากที่สุด และจะเริ่มลู่เข้าเป็นลำดับ ในรอบการทำงานที่ 50 (ประมาณ 7 นาที) ค่าของฟิตเนสฟังก์ชันจะเริ่มเข้าสู่ค่าที่เหมาะสมของพารามิเตอร์ของตัวควบคุมแต่ยังมีค่าการตอบสนองที่ไม่ค่อยดีนัก หลังจากรอบการทำงานที่ 130 ค่าฟิตเนสฟังก์ชันจะบ่งบอกถึงกลุ่มของพารามิเตอร์ที่ดีที่สุดของตัวควบคุม และ เป็นการยืนยันถึงการตอบสนองที่เป็นไปตามฟังก์ชันวัตถุประสงค์ที่ได้ตั้งไว้



รูปที่ 7.11 การลู่เข้าของค่าฟังก์ชันความเหมาะสมในแต่ละรอบ

7.4.1 การทดสอบใช้พารามิเตอร์ของตัวควบคุมกับฟังก์ชันพื้นฐานกรณีที่ 1

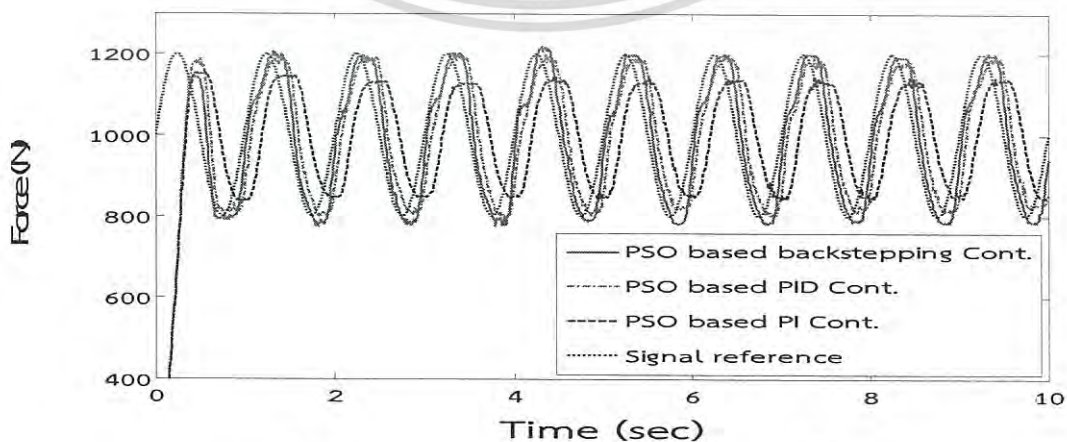
ฟังก์ชันที่เลือกใช้ในการทดสอบคือฟังก์ชันสเต็ป ซึ่งเป็นฟังก์ชันอ้างอิงให้การตอบสนอง โดยมีค่า 0 นิวตัน ที่เวลา 0-1.5 วินาที และ 1000 นิวตัน ที่เวลา 1.5-9 วินาที หลังจากการเริ่มต้นทดสอบผลที่ได้แสดงให้เห็นในรูปที่ 7.12 โดยใช้เวลาในการลู่เข้าสู่ฟังก์ชันอ้างอิง (T_r) 0.4 วินาที ไม่ปรากฏแรงตอบสนองที่เกินกว่าฟังก์ชันอ้างอิง (%OS) ซึ่งเป็นการตอบสนองที่ดีที่สุดโดยใช้ค่าพารามิเตอร์ที่เหมาะสมที่สุดที่ค่าดังแสดงในตารางที่ 7.3



รูปที่ 7.12 การตอบสนองของฟังก์ชันขั้นบันได

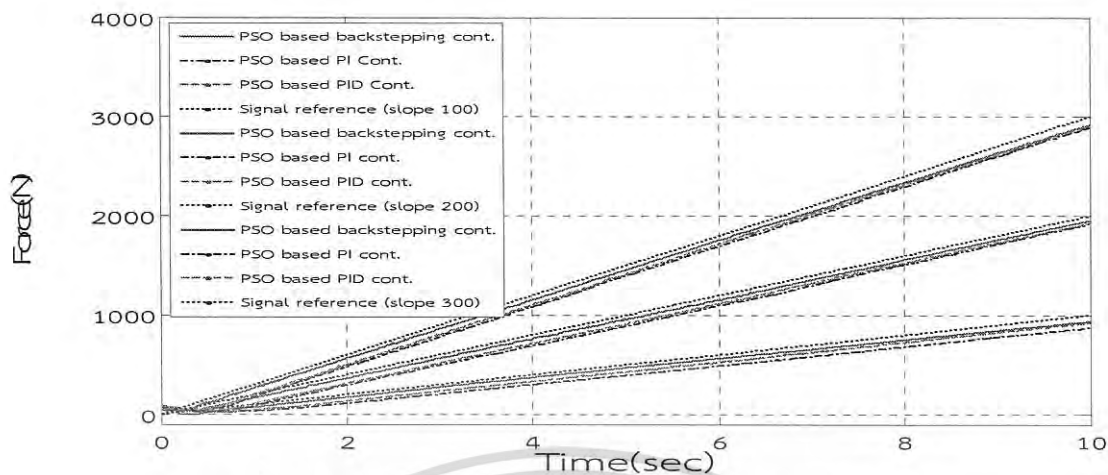
7.4.2 การทดสอบใช้พารามิเตอร์ที่เหมาะสมกับฟังก์ชันอื่น กรณีที่ 1

เพื่อเป็นการทดสอบเสถียรภาพและความทนทานของตัวควบคุมเมื่อระบบถูกนำไปใช้งานจริง โดยที่ยังคงใช้พารามิเตอร์ควบคุมค่าเดิม ดังนั้นระบบควบคุมที่ผ่านการหาค่าที่เหมาะสมแล้วจะถูกนำไปใช้ในการทดสอบกับฟังก์ชันอ้างอิง คือ จากรูปที่ 7.13 แสดงให้เห็นถึงการตอบสนองของฟังก์ชันอ้างอิง $F=1000+250\sin(0.5t)$ ผลที่ได้คือ ฟังก์ชันการตอบสนองจะถูกหน่วงเพื่อเข้าหาค่าอ้างอิงใช้ เวลาประมาณ 0.6 วินาทีจากตำแหน่งเริ่มต้นแต่ไม่สามารถทำได้ทันที ยังคงมีค่าความผิดพลาดเนื่องจากการติดตามผลของแรงโดยเรียงลำดับจาก แบบคสเติบปีง พีไอดี และ พีดี ตามลำดับ ในการตอบสนองบางลูกคลื่นจะเกิดส่วนพุ่งเกินในตัวควบคุมแบบแบ็คสเติบปีง ในการเคลื่อนที่เพื่อเปลี่ยนทิศทางของแรง (บริเวณยอดคลื่นอ้างอิง) การตอบสนองจะปรากฏการสั่นขึ้นจะเห็นได้จากการตอบสนองของตัวควบคุมแบบ พีไอดี กับ พีไอ ถึงแม้ว่าจะเกิดค่าความผิดพลาดในการติดตามผลของแรงอ้างอิงแต่ตัวควบคุมทั้งสามยังคงรูปแบบของการติดตามผลของแรงให้เป็นรูปคลื่นไซน์ได้



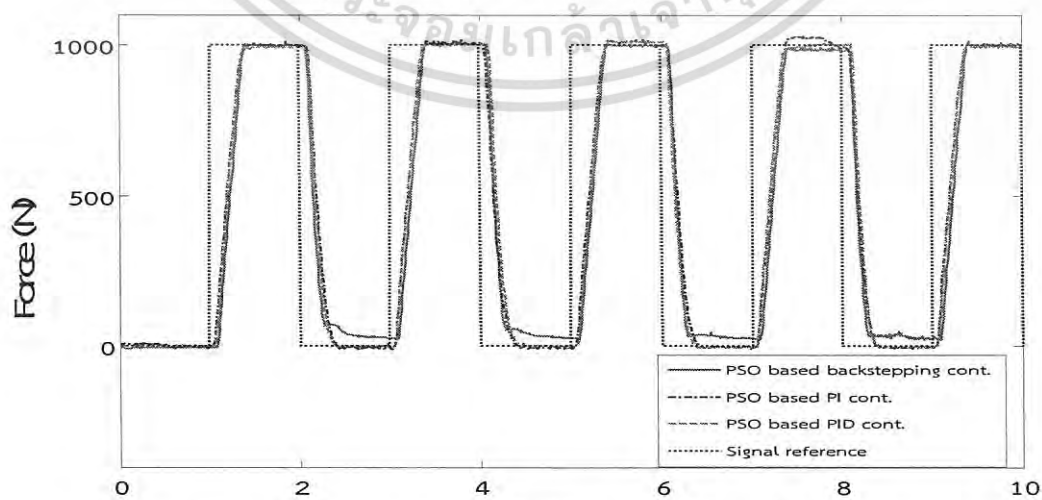
รูปที่ 7.13 การตอบสนองของฟังก์ชันไซน์ที่ 0.5 เฮิรตซ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนักผู้ใดเห็นนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.14 การตอบสนองของฟังก์ชันลาดเอียงในแต่ละความชัน

ฟังก์ชันลาดเอียง (Ramp function) ที่มีค่าของฟังก์ชัน $F = 100t$, $F=200t$ และ $F=300t$ ได้ถูกทดสอบซึ่งมีผลดังแสดงในรูปที่ 7.14 โดยการตอบสนองยังคงมีค่าความผิดพลาดในสภาวะคงตัว (e_{ss}) ที่ 15 65 และ 75 นิวตัน ของตัวควบคุมแบบแบ็คสเต็ปปีง พีไอดี และ พีไอ ตามลำดับ รูปที่ 7.15 แสดงให้เห็นถึงการตอบสนองโดยใช้ฟังก์ชันสี่เหลี่ยมในการทดสอบ โดยมีค่าของฟังก์ชันการทดสอบคือ ขนาดของแรงอยู่ในช่วง 0 - 1000 นิวตันโดยมีความถี่ที่ 0.5 เฮิรต ผลของการตอบสนองจะปรากฏค่าส่วนพุงเกินของตัวควบคุมแบบพีไอในลูกคลื่นที่ 4 และการตอบสนองเมื่อค่าอ้างอิงของแรงเข้าใกล้ศูนย์ของตัวควบคุมแบบแบ็คสเต็ปปีงจะเกิดความล่าช้า ระบบสามารถลู่เข้าหาค่าอ้างอิงจาก 0 - 1000 นิวตันโดยใช้เวลาประมาณ 0.37 วินาที ค่าความเหมาะสม (Fitness value) และค่าพารามิเตอร์ตัวควบคุมที่เหมาะสมที่สุดแสดงไว้ในตารางที่ 7.3 อย่างไรก็ตาม การค้นหาค่าพารามิเตอร์ตัวควบคุมเพื่อไปใช้งานกับระบบอื่น หรือ ลักษณะของค่าอ้างอิงที่เปลี่ยนไปควรที่จะมีการดำเนินการปรับแต่งค่าผ่านกระบวนการของการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดแบบอนุภาคกลุ่มใหม่อีกครั้งเพื่อให้ได้ค่าที่เหมาะสมที่สุดของแต่ละระบบ



รูปที่ 7.15 การตอบสนองของฟังก์ชันสี่เหลี่ยมที่มีความถี่ 0.5 เฮิรต

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 7.3 ค่าพารามิเตอร์ที่เหมาะสมที่สุดของตัวควบคุมกรณีที่ 1

CONTROLLERS	FITNESS VALUE	OPTIMAL PARAMETERS
PID PSO tuning	410.95	$K_p=0.00797789$ $K_i=0.00009806$ $K_d=0.00019754$
PID Z-N tuning	2,425	$K_p=0.00150$ $K_i=0.0002625$ $K_d=0.000065625$
PI PSO tuning	424.19	$K_p=0.00449695$ $K_i=0.00001478$
PI Z-N tuning	1,436	$K_p=0.001125$ $K_i=0.0003852$
Back-stepping PSO tuning	399.39	$K_1=12487.00$ $K_2=335.65$ $K_3=14.16$

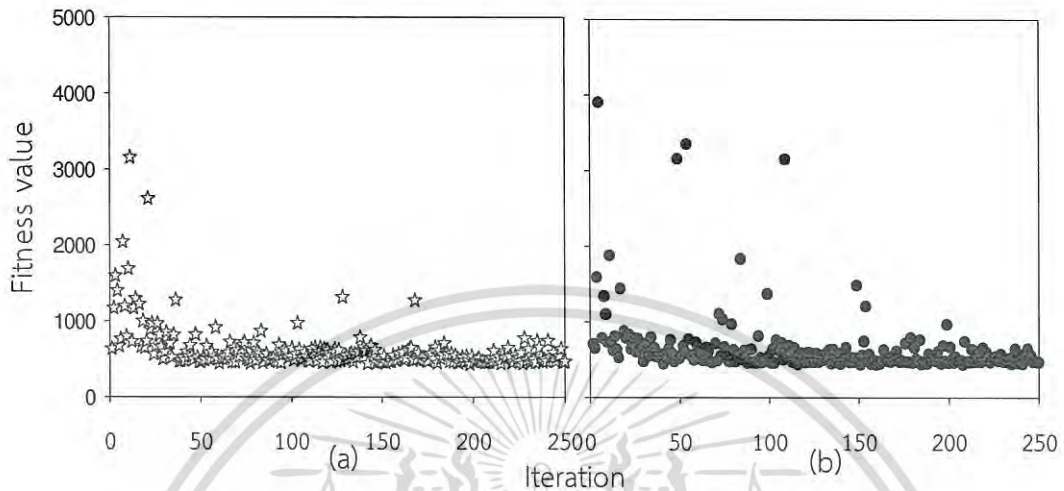
7.4.3 การหาค่าพารามิเตอร์ที่เหมาะสมที่สุดของตัวควบคุมกรณีที่ 2

ในกรณีนี้จะมีการประมาณค่าที่เหมาะสมที่สุดของตัวควบคุมแบบแบ็คสเต็ปป์โดยมีการเปรียบเทียบระหว่าง การวัดค่าจริงจากตัวตรวจวัดโดยตรงเพื่อเข้าไปยังสมการของการควบคุม กับ การประมาณค่าสถานะก่อนแล้วใช้สัญญาณที่ได้ส่งเข้าไปยังสมการของการควบคุม การทดลองในครั้งนี้จะส่งผลให้เกิดการเปรียบเทียบทั้งสัญญาณรบกวนต่าง ๆ ที่เกิดจากตัวตรวจวัด รวมทั้ง การลดค่าใช้จ่ายจากการซื้ออุปกรณ์ตรวจวัดอีกด้วย

การทดสอบในกรณีนี้จะใช้ช่วงเวลา 0-9 วินาที โดยทดสอบรอบการทำงานสูงสุดที่ 250 รอบ หรือ การที่ค้นหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของพารามิเตอร์จะใช้เวลาประมาณ 37.5 นาที ซึ่งเพียงพอต่อการค้นหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของระบบได้ และ ใช้ฟังก์ชันอ้างอิงในการทดสอบเหมือนกันกับกรณีข้างต้น การเปรียบเทียบค่าค่าความเหมาะสม (Fitness value) แสดงให้เห็นในรูปที่ 7.16 โดยมีการเปรียบเทียบระหว่างตัวควบคุมที่ใช้ตัวตรวจวัดโดยตรงกับการประมาณค่าสถานะของระบบ ถึงแม้ว่าระบบสามารถค้นหาค่าที่เหมาะสมในช่วงต้นของกระบวนการ แต่เพื่อเป็นการยืนยันค่าที่เหมาะสมในช่วงกว้าง (Global) จึงจำเป็นที่จะต้องทำการค้นหาอย่างต่อเนื่อง จากผลที่ได้ การค้นหาค่าฟิตเนสฟังก์ชันจะอยู่ในช่วงสูงสุดประมาณ 4000 หน่วย โดยใช้พารามิเตอร์แบบสุ่ม จะกระทั่งระบบสามารถค้นหาค่าที่เหมาะสมที่สุด และ ลดค่าของฟิตเนสฟังก์ชันได้ที่ 433.17 และ 427.76 หน่วยของตัวควบคุมแบบวัดค่าสถานะจริง และ การประมาณค่าสถานะ ตามลำดับ จากรูปที่ 7.8 แสดงการลู่เข้าของพารามิเตอร์ของตัวควบคุมโดยตัวควบคุมพารามิเตอร์ประกอบไปด้วย K_1 , K_2 และ K_3 (ขึ้นอยู่กับ

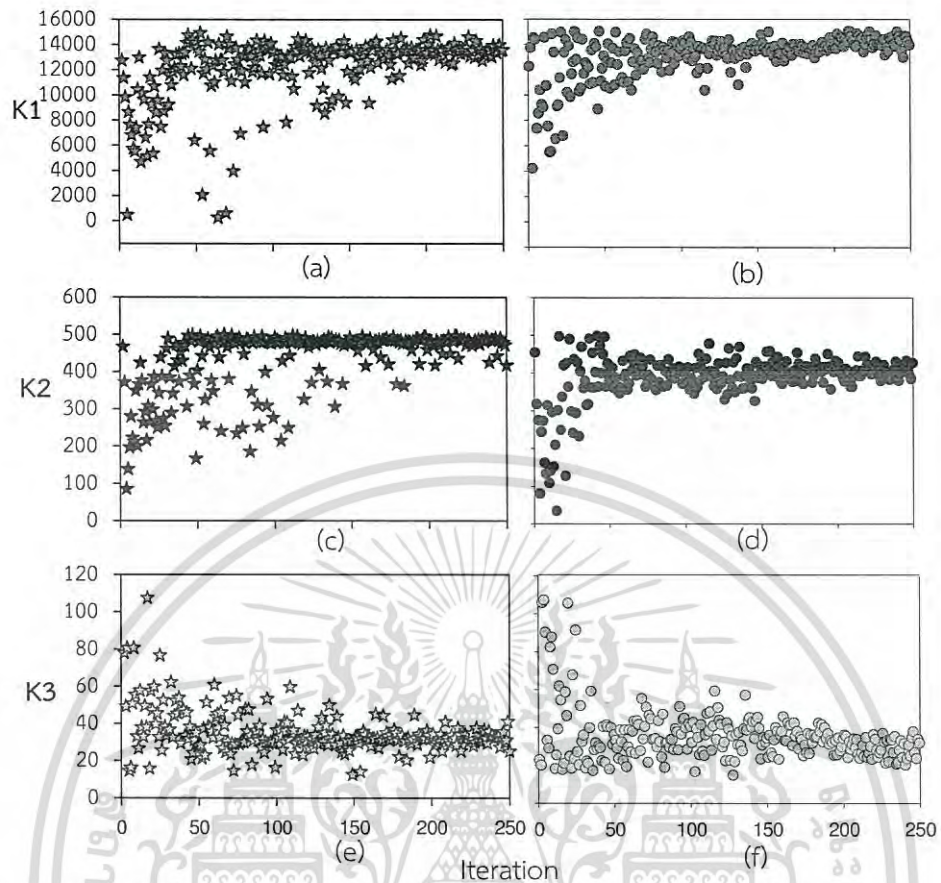
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาดูเท่านั้น มิอนุญาตให้เผยแพร่หรือใช้ประโยชน์ในการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การจำนวนของตัวแปรสถานะ) การลู่เข้าของพารามิเตอร์นี้จะมีผลในทิศทางเดียวกันกับการลู่เข้าของค่าฟิตเนสฟังก์ชัน ซึ่งค่าที่ได้จะแสดงไว้ในตารางที่ 7.4

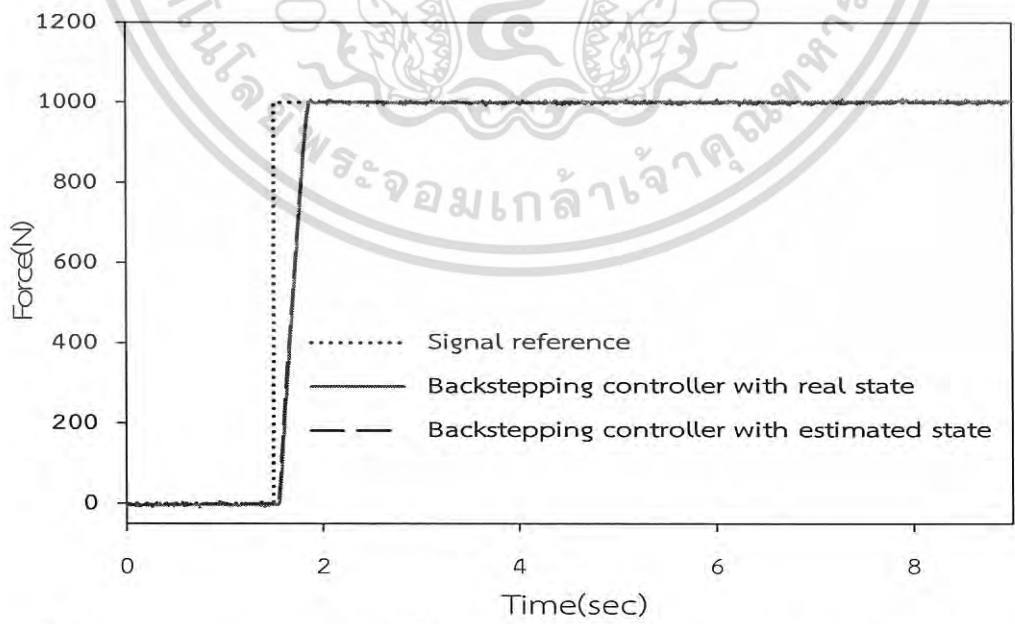


รูปที่ 7.16 (a) ค่าที่เหมาะสมที่สุดของตัวควบคุมด้วยการตรวจวัดจริง
(b) การประมาณค่าสถานะ

จากการทดสอบโดยใช้ค่าฟังก์ชันขั้นบันไดเพื่อค้นหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของตัวควบคุมแบบใช้ตัวตรวจวัดสถานะโดยตรงกับการประมาณค่าสถานะ รูปที่ 7.18 แสดงการตอบสนองของระบบในทั้ง 2 กรณี จะเห็นได้ว่าการตอบสนองใช้เวลาในการเข้าสู่สภาวะคงตัว (T_s) ภายใน 0.4 วินาที โดยไม่เกิดส่วนพุ่งเกิน (%OS) และ ค่าความผิดพลาดในสภาวะคงตัว (e_{ss}) จากรูปที่ 7.19 แสดงถึงการตรวจสอบค่าของฟังก์ชันการประมาณค่าทั้ง 3 สถานะ โดยใช้สัญญาณการตรวจวัดจริงจากตัวตรวจวัดแรงเพียงอย่างเดียว ในสถานะที่ 1 เมื่ออ้างอิงจากสัญญาณการตรวจวัดจริงจะไม่มีค่าความผิดพลาดเกิดขึ้น ในสถานะที่ 2 จะเกิดค่าความผิดพลาดขึ้นเมื่อเกิดการเปลี่ยนแปลงของแรง (เมื่อลูกสูบมีการเคลื่อนที่ออก) แต่เมื่อแรงอยู่ในสภาวะคงตัวจะไม่ปรากฏค่าความผิดพลาดขึ้นอีก และ ในสถานะที่ 3 จะมีการสั่นของสัญญาณเกิดขึ้นในการตรวจวัดค่าสัญญาณจริง โดยจะเกิดขึ้นประมาณ 360 v_{pp} เมื่อเทียบจากสัญญาณรบกวน ซึ่งเกิดจากการตรวจวัดสัญญาณความดันสูง แต่ในการประมาณค่าสถานะนั้นจะมีสัญญาณที่ราบเรียบ ไม่มีสัญญาณรบกวนเกิดขึ้น ค่าของฟังก์ชันฟิตเนส และ ค่าของพารามิเตอร์ที่เหมาะสมที่สุดของกรณีตัวควบคุมแบบการตรวจวัดค่าโดยตรง กับ การประมาณค่าสถานะได้แสดงไว้ในตารางที่ 7.4

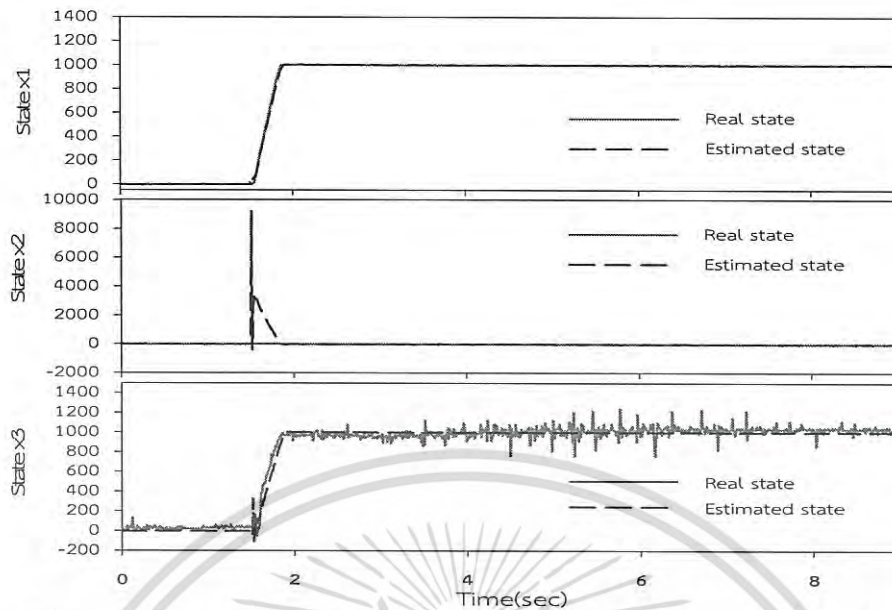


รูปที่ 7.17 (a) การลู่เข้าของพารามิเตอร์ตัวควบคุมด้วยตัวตรวจวัดโดยตรง (b) ด้วยการประมาณค่าสถานะ



รูปที่ 7.18 การตอบสนองของฟังก์ชันขั้นบันไดจากการทดสอบตรวจวัดจริงและประมาณค่าสถานะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.19 ผลของสัญญาณการตรวจวัดจริงกับการประมาณค่าจากการใช้ฟังก์ชันขั้นบันได

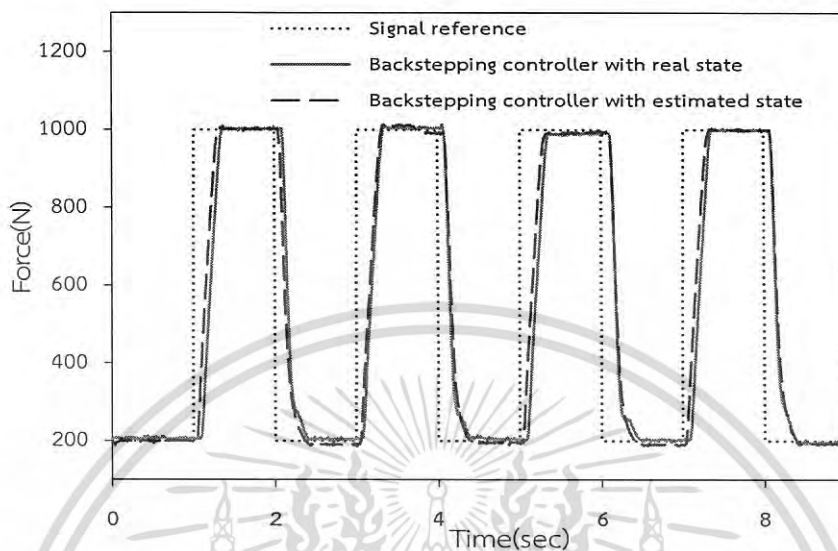
ตารางที่ 7.4 ค่าพารามิเตอร์ที่เหมาะสมที่สุดของตัวควบคุมกรณีที่ 2

CONTROLLERS	FITNESS VALUE	OPTIMAL PARAMETERS
PSO-based backstepping in real measured states	427.76	$K_1=13550.7$ $K_2=483.54$ $K_3=32.03$
PSO-based backstepping in estimated states	433.17	$K_1= 14510.07$ $K_2= 401.77$ $K_3= 27.49$

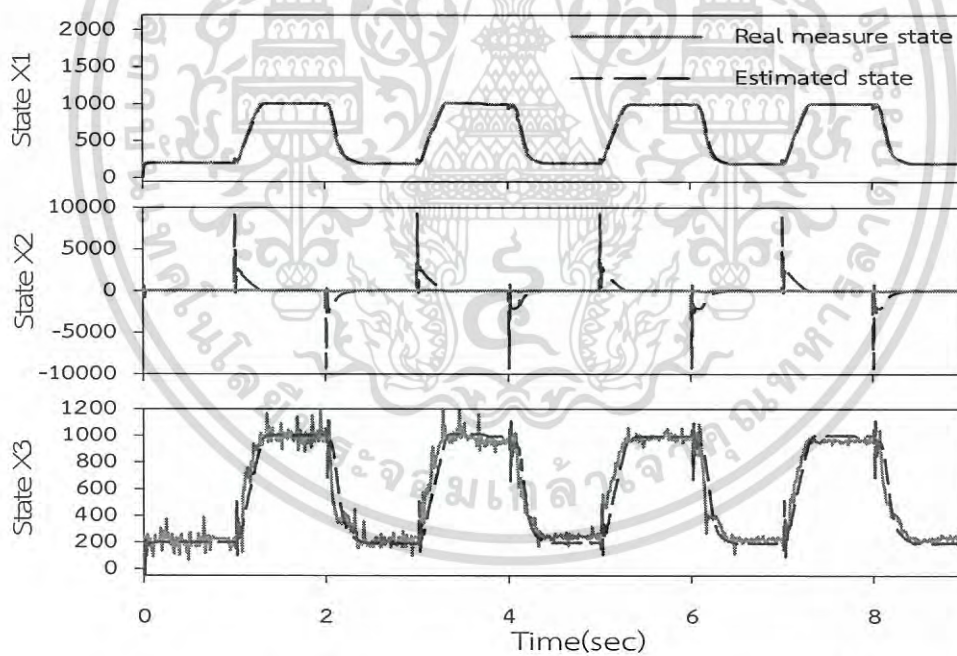
7.4.4 การทดสอบใช้พารามิเตอร์ที่เหมาะสมกับฟังก์ชันอื่น กรณีที่ 2

การทดสอบการตอบสนองของตัวควบคุมที่ใช้ค่าพารามิเตอร์จากการค้นหาด้วยวิธีกลุ่มอนุภาคจากตารางที่ 7.4 และใช้สัญญาณอ้างอิงสัญญาณอ้างอิงรูปสี่เหลี่ยมโดยมีขนาดของแรงระหว่างช่วง 200 และ 1000 นิวตัน โดยใช้ความถี่ที่ 0.5 เฮิรตซ์ ผลของการตอบสนองแสดงไว้ในรูปที่ 7.20 การตอบสนองของตัวควบคุมแบบประมาณค่าสถานะจะมีการตอบสนองที่ดีกว่าแบบตรวจวัดสถานะจริงเล็กน้อย ทั้งสองกรณีจะมีช่วงเวลาในการเข้าสู่สภาวะคงตัว (T_s) ประมาณ 0.35 วินาที และเกิดความล่าช้าในการกลับสู่ค่าเริ่มต้นในช่วงเวลาที่เท่ากัน (กลับเข้าสู่ 200 นิวตัน) โดยตัวควบคุมแบบประมาณสถานะจะเกิดการแกว่งเล็กน้อยในลูกคลื่นที่สอง การตรวจวัดค่าสถานะของทั้งสองกรณีแสดงไว้ในรูปที่ 7.21 ในสถานะที่ 1 จะไม่ปรากฏค่าความผิดพลาดที่เกิดขึ้น แต่ในสถานะที่ 2 จะเกิดค่าความผิดพลาดเมื่อเกิดการเปลี่ยนแปลงของแรง (ลูกสูบกลับทิศทางการเคลื่อนที่) ซึ่งมีลักษณะคล้ายกันกับกรณีของการทดสอบฟังก์ชันขั้นบันได ในสถานะที่ 3 จะเกิดการสั้นของสัญญาณการวัดค่าแรงไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตรวจวัดจริง โดยจะเห็นได้ชัดเจนจากลูกคลื่นที่ 1 กับ 2 ซึ่งเป็นการสั่นที่คล้ายกันกับกรณีของการทดสอบฟังก์ชันแบบขั้นบันได



รูปที่ 7.20 การตอบสนองของฟังก์ชันสี่เหลี่ยมของตัวควบคุมแบบแบ็คสตีปปีง



รูปที่ 7.21 ผลของสัญญาณการตรวจวัดจริงกับการประมาณค่าจากการใช้ฟังก์ชันสี่เหลี่ยม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 8

สรุปผลการทดลอง

8.1 สรุปผลการทดลอง

งานวิจัยชิ้นนี้ได้ทำการศึกษาถึงการค้นหาพารามิเตอร์ที่จำเป็นสำหรับการควบคุม ทั้งที่เป็นแบบเชิงเส้นและไม่เชิงเส้นนั้น โดยได้ประยุกต์ใช้งานกับการควบคุมการก่อดัดของแรงที่เกิดจากระบบอิเล็กทรอนิกส์ ค่าพารามิเตอร์ของตัวควบคุมที่เหมาะสมนั้นได้ถูกค้นหาเพื่อเปรียบเทียบระหว่างวิธีการแบบซิงเกอร์-นิโคล และ จากการประยุกต์ใช้งานของการหาค่าที่เหมาะสมด้วยวิธีกลุ่มอนุภาค ทั้งนี้ยังขยายขอบเขตของการทดลองไปยังการควบคุมแบบแบ็คสแตปป์ ซึ่งเป็นการควบคุมแบบไม่เชิงเส้น และการวัดค่าสถานะของตัวควบคุมแบบโดยตรงและแบบประมาณค่าสถานะอีกด้วย จากผลการทดลองสามารถแบ่งหัวข้อย่อยดังต่อไปนี้

ก่อนการทดสอบการก่อดัดแรงของระบบไฮดรอลิกจะมีการตรวจเช็คอุปกรณ์ที่ใช้ตัวควบคุมการไหลของวาล์วแบบสัดส่วนเสียก่อน จากผลการทดสอบอัตราการไหลสามารถระบุได้ว่า วาล์วควบคุมอัตราการไหลสามารถควบคุมอัตราการไหลที่เป็นเชิงเส้นจากการเปลี่ยนแปลงแรงดันไฟฟ้าควบคุมระหว่าง 8 ถึง -8 โวลต์ ได้อย่างมีประสิทธิภาพ ภายใต้ความดันตกคร่อมระหว่างช่องทางเข้ากับช่องทางออก ไม่เกิน 13.64 MPa

หลังจากนั้นการทดสอบการค้นหาพารามิเตอร์ของตัวควบคุมแบบพีไอ และ พีไอดี โดยใช้วิธีการลำดับที่สองของซิงเกอร์-นิโคล ในการทดสอบได้ค่าอัตราขยายวิกฤต $K_c=0.0025$ และ ได้ค่าคาบเวลา $P_c=0.35$ วินาที หลังจากที่ได้จัดบันทึกค่าทั้งสองตัวแปรแล้วใช้สูตรจากตารางคำนวณสามารถหาค่าพารามิเตอร์ของตัวควบคุมแบบพีไอที่ K_p และ K_i คือ 0.001125 และ 0.000385 ตามลำดับ และ คำนวณหาค่าพารามิเตอร์ของตัวควบคุมแบบพีไอดีที่ K_p , K_i และ K_d คือ 0.00150, 0.0002625 และ 0.000065625 ตามลำดับ หลังจากที่ได้ทดสอบโดยใช้หลักการดังกล่าวแล้วพบว่าการตอบสนองของวิธีการของซิงเกอร์-นิโคล ยังคงให้ผลการตอบสนองที่มีค่าเปอร์เซ็นต์การพุ่งเกินของตัวควบคุมพีไอ คือ 68 % ,ของตัวควบคุมแบบพีไอดี คือ 84 % และ ค่าช่วงเวลาเข้าที่ของตัวควบคุมพีไอ เป็น 0.18 วินาที, ของตัวควบคุมแบบพีไอดีได้ 0.14 วินาที จะเห็นได้ว่าการใช้ค่าพารามิเตอร์ควบคุมที่ค้นหาโดยวิธีซิงเกอร์-นิโคลยังจำเป็นที่จะต้องได้รับการปรับแต่งค่าอีกพอสมควรก่อนที่จะนำไปใช้งานกับระบบจริงให้มีประสิทธิภาพยิ่งขึ้น

ในการทดสอบหาผลกระทบที่เกิดขึ้นเมื่อมีการปรับเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์เริ่มต้นของการค้นหาค่าที่เหมาะสมด้วยวิธีกลุ่มอนุภาคนั้น ได้ใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อซิมูเลชัน โดยใช้ตัวควบคุมแบบพีไอดีในการทดสอบ โดยได้มีการทดสอบปรับเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์อยู่หลายกรณี คือ กำหนดให้ค่าความเฉื่อย w เฟคเตอร์การเรียนรู้ c_1 และ c_2 นั้นมีค่าเป็น 1 แต่ผลของค่าตอบของเอกสาร ข้อมูลจะทำให้เกิดการพุ่งกระจายของการเคลื่อนที่ของตัวอนุภาค และ ไม่สามารถระบุได้ว่าค่าที่ได้ ไรค่า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการค้นหาที่มีลักษณะของการรู้เข้าสู่คำตอบหรือไม่ ซึ่งสามารถบ่งบอกถึงความเหมาะสมของค่าพารามิเตอร์เริ่มต้นในการรู้เข้าสู่คำตอบ ในการใช้งานเพื่อการทดลองในครั้งนี้ได้ทดสอบอยู่หลายกรณีแต่ที่ให้ผลลัพธ์ที่มีประสิทธิภาพสูงสุด คือ การกำหนดให้ค่าเริ่มต้นในการค้นหาเป็น $c_1=2$, $c_2=2$ และ $w = 0.8$ ซึ่งเป็นค่าที่แสดงให้เห็นถึงการรู้เข้าสู่คำตอบของทั้งตัวแปรของพารามิเตอร์ของตัวควบคุมและค่าคำตอบของฟังก์ชันที่เหมาะสมที่สุดที่ได้จากกระบวนการการค้นหาคำตอบ

หลังจากที่ได้ทดสอบหาค่าเริ่มต้นของการค้นหาวิธีกลุ่มอนุภาคได้อย่างมีประสิทธิภาพแล้ว หลังจากนั้นได้ทำการทดสอบหาค่าพารามิเตอร์ที่เหมาะสมของตัวควบคุมพีโอ, พีโอดี และ แบบคสเดบปั้งโดยใช้ฟังก์ชันสเติร์ที่มีค่าแรงกอดอัดสูงสุดที่ 1000 นิวตัน โดยมีการตรวจสอบผลการตอบสนองของระบบโดยใช้ฟังก์ชัน ITAE เพื่อระบุถึงสมรรถนะของระบบ หลังจากรอบการค้นหาที่ 85 การค้นหาด้วยวิธีกลุ่มอนุภาคสามารถระบุถึงค่าของพารามิเตอร์ที่เหมาะสมที่สุด และหลังจากการค้นหาเสร็จสิ้นสามารถระบุถึงการตอบสนองของระบบ คือ ค่าช่วงเวลาเข้าที่ $T_s = 0.45$ วินาที โดยที่ตัวควบคุมแบบพีโอได้ค่าฟังก์ชันที่เหมาะสมที่สุด คือ 424.19 และ พารามิเตอร์ตัวควบคุมของระบบที่ $K_p=0.00449645$, $K_i=0.00009806$ ในตัวควบคุมแบบพีโอดี มีค่าฟังก์ชันที่เหมาะสมที่สุดอยู่ที่ 410.95 และ พารามิเตอร์ของตัวควบคุมที่ $K_p=0.00797789$, $K_i=0.00009806$, $K_d=0.0019806$ ส่วนการตอบสนองของตัวควบคุมแบบคสเดบปั้งให้ค่าฟังก์ชันที่เหมาะสมที่สุดอยู่ที่ 399.39 โดยมีค่าพารามิเตอร์ตัวควบคุมอยู่ที่ $K_1=12,487$, $K_2=335.65$, $K_3=14.16$ หลังจากที่ได้ทำการค้นหาค่าพารามิเตอร์ของตัวควบคุมที่เหมาะสมที่สุดแล้วยังได้มีการทดสอบค่าของพารามิเตอร์ที่เหมาะสมเพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะของระบบควบคุม กับฟังก์ชันมาตรฐานอื่นๆ ดังนี้ คือ ฟังก์ชัน $F=1000+250\sin(0.5t)$, ฟังก์ชัน $F=100t$, $F=200t$, $F=300t$ และฟังก์ชันสี่เหลี่ยมโดยมีขนาดของแรงในช่วง 0 ถึง 1000 นิวตัน ที่ความถี่ในการกอดอัดแรงที่ 0.5 เฮิรตซ์ โดยการตอบสนองของตัวควบคุมที่ให้ผลการตอบสนองอย่างมีประสิทธิภาพคือ แบบคสเดบปั้ง พีโอดี และ พีโอ ตามลำดับ

หลังจากที่ได้ทดลองการค้นหาพารามิเตอร์ที่เหมาะสมที่สุดของตัวควบคุมทั้งแบบเชิงเส้นและไม่เป็นเชิงเส้นแล้ว เพื่อเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพการตอบสนองให้ดีที่สุดและเป็นทางเลือกให้กับผู้ใช้งานในด้านต้นทุนการสร้างเครื่องจักร ทางผู้จัดทำให้ขยายขอบเขตของการทดลองไปยังการควบคุมแบบคสเดบปั้งที่มีการวัดค่าสถานะจากตัวตรวจจู้จริงและการประมาณสถานะตัวตรวจจู้ด้วยวิธีการคาร์ลมานฟิลเตอร์ โดยมีหลักเกณฑ์การทดสอบที่เหมือนกันกับข้างต้น หลังจากการค้นหาพารามิเตอร์ที่ดีที่สุดด้วยวิธีกลุ่มอนุภาคในรอบที่ 200 การตอบสนองของตัวควบคุมแบบคสเติร์ปั้งที่มีการวัดค่าสถานะโดยตรงมีค่าฟังก์ชันที่เหมาะสมที่สุดอยู่ที่ 427.76 โดยมีค่าพารามิเตอร์ตัวควบคุมที่เหมาะสมที่สุดอยู่ที่ $K_1=13,550.7$, $K_2=483.54$, $K_3=32.03$ โดยมีการตอบสนองของระบบของตัวควบคุมแบบคสเดบปั้งที่มีการประมาณค่าสถานะโดยอ้อม โดยใช้ค่าที่เหมาะสมของตัวอัตราขยายคาลมาน $K_m=[0.18 \ 0.02 \ 0.18]^T$ และ อัตราขยายของพจน์อินทิเกรต $NLv=[0 \ 0 \ 25]^T$ หลังจากทดสอบสามารถหาค่าฟังก์ชันที่เหมาะสมที่สุดที่ 433.17 และได้ค่าพารามิเตอร์ตัวควบคุมที่เหมาะสม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่สุดที่ $K_1=14,510.7$, $K_2=401.77$, $K_3=27.49$ จากการตอบสนองของฟังก์ชันขั้นบันได สมรรถนะของระบบของค่าช่วงเวลาเข้าที่ 0.4 หลังจากได้ทดสอบหาค่าพารามิเตอร์ที่เหมาะสมกับฟังก์ชันขั้นบันไดแล้ว ยังขยายการทดสอบไปยังการทดลองใช้ค่าพารามิเตอร์กับฟังก์ชันสี่เหลี่ยมที่มีแรงกดอ้างอิงอยู่ในช่วง 200 ถึง 1000 นิวตัน ที่ความถี่ 0.5 เฮิร์ตซ์ ซึ่งให้ผลการตอบสนองที่ตีพอสสมควร ถึงแม้ว่าการผลการตอบสนองของระบบของวิธีการประมาณค่าสถานะจะมีประสิทธิภาพต่ำกว่าการวัดสถานะจริง แต่ก็ยังสามารถลดค่าสัญญาณรบกวนได้ดีกว่าการตรวจวัดสถานะโดยตรงได้ และยังสามารถลดค่าใช้จ่ายในการจัดซื้ออุปกรณ์ตัวตรวจรู้ได้ด้วย ซึ่งถือว่าเป็นทางเลือกในการจัดทำเครื่องจักรอีกด้วย

จากการทดลองในหลายกรณีที่ทางผู้จัดทำให้น่าเสนอ จะพบว่า วิธีการของการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดแบบกลุ่มอนุภาค สามารถประยุกต์ใช้งานได้กับตัวควบคุมแบบพีโอ พีไอดี และแบบสเตรปป์ โดยค่าที่ได้หลังจากการค้นหาจะมีค่าที่มีประสิทธิภาพในการใช้งานที่ดี โดยใช้การยืนยันประสิทธิภาพแบบเวลาจริงตามฟังก์ชัน ITAE ในการค้นหาโดยใช้วิธีการค้นหาด้วยวิธีการกลุ่มอนุภาคแล้ว ไม่จำเป็นที่จะต้องปรับแต่งเพิ่มเติม สามารถนำค่าพารามิเตอร์ที่เหมาะสมนั้นไปใช้งานจริงได้ทันที ซึ่งถือว่าเป็นข้อดีของวิธีการนี้ รวมทั้ง มีความรวดเร็วในการค้นหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของตัวควบคุมอีกด้วย

8.2 ข้อเสนอแนะ

ถึงแม้การประยุกต์ใช้งานโดยใช้หลักการค้นหาค่าที่เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีการกลุ่มอนุภาคกับตัวควบคุมแบบต่าง ๆ จะมีประสิทธิภาพ แต่เมื่อขนาดของแรงที่ใช้ในการกดอัดมีการเปลี่ยนแปลง จะทำให้จุดสมดุลที่เกิดขึ้นเปลี่ยนแปลงไปด้วย เพื่อเป็นการแก้ไขปัญหาที่เกิดขึ้น จำเป็นที่จะต้องเกิดการเปลี่ยนแปลงค่าพารามิเตอร์ที่เหมาะสมตลอดเวลา ซึ่งจะทำให้ขยายขอบเขตของสมรรถนะในการตอบสนองของระบบขึ้นไปอีกด้วย รวมทั้ง การคิดคำนวณฟังก์ชันของอนุกรม ความผิดพลาดที่เกิดขึ้นภายในท่อ และการควบคุมความเร็วของปั๊ม ก็ยังเป็นหัวข้อที่น่าสนใจที่จะนำหลักการของการหาค่าที่เหมาะสมด้วยวิธีการกลุ่มอนุภาค เพื่อเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบอิเล็กทรอนิกส์

บรรณานุกรม

- [1] Manring ND, Hydraulic control systems, Hoboken, John Wiley & Sons, 2005.
- [2] Plummer A.R. and Vaughan A.D., “Decoupling pole-placement control with application to a multi-channel electro-hydraulic servo system,” Control Eng. Pract., 1997.
- [3] K Ogata, Modern Control Systems, University of Minnesota, Prentice Hall, 1987
- [4] Hang, C.C., K.J. Astrom and W.K. Ho (1991), Refinements of the Ziegler-Nichols tuning formula. IEE Proceedings-D, vol. 138, no. 2, pp. 111-118.
- [5] Radke, F. and R. Isermann (1987). A parameter adaptive PID controller with stepwise parameter optimisation. Automatica, vol. 23, pp. 449-457.
- [6] McCormack, A.S. and K. Godfrey (1998). Rule- based auto tuning based on frequency domain identification. IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol. 6, no. 1, pp. 43-61.
- [7] Goldberg, D.E. (1989). Genetic Algorithms in search, optimization and machine learning, Addison- Wesley.
- [8] Holland, J.H. (1975). Adaptation in natural and artificial systems. Ann Arbor: The University of Michigan Press.
- [9] Ian Griffin, On-line PID Controller Tuning using Genetic Algorithms, Dublin City University, 2003.
- [10] J. S. Kim, J. H. Kim, J. M. Park, S. M. Park, M. Y. Choe and H. Heo, Auto tuning PID controller based on improved genetic algorithm for reverse osmosis plant, International Journal of Intelligent Systems and Technologies, vol.3, no.4, pp.232-237, 2008
- [11] J. Kennedy and R. Eberhart, Particle Swarm Optimization in Proceedings of IEEE International conference on Neural Network, pp. 1942-1948,1995.
- [12] Gaing, Z.L. (2004). A particle swarm optimization approach for optimum design of PID controller in AVR system. IEEE Transaction on Energy Conversion, Vol.19(2), pp.384-391.
- [13] Zhao, J., Li, T. and Qian, J. (2005). Application of particle swarm optimization algorithm on robust PID controller tuning. Advances in Natural Computation: Book Chapter. Springer Berlin / Heidelberg, pp. 948-957.
- [14] Seo J., Venugopal R. and Kenné J., “Feedback linearization based control of a rotational hydraulic drive”, Control Eng. Pract., vol. 15, pp. 1495–1507, 2007.

- [15] Q.H. Nguyen, Q.P. Ha, D.C Rye, and H.F. Durrant-Whyte, "Feedback linearisation control for electro-hydraulic systems of a robotic excavator," Processing of Australian Conference on Robotics and Automation. Brisbane, pp.190-195, 1999.
- [16] Alleyne A. and Liu R. "A simplified approach to force control for electro-hydraulic systems" Control Eng. Pract. 2000.
- [17] Saleh A. and Mohamed z., "Backstepping control design for a continuous-stirred tank", International Journal of Inovative Computing, Information and Control, pp. 7747-7780, Volume 8, Number 11, November , 2012, Japan.
- [18] Mohammad R. Sirouspour and S.E. Salcudean, "On the Nonlinear Control of Hydraulic Servo-systems," Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics & Automation, San Francisco, CA April 2000.
- [19] Mohanty A. and Yao B., "Indirect adaptive robust control of hydraulic manipulators with accurate parameter estimates", IEEE Trans on Control Syst. Technol., vol 19, no. 3, May, 2011.
- [20] Yao B., Bu F. and Chiu GTC, "Non-linear adaptive robust control of electro-hydraulic systems driven by double-rod actuators," Int.J.Control, vol. 74, no. 8, pp. 761-775, 2001.
- [21] J. Ye, "Tracking control for nonholonomic mobile robots : integrating the analog neural network into the backstepping technique," Neurocomputing, vol. 71, no. 16-18, pp. 3373-3378, 2008.
- [22] C.K. Chen, W.Y. Wang, Y.G. Leu and C.Y. Chen, "Compact ant colony optimization algorithm based fuzzy neural network backstepping controller for MIMO nonlinear systems," Proceedings of the International Conference on System Science and Engineering (ICSSE '10), pp. 146-149, IEEE, Taipei, Taiwan, 2010.
- [23] Eberhart, R. and Kennedy, I. "A new optimizer using particle swarm theory," [J] Proc. 6 Int. Symposium on Micro Machine and Human Science, pp. 39-43, 1995.
- [24] J. Kennedy and R. C. Eberhart, "Particle swarm optimization," Proceedings of the IEEE International Conference on Neural Networks IV, IEEE Press, Piscataway, NJ (1995), pp.1942-1948.
- [25] Ibrahim M. H, Osama A. R., "Particle swarm optimization approach for solving complex variable fractional programming problems", Journal of engineering Research & Technology ,vol. 2 , 2013.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [26] Ahmed A., A. Esmim and Germano L.T., “Application of particle swarm optimization to optimal power systems”, *International Journal of Inovative Computing, Information and Control*, pp. 1706-1716, Volume 8, Number 3(A), March , 2012, Japan.
- [27] Sidhartha Panda and Narayana P. Padhy. “Comparison of particle swarm optimization and genetic algorithm for FACTS-based controller design”. *Applied Soft Computing*, pp. 1418-1427, October, 2008.
- [28] Sahazati M. Rozali, Mohd F. Rahmat and Abdul R. Husain, “Performance comparison of particle swarm optimization and gravitational search algorithm to the designed of controller for nonlinear systems”. *Journal of Applied Mathematics*. April, 2014.
- [29] A. Karimi and A. Feliachi, “PSO-tuned adaptive back-stepping control of power systems,” in *Proceedings of the IEEE PES Power Systems Conference and Exposition (PSCE '06)*, pp. 1315–1320, IEEE, Atlanta, Ga, USA, November 2006.
- [30] X. Hailong, Z. Xiaozhu and L. Juan, “Linear extended state observer based back-stepping control for uncertain siso nonlinear systems”, *International Journal of Inovative Computing, Information and Control*, pp. 1411-1419, Volume 11, Number 4, August , 2015, Japan.
- [31] Merrit HE, *Hydraulic control system*, Wiley and Sons, New York, 1967.
- [32] Jalali, M. and Kroll, A. *Hydraulic Servo-Systems, Modeling, Identification and Control*. Springer. 2004.
- [33] Munson, B.R., Okiishi, T. H. and Young, D. F. *A Brief Introduction to Fluid Mechanics*. John Wiley and Sons Inc. 1996.
- [34] Robert Bosch GmbH. *Electro-hydraulic proportional and control system*, Ditzingen: Omegon.
- [35] R. E. Kalman and R. S. Bucy, “New results in linear prediction and filtering theory,” *ASME Trans., J. Basic Eng., ser. D., vol. 83*, pp. 95–108, 1961
- [36] Muller P. C. “Estimation and compensation of Nonlinear perturbation by disturbance observers.” *Control system, Robotic and Automation*. 2000.
- [37] Stengel, R. F., *Optimal control and estimation*. New York, 1994.
- [38] M. Dorigo and L.M. Gambardella, *Ant Colony System: A Cooperative Learning Approach to the Traveling Salesman Problem*, *IEEE Transactions On Evolutionary Computation*, Vol1, No.1, April, 1997.
- [39] Reynolds, C. W. *Flocks, Herds, and Schools: A Distributed Behavioral Model*, in *Computer Graphics*, 21(4) (SIGGRAPH '87 Conference Proceedings) pages 25-34, 1987.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่จัดทำขึ้นเพื่อใช้ในการเรียนการสอนของนักศึกษาในสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [40] Boyd, Robert and Richerson, Peter J., *The Origin and Evolution of Cultures*, Oxford University Press, 2005.
- [41] Eberhart, R. C., and Shi, Y. (2001) (a). Tracking and optimizing dynamic systems with particle swarms. Proc. Congress on Evolutionary Computation 2001, Seoul, Korea. Piscataway, NJ: IEEE Service Center. (in press)
- [42] Kennedy, J., Eberhart, R. C., and Shi, Y., *Swarm Intelligence*, San Francisco: Morgan Kaufmann Publishers, 2001.
- [43] Kennedy, J. (2001). Out of the computer, into the world: externalizing the particle swarm. Proceedings of the Workshop on Particle Swarm Optimization. Indianapolis, IN: Purdue School of Engineering and Technology, 2001.
- [44] Canlas, L. (1999). Laurent Clerc: Apostle to the Deaf People of the New World. Gallaudet University Laurent Clerc National Deaf Center. Retrieved 26, Apr. 2008:
- [45] D. N. Rao Veeramachaneni, Animal Reproduction and Biotechnology Laboratory, Department of Biomedical Sciences, College of Veterinary Medicine and Biomedical Sciences, Colorado State University, Fort Collins, Colorado 80523-1683, USA.
- [46] Van der Bergh, F., *An Analysis of Particle Swarm Optimizers*, PhD thesis, Department of Computer Science, University of Pretoria, Pretoria, South Africa, 2002.
- [47] วิบูลย์ แสงวีระพันธุ์ศิริ, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, "การควบคุมระบบพลศาสตร์ (Control of Dynamic Systems)", สำนักพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2548.
- [48] เดวิด บรรเจิดพงศ์ชัย, ภาควิชาวิศวกรรมไฟฟ้า คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, "ระบบควบคุมพลวัต การวิเคราะห์ การออกแบบ และการประยุกต์ (Dynamical Control Systems Analysis, Design and Applications)", สำนักพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2551
- [49] Khalil K. H. *Nonlinear System* third edition, Upper saddle river, Prentice Hall, 2002.
- [50] P.Nakkarat, S.Kuntanapreeda, Observer-based backstepping force control of an electrohydraulic actuator, *Control Engineering Practice* 17 (2009), pp. 895–902.
- [51] สุวัฒน์ กุลธนปรีดา, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, ศูนย์ผลิตตำราเรียน มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, 2554
- [52] Miroslav Krstić, Ioannis Kanellakopoulos and Petar Kokotović, "Nonlinear and Adaptive Control Design", A Wiley-Interscience Publication, John Wiley & sons, Inc, 1995.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [53] S. Ebbesen, P. Kiwitez and L. Guzzella, A Generic Particle Swarm Optimization Matlab Function, American Control Conference, Fairmont Queen Elizabeth, Montreal, Canada, 27-29 , June , 2012.
- [54] Lui R. Nonlinear control of electro-hydraulic servosystem : Theory and Experimental. M. S. Thesis, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Tsinghua University, 1994.
- [55] ระบบไฮดรอลิก, แหล่งที่มา ; <https://sites.google.com/site/aneq007fc/>, สืบค้นเมื่อ วันที่ 10 กันยายน 2559
- [56] A. El-Zonkol, "Optimal Placement of Multi DG Units Including Different Load Models Using PSO," Smart Grid and Renewable Energy, Vol. 1 No. 3, 2010, pp. 160-171



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

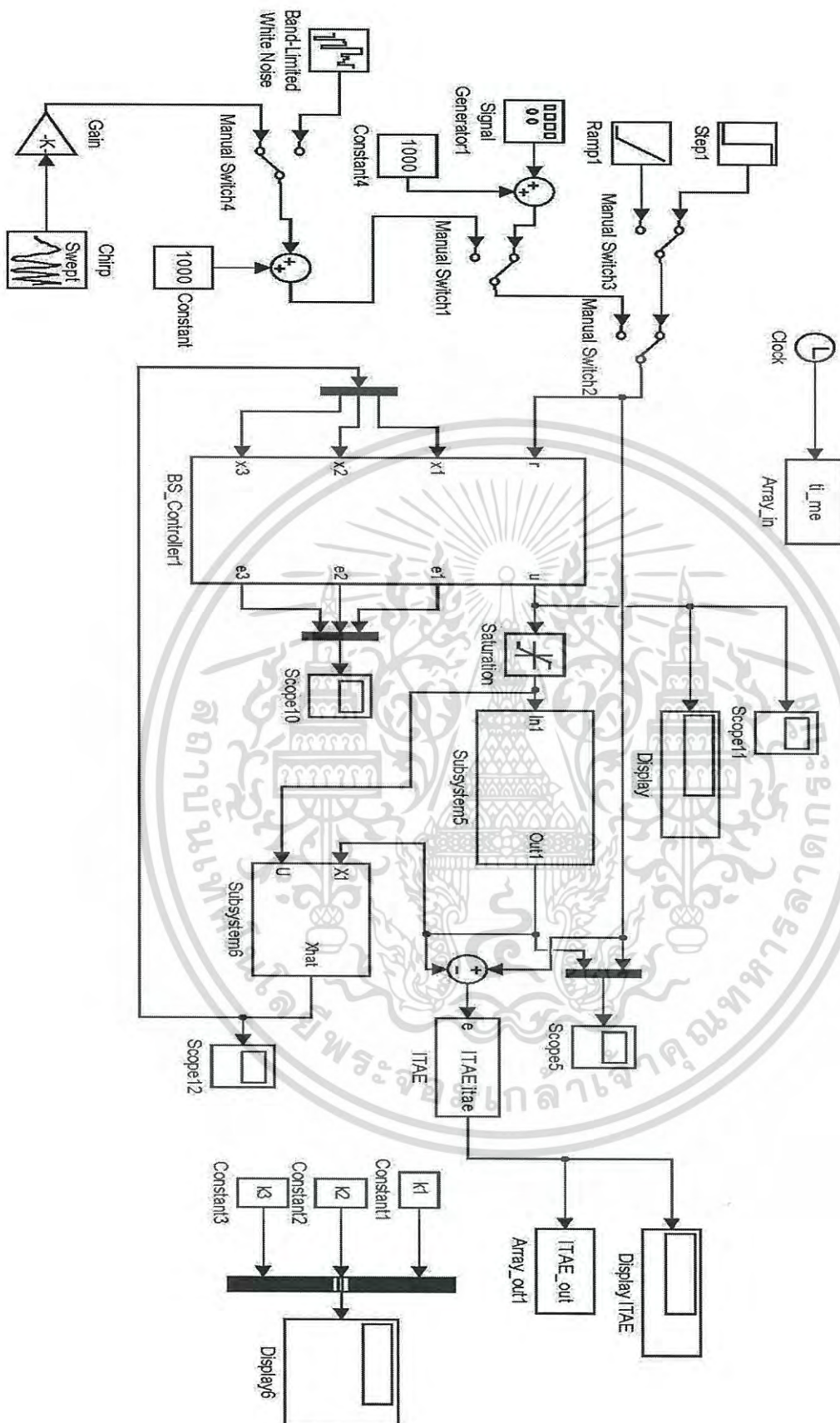


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



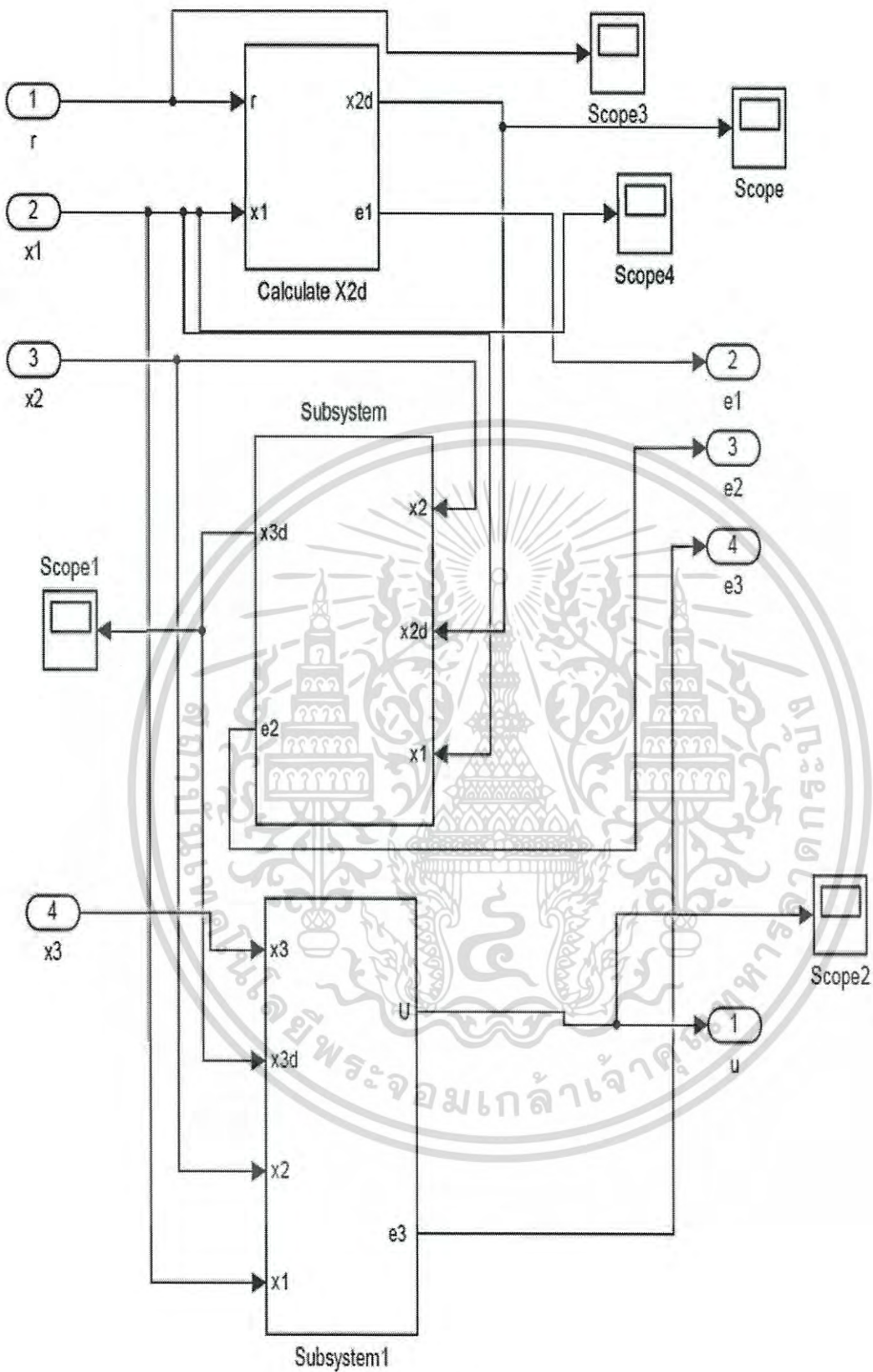
ภาคผนวก ก.
แผนผังโปรแกรมใช้งาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



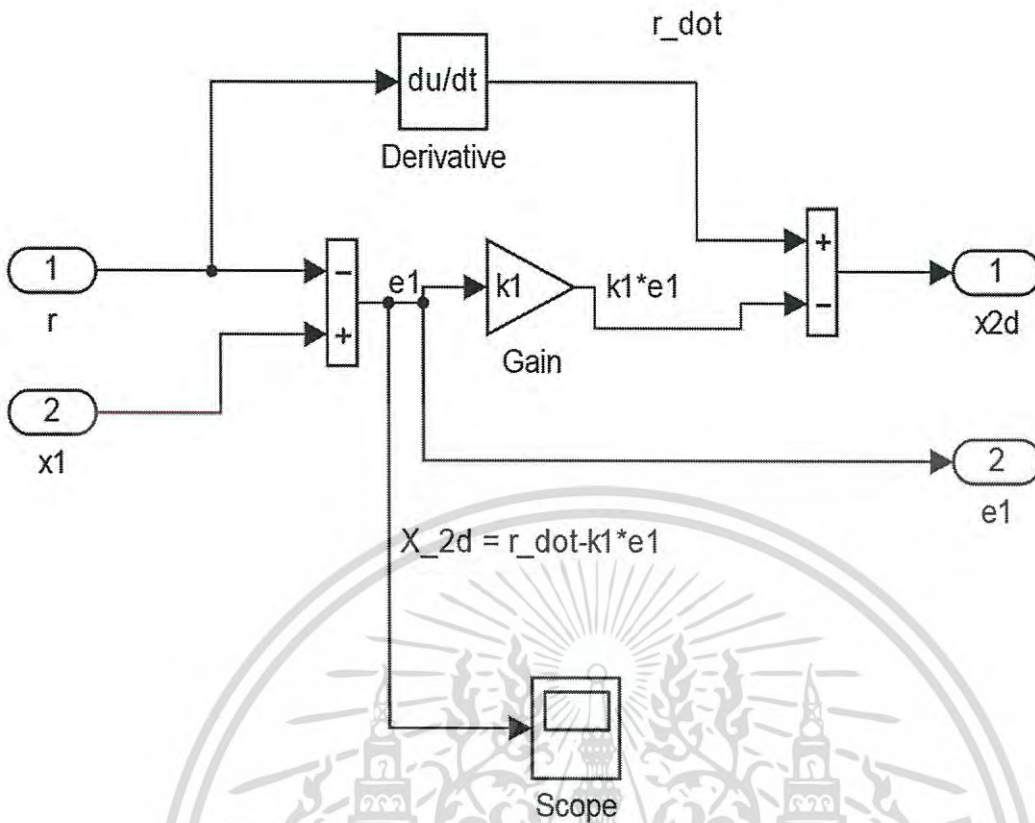
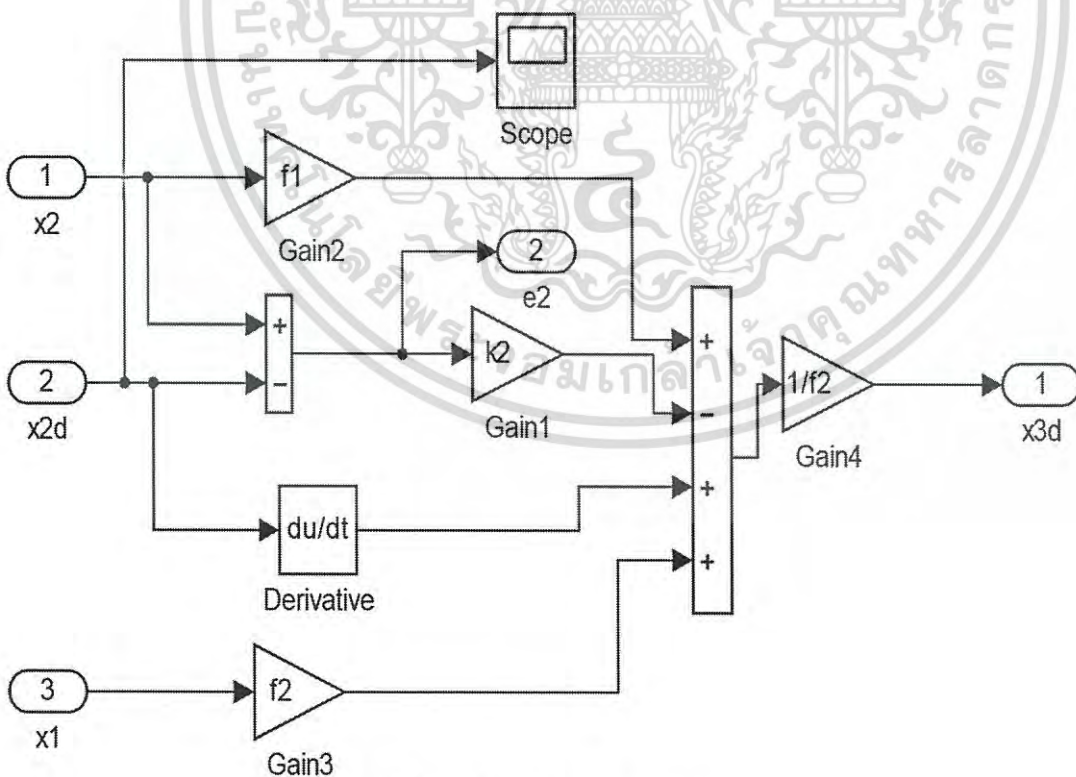
รูปที่ ก.1 โปรแกรมการใช้งานหลักของระบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

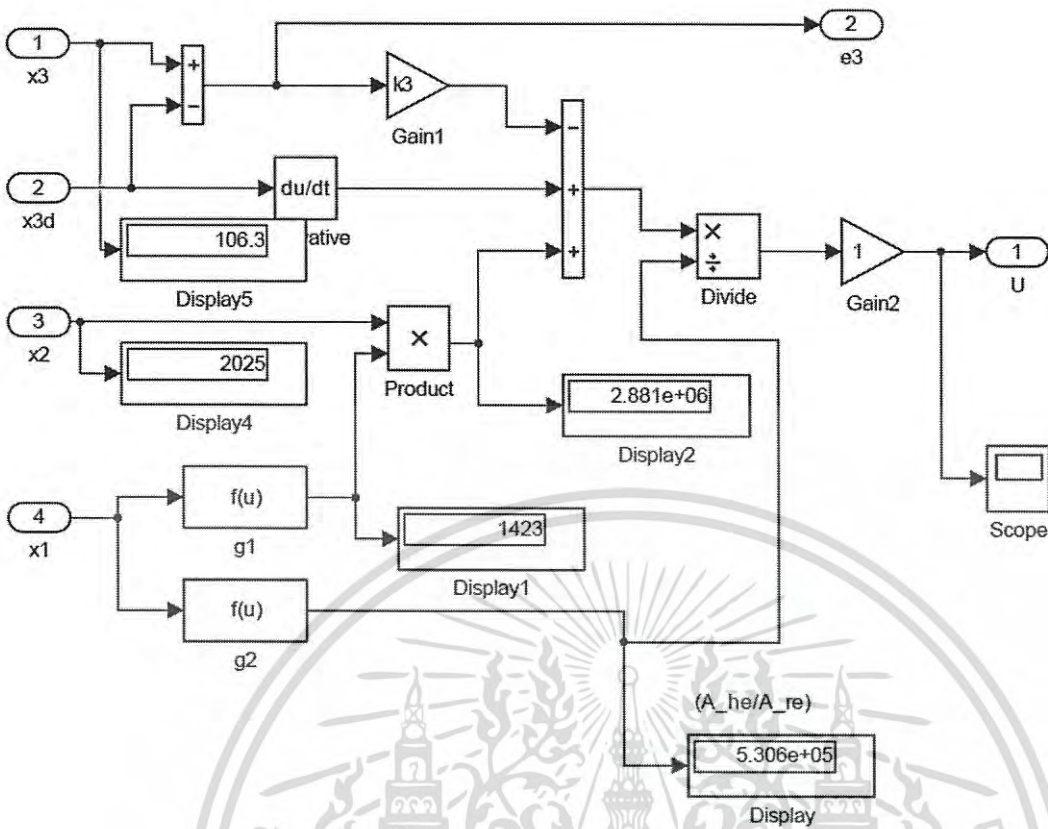


รูปที่ ก.2 ตัวแปรสถานะของระบบ

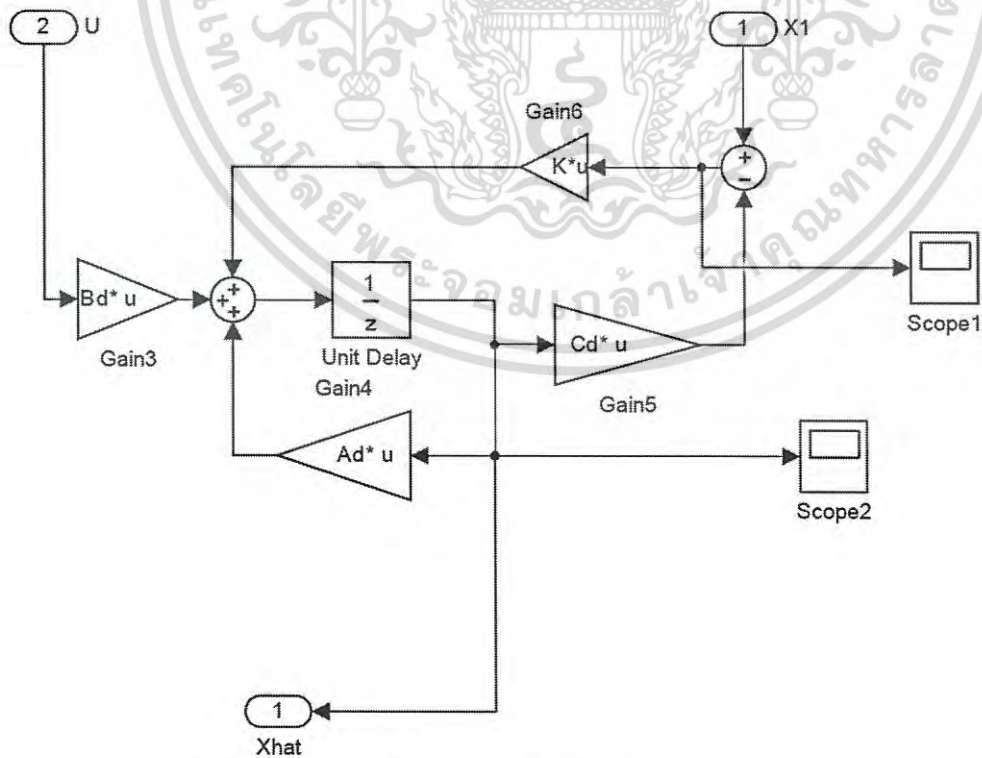
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ ก.3 ตัวแปรสถานะ X_{2d} รูปที่ ก.4 ตัวแปรสถานะ X_{3d}

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

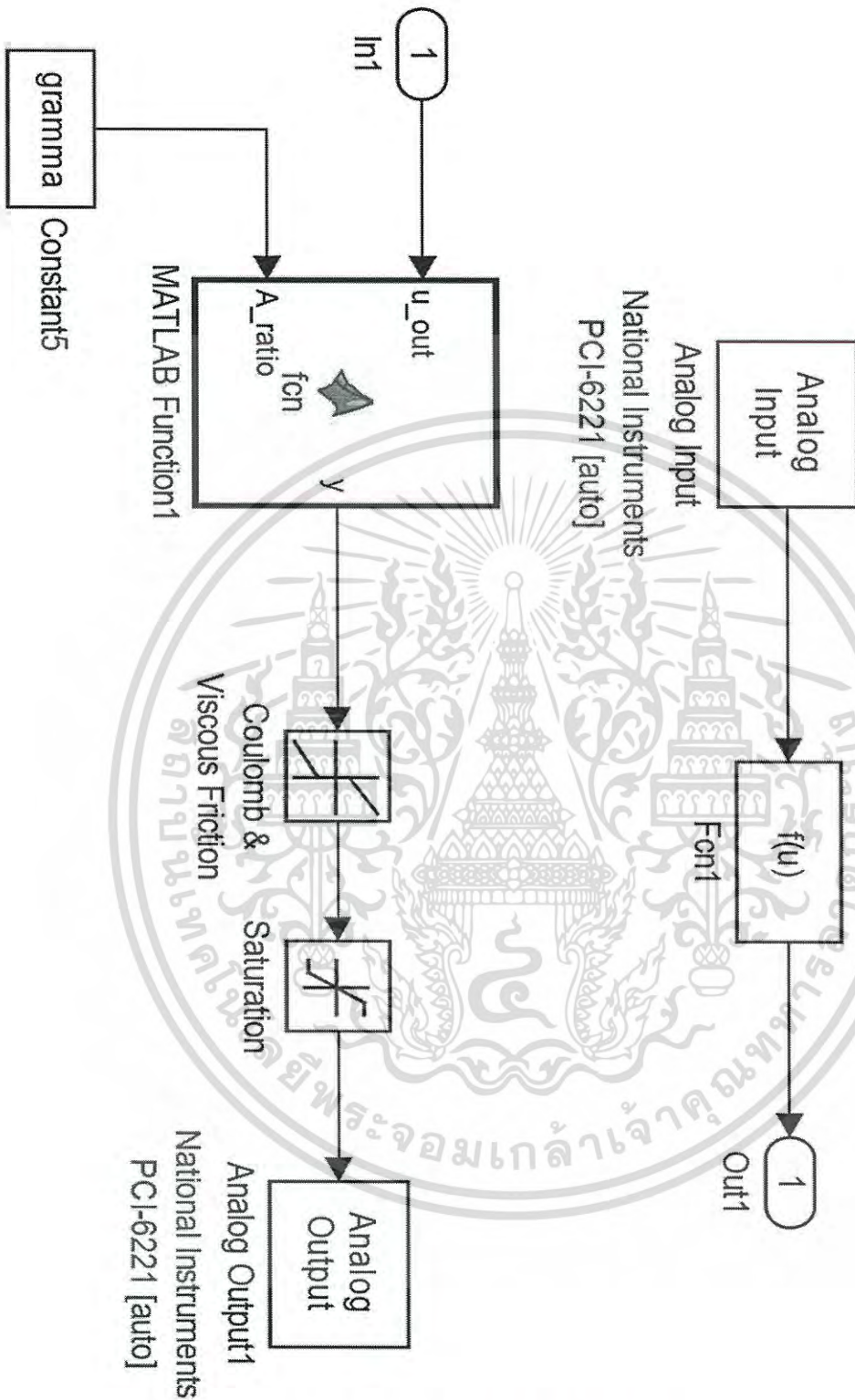


รูปที่ ก.5 สัญญาณคำสั่งที่ส่งไปวาล์วควบคุม



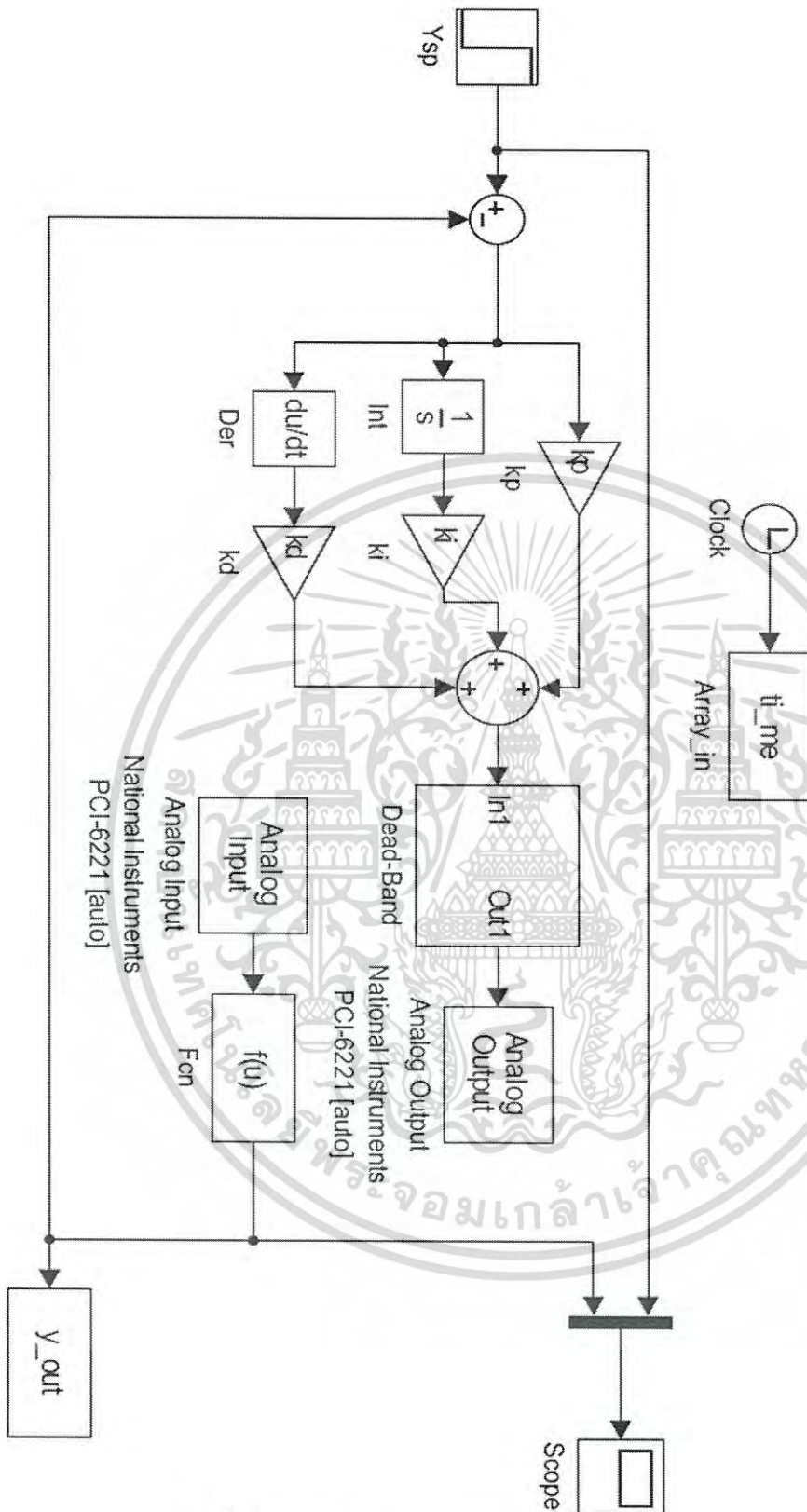
รูปที่ ก.6 แผนผังการประมาณตัวแปรสถานะของระบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ก.7 สัญญาณการเชื่อมต่ออุปกรณ์ภายนอก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

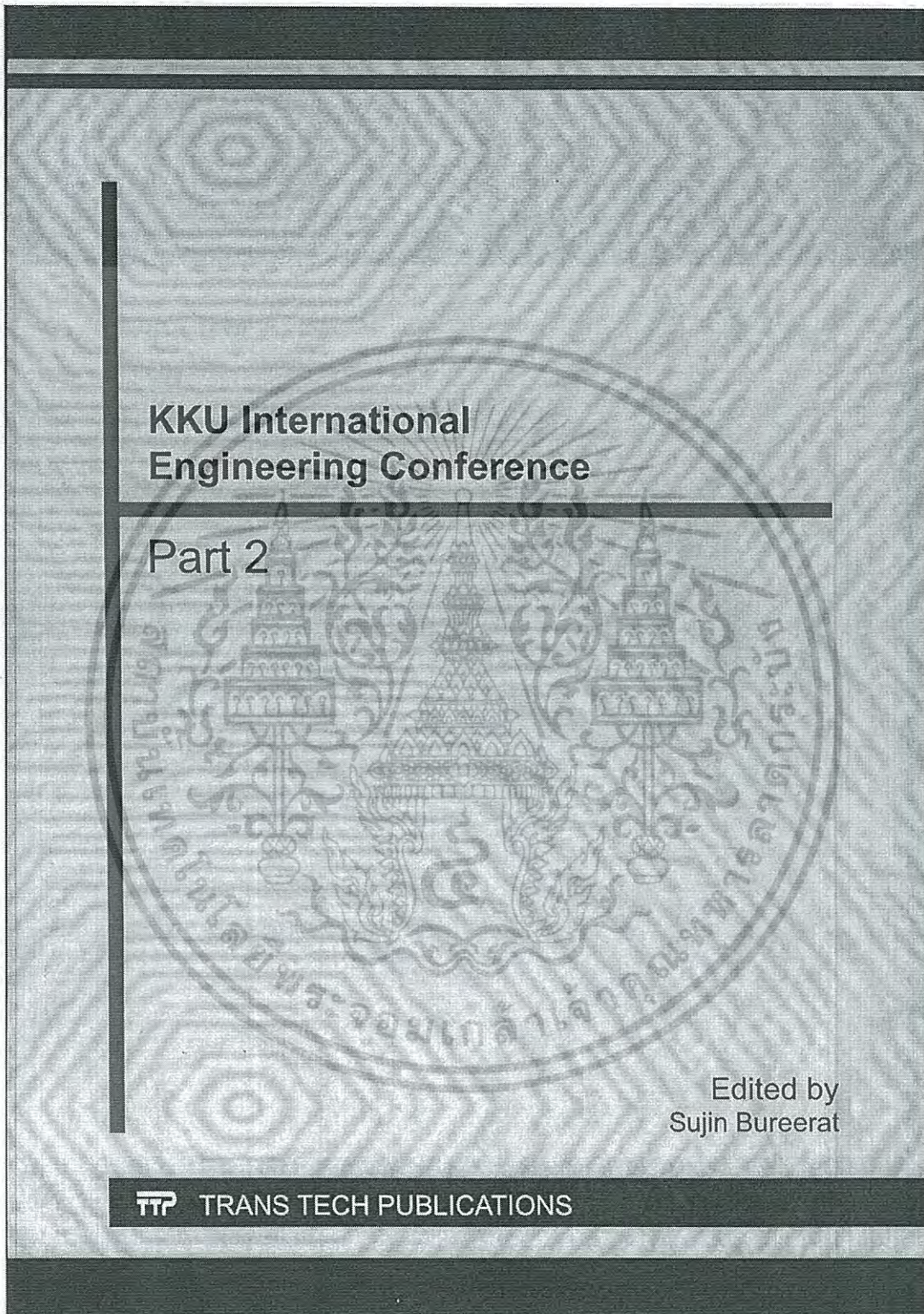


รูปที่ ก.8 แผนผังการทดลองของตัวควบคุมพีไอดี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Tuning PID Controller Using Genetic Algorithms for Electro-Hydraulic System with Tracking Force Control

Pisan Moonumca^{1,a*}, Nattawoot Depaiwa^{1,b}, Yoshio Yamamoto^{2,c}

¹Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering,

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, 10520, Thailand.

²Department of Precision Engineering, Tokai University, 4-1-1 Kitakaname,

Hiratsuka, Kanagawa, 259-1292, Hiratsuka, Japan.

^am_pisankmitl@hotmail.com, ^bkdnattaw@kmitl.ac.th, ^cyoshio@keyaki.cc.u-tokai.ac.jp

* Corresponding author, E-mail address: m_pisankmitl@hotmail.com

Keywords: Genetic Algorithms, Proportional-Integral-Derivative, Electro-Hydraulic Servo System.

Abstract.

The aim of this paper is design a controller for force control of an Electro-Hydraulic System and selection of a PID gains are using genetic algorithm. The mathematical model is considered as the Newton second law and compressible fluid flow theory. This paper compares two kinds of tuning methods for PID controller. One is the controller design by the genetic algorithm, second is the controller design by the Ziegler and Nichols method. Each PID gains are tested with step input function, square signal, half-sine signal and half-saw signal. And results show performance index with rise time, settling time and Maximum %OS. It was found that the proposed PID gains tuning by the genetic algorithm is better than the Ziegler & Nichols' method.

Nomenclature

A_1 = Piston area side HE.	P_1 = Pressure side HE.	V_1 = Volumes cylinder of HE.
A_2 = Piston area side RE.	P_2 = Pressure side RE.	V_2 = Volumes cylinder of RE.
β = Effective bulk modulus.	P_s = Supply pressure.	V_{01} = Initial HE volume.
c = Viscous coefficient	P_r = Reservoir pressure.	V_{02} = Initial RE volume.
F_{ext} = External force	u = Control signal.	V_m = Command voltage.
K_v = Flow/signal gain of valve	Q_1 = Flow rate of HE.	x_p = Piston's displacement
k_s = Stiffness of spring.	Q_2 = Flow rate of RE.	γ = Piston areas ratio
m = mass of piston		(A_1 / A_2)

Introduction

PID controller is commonly used as the industrial standard controller. The classical methods for tuning gains of PID controller are Ziegler Nichols (ZN) oscillation method, ZN reaction curve method and Cohen-Coon reaction curve method. In an effort to improve, the performance of PID tuning for processes with changing dynamic properties [1-3]. These controllers have self-initialization and re-calibration features to deal significant changes in the process dynamics. However, the PID controller gains are still computed by using the conventional tuning formulae and these do not provide a good control performance in all situations. In some plants, there can be several control loops tuning which can be highly time consuming. In addition, ageing and non-linear effects can result in inefficient plant operation, unnecessary wear and unscheduled shutdowns. To deal with this problem, tuning PID gains using genetic algorithms (GAs) have been proposed in [4-7]. GAs is a stochastic global search method that emulates the process of natural

evolution. Using genetic algorithms to perform the tuning of the controller will result in the optimum controller being evaluated for the system every time. The objective of this paper is to show that by employing the GAs tuning and comparing conventional method.

Mathematical model

The mathematical model of EHS was derived from Newton second law and compressible fluid flow theory. Fig 1 shows the schematic diagram of the EHS experimental setup and Fig. 2 shows actual EHS experimental setup. A linear spring is used as the resistive load of the hydraulic cylinder. Only cylinder force is measured by a load cell and is fed into the computer via DAQ card. Mathematical model for tracking force control of EHS is obtained as follows [8]. Equations obtained according to the cylinder force can be described according to Newton second law as (the friction is neglected for simplification):

$$m\ddot{x}_p = P_1A_1 - P_2A_2 - c\dot{x}_p - F_{ed} \quad (1)$$

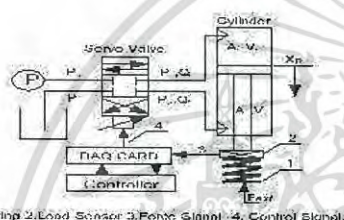


Figure 1. Schematic diagram of EHS.

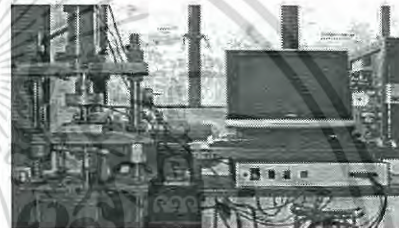


Figure 2. Experimental apparatus of EHS

The equation of compressible fluid flow is used to describe the pressure changes.

$$\frac{V_1}{\beta}\dot{P}_1 = -A_1\dot{x}_p + Q_1 \quad \text{and} \quad \frac{V_2}{\beta}\dot{P}_2 = -A_2\dot{x}_p + Q_2 \quad (2)$$

V_1 and V_2 are the volumes of the HE and RE side. V_{01} and V_{02} are the initial HE and RE volumes, respectively. The flow rate through the proportional valve is assumed to be linear with the valve spool control signal [Eq.3]. The flow rate of valve is considered by ratio of flow/signal of valve spool [eq. 3] which is defined to linear flow gain. The frequency of command signal is much lower than the natural frequency of the valve spool [9]

$$Q_1 = \begin{cases} K_v V_{in}, & \dot{x}_v > 0 \\ \gamma K_v V_{in}, & \dot{x}_v < 0 \end{cases} \quad \text{and} \quad Q_2 = \begin{cases} \frac{K_v}{\gamma} V_{in}, & \dot{x}_v > 0 \\ K_v V_{in}, & \dot{x}_v < 0 \end{cases} \quad (3)$$

$$x_p = \frac{F}{k_s}, \quad \dot{x}_p = \frac{\dot{F}}{k_s} \quad \text{and} \quad \ddot{x}_p = \frac{\ddot{F}}{k_s} \quad (4)$$

Since a linear spring is used as a resistive load, the cylinder piston motion can be described as Eq.4 and [10] then substitute Eq.4 into Eq.1 to obtain the dynamic model of the cylinder force

$$\text{[Eq. 5].} \quad \ddot{F} = \frac{k_s}{m}(P_1A_1 - P_2A_2) - \frac{c}{m}\dot{F} - \frac{k_s}{m}F \quad (5)$$

Rearrange Eq.2 with the help of Eq.1.

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta}{V_{01} + A_1x_p}(Q_1 - A_1\dot{x}_p) = \frac{\beta}{k_s V_{01} - A_1F}(k_s Q_1 - A_1\dot{F}) \quad (6)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta}{V_{02} + A_2x_p}(A_2\dot{x}_p - Q_2) = \frac{\beta}{k_s V_{02} - A_2F}(A_2\dot{F} - k_s Q_2) \quad (7)$$

Define the state variables as $x_1 = F$, $x_2 = \frac{dF}{dt}$, $x_3 = P_1A_1 - P_2A_2$ and rearrange Eq.5 - Eq. 7 in the state space form :

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{m}[-k_s x_1 - c x_2 + k_s x_3] \\ \dot{x}_3 &= -f_1(x_1)x_2 + f_2(x_1)u \end{aligned} \quad (8)$$

Where

$$f_1(x_1) = \frac{\beta A_1^2}{k_s V_{01} + A_1 x_1} + \frac{\beta A_2^2}{k_s V_{02} - A_2 x_1}$$

$$f_2(x_1) = \frac{\beta A_1^2 K_v k_s}{k_s V_{01} + A_1 x_1} + \frac{\beta A_2^2 K_v k_s}{(k_s V_{02} - A_2 x_1) \gamma}$$

and $u = \begin{cases} V_m; & \dot{x}_v > 0 \\ \gamma V_m; & \dot{x}_v < 0 \end{cases}$

Linearize Eq. 8 about the values of all states at zeros, and substitute the value of all constants to obtain the matrices A, B and C. Not that, All parameter follow as: $\beta = 1.5 \times 10^9 \text{ N/m}^2$, $c = 3.0 \times 10^4 \text{ N/m.s}^{-1}$, $A_1 = 3.117 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, $A_2 = 5.726 \times 10^{-4} \text{ m}^2$, $V_{01} = 2.182 \times 10^{-3} \text{ m}^3$, $V_{02} = 1.718 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, $m = 6 \text{ Kg}$, $K = 5 \times 10^{-5}$, $k_s = 1 \times 10^9 \text{ N/m}^2$.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -2.0e8 & -6.0e3 & 2.0e8 \\ 0 & -0.1011 & 0 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 3.1124e6 \end{bmatrix}, C = [1 \ 0 \ 0] \quad (10)$$

Background of the Genetic Algorithms for PID Controller Tuning.

Basically, GAs consists of three main stages: Selection, Crossover and Mutation. The application of these three basic operations allows the creation of new individuals which may be better than their parents. This algorithm is repeated for many generations and finally stops when reaching individuals that represent the optimum solution to the problem. The GA architecture is shown in Fig.3 and Parameters in Table 1.

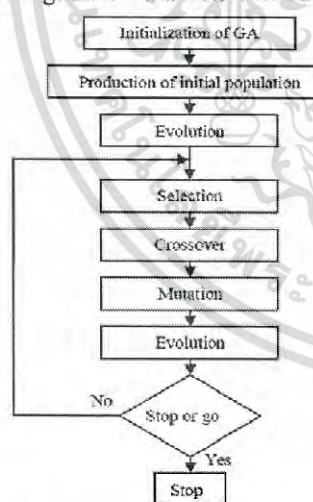


Table 1 Parameters of GAs.

GAs property	Value / Method
Population Size	50
Maximum Generations	100
Crossover rate	0.8
Mutation rate	0.06
Performance index	$ITAE = \int_0^{\infty} t e(t) dt$
Crossover points	2

Figure 3. Architecture of Genetic Algorithm.

Result and Discussion.

The performances of ZN and GAs are tested and compared in both simulations and actual experiment. In order to obtain optimum PID gains form GA method. In simulation, the model is generated with a step force command. Fig 4 shows each of PID gain. All the gain converges after only 10 cycle of generation. Table 1 shows the value of PID gains obtained by ZN and GAs form computer simulation.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

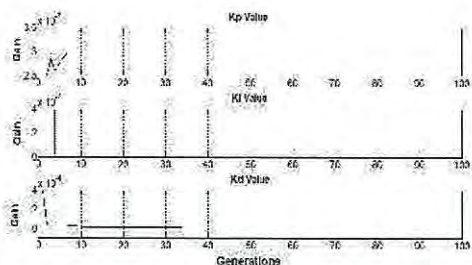


Figure 4. Each generation of PID gains.

Simulation Result

The performance of ZN(P), ZN(PI), ZN(PID) and GAs(PID) are tested and compared [Fig.5]. Table 2 shows the keys performance index of each controller.

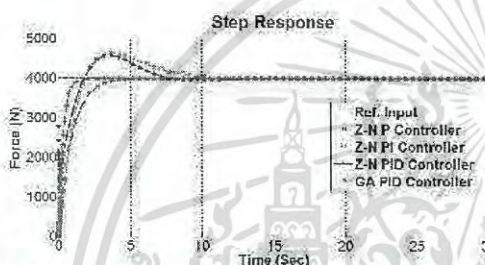


Figure 5. Step response of PID controller

Table 1. PID gains of GAs and Z-N method.

	Kp	Ki	Kd
ZN(P)	1.3×10^{-3}	-	-
ZN(PI)	9×10^{-4}	2.88×10^{-4}	-
ZN(PID)	1.3×10^{-3}	1.53	1.66×10^{-8}
GAs(PID)	2.9×10^{-3}	1.56×10^{-7}	2.54×10^{-8}

Table 2. Key performance index of simulation.

	Tr(sec)	Ts (sec)	Max.%OS
ZN(P)	2.2	4	-
ZN(PI)	1.7	12	22
ZN(PID)	1.5	7	20
GAs(PID)	0.8	3	-

Experimental Result

All experiments are tested with ZN PID, Manual Refine ZN PID and GAs PID controller. The PID gains from computer simulation is used both ZN PID and GAs PID controller but Manual Refine ZN PID is adjusted by manual calibration to suitable gains. Table 3 shows the keys performance index of experiment for step and square signal input. The step response [Fig. 6 (a)] of ZN PID has Maximum %OS more than Manual Refine ZN and GAs PID but rise time is nearly. The square response [Fig. 6 (b)] of ZN PID has Maximum %OS more than Manual Refine ZN and GAs PID and rise time is nearly same as step response but ZN PID was not better in this case. In addition, Fig.6 (c) and Fig. 6 (d) were shown response with half-sin and half-saw signal input. Both input signal not good with ZN PID but Manual Refine ZN PID and GAs PID were better. Note that, the Manual Refine ZN Controller is tuned base on ZN PID controller.

Table 3. Key performance index of experimental.

	Ref. Input	Rise Time(sec)	Settling Time (sec)	Maximum %OS
ZN PID Controller	Step	0.85	2.1	37.5
Manual Refine ZN Controller		0.85	1.5	17.5
GAs PID Controller		1.2	1.3	-
ZN PID Controller	Square signal @0.1 Hz	1.6	-	23.28
Manual Refine ZN Controller		0.4	1.5	12.5
GAs PID Controller		1.3	1.6	1.75

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

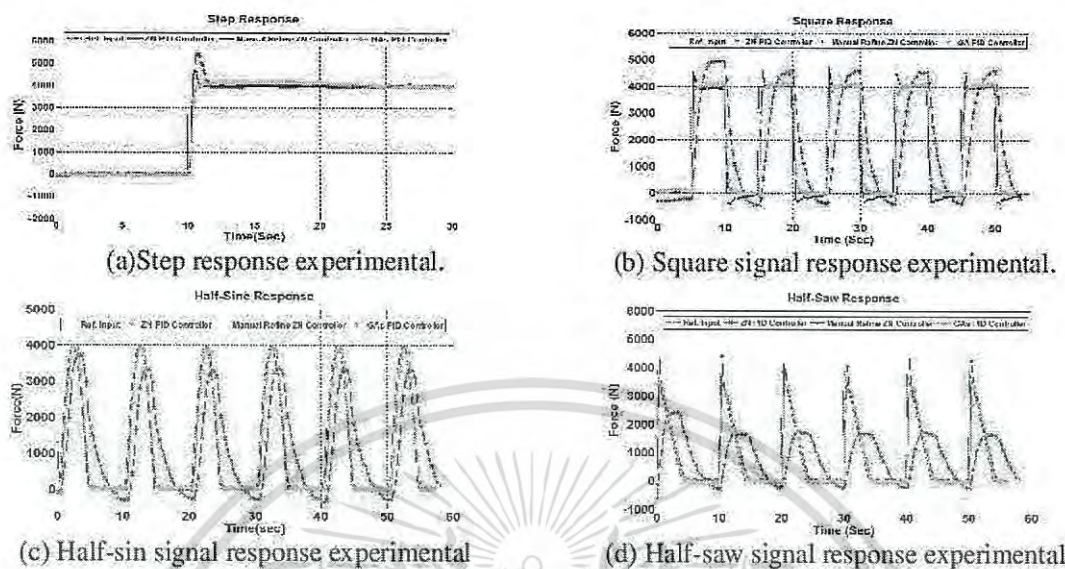


Figure 6. Results of responded for testing PID gains of EHS systems.

Conclusion.

The designed PID with GAs has much faster response and lower maximum %OS than response of the conventional method. The GAs PID gains of simulation are used in experiment But ZN PID gains from simulation may not be used to experimental that need to refine gains with all signal input. The conventional method is good for giving us as the initial point of PID gains then its best way for Manual Refine ZN PID calibration and get suit PID value. However, the GAs designed PID is much better in terms of the rise time, the settling time and Max. %OS than the conventional method. Finally the genetic algorithm provides much better results compared to the conventional methods. And also the error associated with the genetic algorithm based on PID is lesser than the error calculated in the conventional scheme.

References

- [1] Hang, C.C., K.J. Astrom and W.K. Ho (1991), Refinements of the Ziegler-Nichols tuning formula. IEE Proceedings-D, vol. 138, no. 2, pp. 111-118.
- [2] Radke, F. and R. Isermann (1987). A parameter adaptive PID controller with stepwise parameter optimisation. Automatica, vol. 23, pp. 449-457.
- [3] McCormack, A.S. and K. Godfrey (1998). Rule-based auto tuning based on frequency domain identification. IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol. 6, no. 1, pp. 43-61.
- [4] Goldberg, D.E. (1989). Genetic Algorithms in search, optimization and machine learning, Addison- Wesley.
- [5] Holland, J.H. (1975). Adaptation in natural and artificial systems. Ann Arbor: The University of Michigan Press.
- [6] Ian Griffin, On-line PID Controller Tuning using Genetic Algorithms, Dublin City University, 2003.
- [7] J. S. Kim, J. H. Kim, J. M. Park, S. M. Park, M. Y. Choe and H. Heo, Auto tuning PID controller based on improved genetic algorithm for reverse osmosis plant, International Journal of Intelligent Systems and Technologies, vol.3, no.4, pp.232-237, 2008
- [8] Merritt, H. E. (1967). Hydraulic control system. New York: Wiley.
- [9] Robert Bosch GmbH. Electro-hydraulic proportional and control system, Ditzingen: Omegon.
- [10] P.Nakkarat, S.Kuntanapreeda, Observer-based backstepping force control of an electrohydraulic actuator, Control Engineering Practice 17 (2009), pp. 895-902.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

KKU International Engineering

10.4028/www.scientific.net/AMR.931-932

Tuning PID Controller Using Genetic Algorithms for Electro-Hydraulic System with Tracking Force Control

10.4028/www.scientific.net/AMR.931-932.1318

DOI References

[2] Radke, F. and R. Isermann (1987). A parameter adaptive PID controller with stepwise parameter optimisation. *Automatica*, vol. 23, pp.449-457.

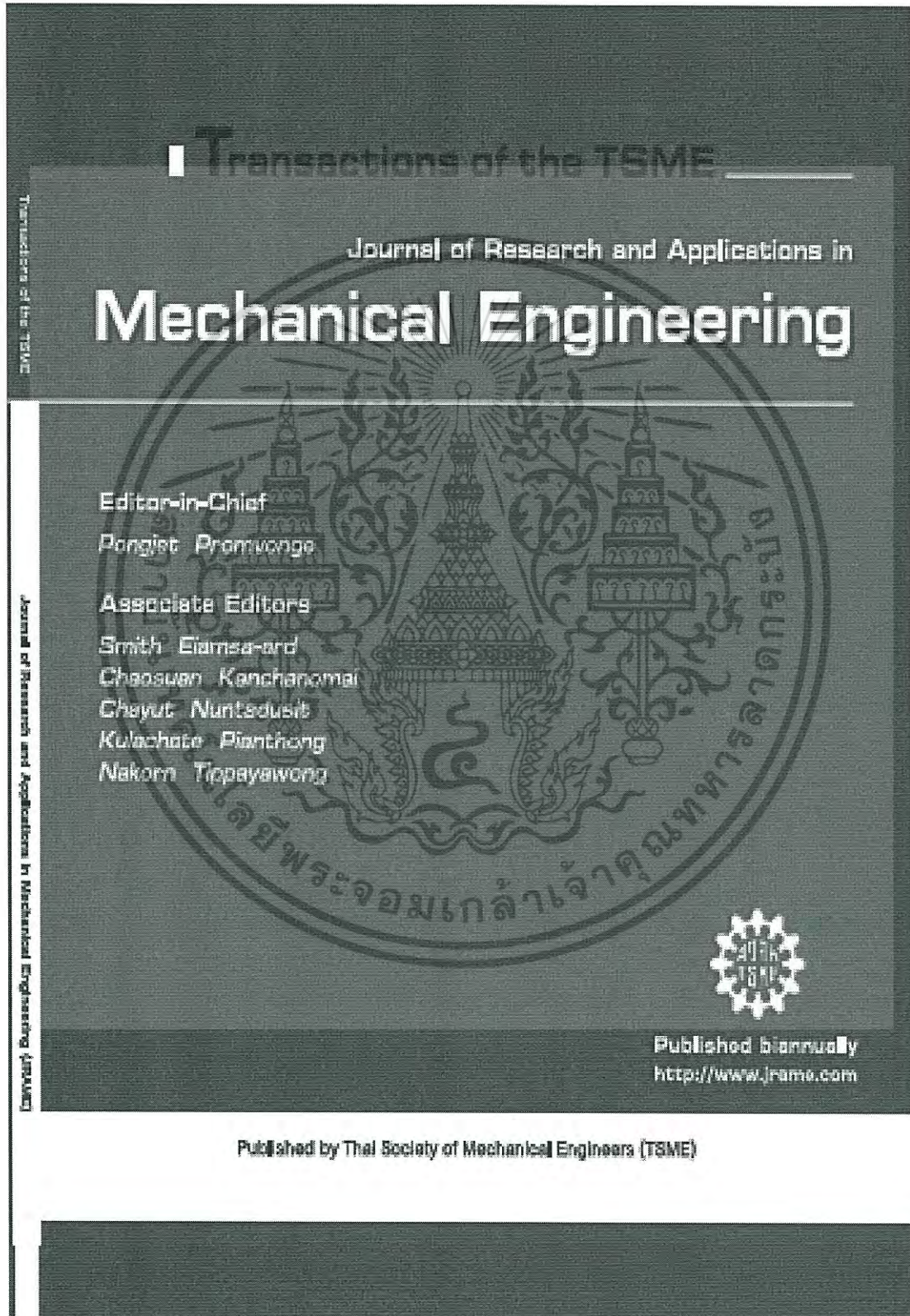
[http://dx.doi.org/10.1016/0005-1098\(87\)90074-4](http://dx.doi.org/10.1016/0005-1098(87)90074-4)

[3] McCormack, A.S. and K. Godfrey (1998). Rule-based auto tuning based on frequency domain identification. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 6, no. 1, pp.43-61.

<http://dx.doi.org/10.1109/87.654876>



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Published by Thai Society of Mechanical Engineers (TSME)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

PID Tuning Optimization for Electro-Hydraulic System

Pisan Moonumca^{1,*}, Nattawoot Depaiwa¹

¹Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering,

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, 10520, Thailand.

*Corresponding Author: E-mail, m_pisankmit@hotmail.com, Tel. +66(82 1056656).

Abstract

The aim of this research is to design suitable gain parameters for PID controller by using optimization. The model of an Electro-Hydraulic System (EHS) is used as a plant in this paper. The modern heuristics approach such as genetic algorithm (GA) and particle swarm optimization (PSO) are employed to enhance the capability of traditional techniques. The functions input contains single step, double step and square and that function are tested as searching to suitable gain parameters. The comparison between GA-based and PSO-based performance are presented. The results show the advantage of PID tuning by using optimization tools.

Keywords: Genetic Algorithms, Particle Swarm Optimization, Electro-Hydraulic System.

A_1 = Piston area side HE.	P_1 = Pressure side HE.	V_1 = Volumes cylinder of HE.
A_2 = Piston area side RE.	P_2 = Pressure side RE.	V_2 = Volumes cylinder of RE.
β = Effective bulk modulus.	P_s = Supply pressure.	V_{01} = Initial HE volume.
c = Viscous coefficient	P_r = Reservoir pressure.	V_{02} = Initial RE volume.
F_{ext} = External force	u = Control signal.	V_{in} = Command voltage.
K_v = Flow/signal gain of valve	Q_1 = Flow rate of HE.	x_p = Piston's displacement
k_s = Stiffness of spring.	Q_2 = Flow rate of RE.	γ = Piston areas ratio
m = mass of piston		

1. Introduction

In heavy industry application, electro-hydraulic system (EHS) is applied to many production line such as manufacturing, automation, material handling, etc. The EHS are eliminated problems in the heavy industry as well. Those components are included power unit, oil pipeline, hydraulic actuators and spool valve. The operation of actuators are controlled by activates the spool valve that controls the flow of hydraulic

fluid inlet and outlet of the actuator which actuator force is generated by pressure differential in each channel flows. This force can be applied to motion of actuators as translation, rotation and compression. Because, EHS has high force-to-weight ratio, fast response, high stiffness and high load capability but its dynamic systems are nonlinearity. Therefore, only design linear conventional might not be appropriate with EHS. PID controller is commonly used as the industrial

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

DRC023

standard controller. The classical methods for tuning gains of PID controller are Ziegler Nichols (ZN)[1] oscillation method, ZN reaction curve method and Cohen-Coon reaction curve method. In an effort to improve, the performance of PID tuning for processes with changing dynamic properties [2-4]. These controllers have self-initialization and re-calibration features to deal significant changes in the process dynamics. However, the PID controller gains are still computed by using the conventional tuning formulae and these do not provide a good control performance in all situations. In some plants, there can be several control loops tuning which can be highly time consuming. In addition, ageing and non-linear effects can result in inefficient plant operation, unnecessary wear and unscheduled shutdowns. To deal with these problems, several intelligent approaches have been suggested to improve the PID tuning such as those using genetic algorithms (GA) [5-8] and the particle swarm optimization (PSO) [9-11]. With the advance of computational methods in the recent times, optimization algorithms are often proposed to tune the control parameters in order to find an optimal performance. This paper attempts to develop a PID tuning method using PSO and GA algorithm. The results are expected to show the effectiveness of the modern optimization. The objectives of the PID controller are control and improve the force tracking response of EHS. The experiment is performed by MATLAB/SIMULINK program to driver and checks the effects of the PID controller.

2. System Description

The mathematical model of EHS was derived from Newton's second law and compressible fluid flow theory. Fig 1 shows the schematic diagram of the EHS experimental setup. A linear spring is used as the resistive load of the hydraulic cylinder. Only cylinder force is measured by a load cell and is fed into the computer via DAQ card. Mathematical model for force control of EHS is obtained as follows [13]. Equations obtained according to the cylinder force can be described according to Newton second law as (the friction is neglected for simplification):

$$m\ddot{x}_p = P_1A_1 - P_2A_2 - c\dot{x}_p - F_{ext} \quad (1)$$

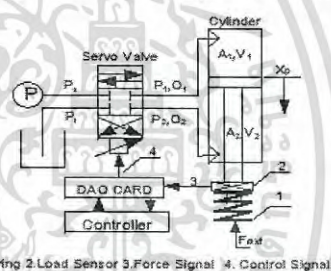


Fig.1 Schematic diagram of EHS.

The equation of compressible fluid flow is used to describe the pressure changes.

$$\frac{V_1}{\beta} \dot{P}_1 = -A_1 \dot{x}_p + Q_1, \quad \frac{V_2}{\beta} \dot{P}_2 = -A_2 \dot{x}_p + Q_2 \quad (2)$$

V_1 and V_2 are the volumes of the HE and RE side. V_{01} and V_{02} are the initial HE and RE volumes, respectively. The flow rate through the proportional valve is assumed to be linear with the valve spool control signal. The frequency of command signal is much lower than the natural frequency of the valve spool [14]

$$Q_i = \begin{cases} K_v V_m, & \dot{x}_i > 0 \\ \gamma K_v V_m, & \dot{x}_i < 0 \end{cases}, \quad Q_2 = \begin{cases} K_v V_m, & \dot{x}_i > 0 \\ \gamma K_v V_m, & \dot{x}_i < 0 \end{cases} \quad (3)$$

$$x_p = \frac{F}{k_s}, \quad \dot{x}_p = \frac{\dot{F}}{k_s} \quad \text{and} \quad \ddot{x}_p = \frac{\ddot{F}}{k_s} \quad (4)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

DRC023

Since a linear spring is used as a resistive load, the cylinder piston motion can be described as Eq. (4) and [15-16] then substitute Eq. (4) into Eq. (1) to obtain the dynamic model of the

cylinder force

$$\ddot{F} = \frac{k_s}{m}(P_1A_1 - P_2A_2) - \frac{c}{m}\dot{F} - \frac{k_s}{m}F \quad (5)$$

Rearrange Eq. (2) with the help of Eq. (1).

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta}{V_{01} + A_1x_p}(Q_1 - A_1\dot{x}_p) \quad (6)$$

$$= \frac{\beta}{k_sV_{01} - A_1F}(k_sQ_1 - A_1\dot{F})$$

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta}{V_{02} + A_2x_p}(A_2\dot{x}_p - Q_2) \quad (7)$$

$$= \frac{\beta}{k_sV_{02} - A_2F}(A_2\dot{F} - k_sQ_2)$$

Define the state variables as $x_1 = F$, $x_2 = \frac{dF}{dt}$, $x_3 = P_1A_1 - P_2A_2$ and rearrange Eqs. (5)-(7) in the state space form :

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{m}[-k_sx_1 - cx_2 + k_sx_3] \quad (8) \end{aligned}$$

$$\dot{x}_3 = -f_1(x_1)x_2 + f_2(x_1)u$$

Where

$$\begin{aligned} f_1(x_1) &= \frac{\beta A_1^2}{k_sV_{01} + A_1x_1} + \frac{\beta A_2^2}{k_sV_{02} - A_2x_1} \\ f_2(x_1) &= \frac{\beta A_1^2 K_v k_s}{k_sV_{01} + A_1x_1} + \frac{\beta A_2^2 K_v k_s}{(k_sV_{02} - A_2x_1)\gamma} \quad (9) \end{aligned}$$

$$u = \begin{cases} V_m; & \dot{x}_v > 0 \\ \gamma V_m; & \dot{x}_v < 0 \end{cases}$$

Linearize Eq. (8) about the values of all states at zeros, and substitute the value of all constants to obtain the matrices A, B and C. Note that, All parameters follow as : $\beta = 1.5 \times 10^9 \text{ N/m}^2$, $c = 5.0 \times 10^3 \text{ N/m.s}^{-1}$, $A_1 = 3.117 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, $A_2 = 5.726 \times 10^{-4} \text{ m}^2$, $V_{01} = 2.182 \times 10^{-3} \text{ m}^3$,

$$V_{02} = 1.718 \times 10^{-4} \text{ m}^3, \quad m = 6 \text{ Kg}, \quad K = 5 \times 10^5, \\ k_s = 2.2 \times 10^5 \text{ N/m}^2.$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -2.0e8 & -6.0e3 & 2.0e8 \\ 0 & -0.1011 & 0 \end{bmatrix}, \quad (10)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 3.1124e6 \end{bmatrix}, \quad C = [1 \quad 0 \quad 0]$$

Eq. (10) represents the linear mathematical model so that state-space can be enabled to improve simulation and design controller in the future work.

3. Design Controller.

The PID control method has been widely used in industry during last several decades because of its simplicity. The implementation of PID control logic, as shown in Eq. (11), requires finding suitable values for the gain parameters K_p , K_i , and K_d . However, the PID alone may not be sufficient for complex and nonlinear systems in which the variation behavior of parameters is uncertain and highly nonlinear. In such cases, the performance of PID control may be able to be enhanced by use of a hybrid or optimization controller

$$U(s) = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s \quad (11)$$

where U(s) is the input signal to the plant model.

Furthermore, performance index is defined as a quantitative measure to depict the system performance of the designed PID controller. Using this technique an optimum system can often be designed and a set of PID parameters in the system can be adjusted to meet the required specification. For a PID-controlled system, there are often four indices to depict the system

DRC023

performance: ISE, IAE, ITAE and ITSE. They are defined as follows Eq.(12);

$$IAE = \int_0^{\infty} |e(t)| dt, \quad ISE = \int_0^{\infty} e^2(t) dt, \quad (12)$$

$$MSE = \int_0^{\infty} (e(t))^2 dt, \quad ITAE^* = \int_0^{\infty} t |e(t)| dt$$

*This control error criteria was used in our experiments

Therefore, for the Optimization-based PID tuning, these performance indexes Eq. (12) will be used as the objective function. In other word, the objective in the Optimization -based optimization is to seek a set of PID parameters such that the feedback control system has minimum performance index.

3.1 PID Tune with GA.

Genetic programming uses the Darwinian principle of natural selection, recombination (crossover), mutation, gene duplication, gene deletion, and certain mechanisms of developmental biology to breed an improved population over a series of many generations. This is a probabilistic algorithm that searches the space of compositions of the available functions and terminals under the guidance of a fitness measure. The GA-based PID tuning consists of three main stages (K_p , K_i , K_d) and fitness function. The operations allow the creation of new individuals which should be better than their parents. This algorithm is repeated for many generations and finally stops when reaching individuals that represent the optimum solution to the problem. The reader is referred to [16-17] for more details. The GA architecture is shown in Fig.2 and Parameters in Table 1.

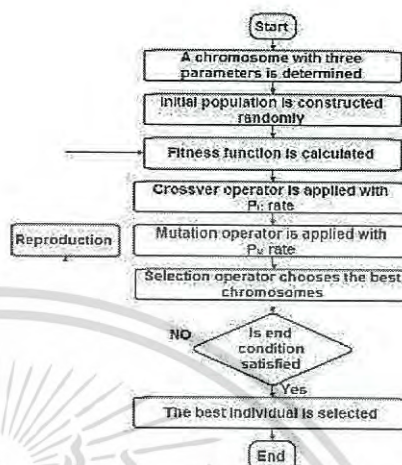


Fig. 2 Architecture of Genetic Algorithm.

Table. 1 Parameters of GA.

GA property	Value
Population Size	10
Generations	10
Crossover rate	0.8
Mutation rate	0.06
Performance index	ITAE
Crossover points	2

3.2 PID Tune with PSO

PSO algorithm is a stochastic algorithm based on principles of natural selection and search algorithm. There are many evidences of intelligence for the posed domains in animals, plants, and generally living systems. It is a population-based optimization technique, where a population is called a swarm. A swarm consists of N particles moving around in a D-dimensional search space. The position of the i^{th} particle can be represented by $X_i = (X_{i1}, X_{i2}, \dots, X_{iD})$. The velocity for the i^{th} particle can be written as $V_i = (V_{i1}, V_{i2}, \dots, V_{iD})$. Each particle coexists and evolves simultaneously based on knowledge

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

DRC023

shared with neighboring particles; it makes use of its own memory and knowledge gained by the swarm as a whole to find the best solution. The best previously encountered position of the i^{th} particle is denoted its individual best position $P_i = (P_{i1}, P_{i2}, \dots, P_{iD})$ a value called p_{best} . The best value of the all individual p_{best} values is denoted the global best position $G_i = (G_{i1}, G_{i2}, \dots, G_{iD})$ and called g_{best} . The PSO process is initialized with a population of random particles, and the algorithm then executes a search for optimal solutions by continuously updating generations. At each generation, the position and velocity of the i^{th} particle are updated by p_{best} and g_{best} in the swarm. The update equations can be formulated as:

$$v_{id}^{new} = w \times v_{id}^{old} + c_1 \times r_1 \times (pbest_{id} - x_{id}^{old}) + c_2 \times r_2 \times (gbest_{id} - x_{id}^{old}) \quad (13)$$

$$x_{id}^{new} = x_{id}^{old} + v_{id}^{new} \quad (14)$$

Where r_1 and r_2 are random numbers between (0, 1), and c_1 and c_2 are acceleration constants, which control how far a particle will move in a single generation. Velocities v_{id}^{new} and v_{id}^{old} denote to velocities of the new and old particle, respectively. x_{id}^{old} is the current particle position, and x_{id}^{new} is the new, updated particle position. The PSO architecture is shown in Fig.3 and Parameters in Table 2. The reader is referred to [18] for more details.

4. Experimental Setup .

Fig. 4 shows block diagram for adjusting the PID parameters via GA and PSO on-line.

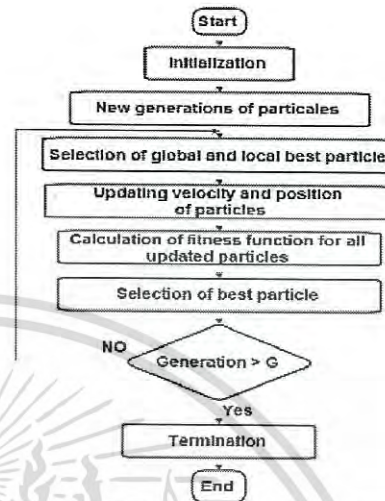


Fig. 3 Architecture of Particles Swarm Opt.

Table.2 Parameters of PSO.

PSO property	Value
Population Size	10
Generations	10
Social coefficient	2.0
Cognitive coefficient	2.0
Performance index	ITAE
Inertial weight	0.8

The fitness evaluation function is needed to calculate the overall responses for each of the sets of PID values and from the responses generates a fitness value for each set of individuals expressed by Eq.13. This fitness evaluation function calculates the sum of errors between the reference and output force of EHS for each set of PID values using the MATLAB/SIMULINK program. This program records the system outputs at various sample points. Here the goal is to find a set of PID parameters that will give a minimum fitness value over the period. Each set of PID parameters are

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

DRC023

passed to the fitness evaluation function. The fitness function obtains the initial responses for each set of solutions. From the responses, it then calculates the fitness value of the above fitness function. The purpose of the GA is to minimize the fitness value. The fitness value for each set of PID parameters will then be returned along with the set of PID values to enable the computation process to continue. Once the PID individuals have been returned, the selection process begins based on the fitness levels of each PID set. When this cycle is completed, are produced new sets of PID values which ideally will be at the fitness level higher than the initial population of PID values. These new filter sets of PID values are then passed to the fitness evaluation function again where the above mentioned process is repeated. This way the process is cycled unceasingly until the best fitness is achieved.

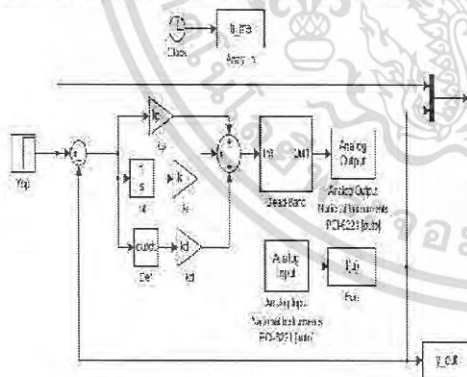
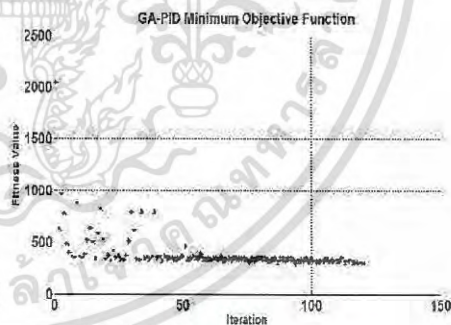


Fig. 4 SIMULINK Models of EHS Tuning.

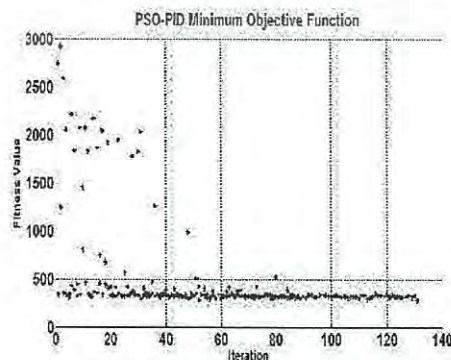
5. Result and Discussion.

The experimental parameters are followed as Table.1 and Table.2 for each case. Both cases are tested by single step, double step and square response. Fig.5(a) and Fig.5(b) show fitness value convergent to minimum objective function with optimizer. It seems that both cases

can be reduced a fitness value lower than 500 unit. In single step case, has reference input is 100 kg and used PID parameters in Table. 3. From that results gave the similar rise time, setting time and no over shoot as shows in Fig. 6. In double step case, input signal contain two levels that are 50kg and 150kg. All parameter are recalculated and obtains new parameters as show in Table.3. The parameters are changed slightly. That results gave little over shoot at first input level but not at second input level as shown in Fig7. Similarly, square input at 0.5 Hz gave the recalculatoin of those parameters as shown in Table. 3. The GA-PID response is similar to the PSO-PID response and no over shoot in both cases as show in Fig. 8. In Table. 4 , shows all performance indexes of three cases of input function,



(a) GA-PID fitness value plot.



(a) PSO-PID fitness value plot.

Fig. 5 Minimization of fitness value.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ผู้ใดเห็นเข้าเบี่ยงประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Table 3. PID gains with Optimization.

Controller	Input signal	K_p ($\times 10^{-2}$)	K_i ($\times 10^{-4}$)	K_d ($\times 10^{-4}$)
GA-PID	Single	3.64	2.18	8.4
PSO-PID	Step	2.98	8.09	4.98
GA-PID	Double	5.75	2.93	2.74
PSO-PID	Step	3.57	2.02	6.37
GA-PID	Square	7.77	45.5	42.6
PSO-PID	0.5 Hz	6.86	11.29	44.5

Table 4 Key performance indexes.

Controller	Ref. Input	Tr (Sec)	Ts (sec)
GA-PID	Step	0.25	0.28
PSO-PID		0.31	0.32
GA-PID	Double	0.25	0.5
PSO-PID	Step	0.25	0.5
GA-PID	Square	0.18	0.4
PSO-PID	0.5 Hz	0.18	0.4

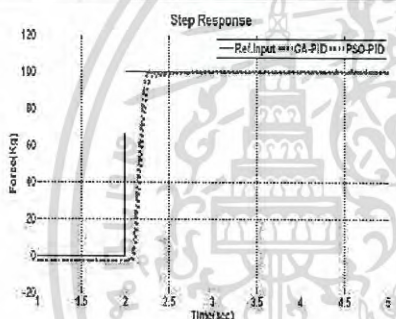


Fig. 6 Single-Step Response.

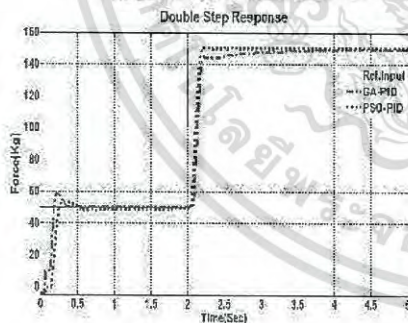


Fig. 7 Double-Step Response.

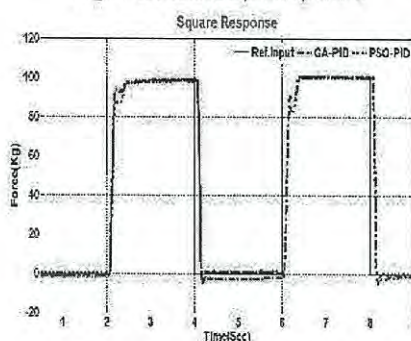


Fig. 8 Square Response @ 0.5 Hz.

6. Conclusions

The search technique is applied to iteratively modify the parameters of an initial PID controller by using the GA and PSO in on-line experiment. The gain parameters K_p , K_i , and K_d are optimized according to the input. Therefore, the parameters are adapted with changing the input signal. From the results, the responses of each case are similar even using the different parameters. However, the optimized PID can improve the performances of the electro-hydraulic system as well. Of course, many techniques can be used as the optimization tools, but the GA and PSO are also one of the recent and efficient optimization tools for EHS.

Reference

- [1] K Ogata, Modern Control Systems, University of Minnesota, Prentice Hall, 1987.
- [2] Hang, C.C., K.J. Astrom and W.K. Ho (1991). Refinements of the Ziegler-Nichols tuning formula. IEE Proceedings-D, vol. 138, no. 2, pp. 111-118.
- [3] Radke, F. and R. Isermann (1987). A parameter adaptive PID controller with stepwise

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

DRC023

parameter optimisation. *Automatica*, vol. 23, pp. 449-457.

[4] McCormack, A.S. and K. Godfrey (1998). Rule-based auto tuning based on frequency domain identification. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 6, no. 1, pp. 43-61.

[5] Goldberg, D.E. (1989). *Genetic Algorithms in search, optimization and machine learning*, Addison-Wesley.

[6] Holland, J.H. (1975). *Adaptation in natural and artificial systems*, Ann Arbor: The University of Michigan Press.

[7] Ian Griffin, *On-line PID Controller Tuning using Genetic Algorithms*, Dublin City University, 2003.

[8] J. S. Kim, J. H. Kim, J. M. Park, S. M. Park, M. Y. Choe and H. Heo, Auto tuning PID controller based on improved genetic algorithm for reverse osmosis plant, *International Journal of Intelligent Systems and Technologies*, vol.3, no.4, pp.232-237, 2008

[9] J. Kennedy and R. Eberhart, *Particle Swarm Optimization in Proceedings of IEEE International conference on Neural Network*, pp. 1942-1948, 1995.

[10] Gaing, Z.L. (2004). A particle swarm optimization approach for optimum design of PID controller in AVR system. *IEEE Transaction on Energy Conversion*, Vol.19(2), pp.384-391.

[11] Zhao, J., Li, T. and Qian, J. (2005). Application of particle swarm optimization algorithm on robust PID controller tuning. *Advances in Natural Computation: Book Chapter*. Springer Berlin / Heidelberg, pp. 948-957.

[12] Solihin, M.I, Tack, L.F and Kean, M.L. Tuning of PID Controller Using Particle Swarm Optimization. *Proceeding of the International Conference on Advanced Science, Engineering and Information Technology 2011*. 14-15 Jan 2011, Malaysia.

[13] Merritt, H. E. (1967). *Hydraulic control system*. New York: Wiley.

[14] Robert Bosch GmbH. *Electro-hydraulic proportional and control system*, Ditzingen: Omegon.

[15] P.Nakkarat, S.Kuntanapreeda, Observer-based backstepping force control of an electrohydraulic actuator, *Control Engineering Practice* 17 (2009), pp. 895-902.

[16] P.Moonumca, N.Dapaiwa, Y.Yamamoto, Tuning PID Controller Using Genetic Algorithms for Electro-Hydraulic System with Tracking Force Control. *Advance Materials Research*, Vols.931-932, (2014), pp.1318-1322.

[17] D. E. Goldberg, "Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning," Addison-Wesley, New York, 1989.

[18] S.Ebbesen, P.Kiwitz and L.Guzzella, A Generic Particle Swarm Optimization Matlab Function, *American Control Conference*, Fairmont Queen Elizabeth, Montreal, Canada, 27-29 June, 2012.

[19] K.M.Elbayomy, J.Zongxia and Z.Huang, PID Controller Optimization by GA and Its Performance on the Electro-hydraulic Servo Control System, *Chinese Journal of Aeronautics*, pp.378-384, 6 June 2008.

IJICIC

ISSN 1349-4198

Volume 1, Number 4, Dec 2005

International Journal of Innovative Computing, Information & Control



IJICIC

Published by ICIC International
<http://www.ijicic.org>

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

THE FORCE TRACKING CONTROL OF ELECTRO-HYDRAULIC SYSTEM BASED ON PARTICLE SWARM OPTIMIZATION

PISAN MOONUMCA AND NATTAWOOT DEPAIWA

Department of Mechanical Engineering
Faculty of Engineering
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang
No. 1, Chalongkrung Rd., Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand
{m.pisankmitl; depaiwa}@hotmail.com

Received November 2015; revised March 2016

ABSTRACT. *This paper presents the optimal gains of backstepping controller by using the particle swarm optimization technique. The mathematical model is developed by Newton's second law, compressible fluid flow and flow rates of valve. The control law is formulated by employing a Control Lyapunov Function. The core feature of this paper is the combination of the backstepping and particle swarm optimization for optimal performance of controller. The controller gains are determined in automatic selection gains by minimizing the integral of time multiplied by absolute error function on step input. The fitness value can be guaranteed to the convergence of controller gains. The implementations are separated into two cases which are the real and estimated state feedbacks. The experiment has illustrated to find optimal controller gains. The results are also compared with the tracking response of real and estimated state measures in step and square signal. The results show a better tracking performance by using the strong particle swarm optimization (PSO) algorithm.*

Keywords: Particle swarm optimization, Electro-hydraulic system, Optimal controller gains

1. Introduction. Hydraulic system may be the first choice for power transmission in heavy-duty applications due to its advantages such as high power-to-weight ratio, fast response, high stiffness and high load capability. Major parts of electro-hydraulic systems (EHS) include the power unit, oil pipeline, control valve and hydraulic actuators. Normally, the force of the hydraulic cylinder is controlled by varying the valve command [1] in order to control the flow rate in and out of the actuator. The nonlinearities appear in term of the relationship between the hydraulic flow rate and the cylinder pressure; hence, the relationship between the command input and cylinder force is nonlinear. The nonlinear behavior creates a challenge in the design of controller for electro-hydraulic systems.

Various linear control techniques were implemented to control EHS's in the past [2,3]. Classical linearization techniques based on the root mean square (RMS) error prediction were proposed and implemented [2]. The controller was implemented on single-input and single-output (SISO) plant that was decoupled from multiple-input and multiple-output (MIMO) system. The result with small steady state error was shown. A proportional-integral-derivative (PID) controller with feedback linearization was presented [3]. The control system was designed without the consideration of friction. Since many nonlinear behaviors need to be linearized in order to be controlled by linear controllers which may not be suitable. Some researchers used nonlinear controller to solve this problem. Several nonlinear controllers were also investigated [4-9]. Sliding mode with friction compensation [4] was proposed and high accuracy performance was achieved. However, when the

controller was implemented with friction compensation turned off, the tracking performance was less than satisfactory. Lyapunov algorithm based controller [5] was proven to be effective when the system has uncertainty parameters.

Backstepping is a popular nonlinear control methodology that is applied when designing most controllers for nonlinear systems such as hydraulic systems, flight control and chemical reactor systems. Its methodology has been developed continuously in order to achieve performance target. The designed backstepping control for a continuous-stirred tank reactors (CSTRs) is shown in [6]. The controller performances are compared with the standard PI controller. Backstepping controllers for position tracking of an EHS are modeled in [7]. The model simulation used a sinusoidal reference input on top of which disturbances of about 10% were applied to each state. The resulting controller predicted good tracking performance and robustness to disturbances. Backstepping controllers for electro-hydraulic systems were presented in [8] and [9]. Nonlinear adaptive robust motion control of electro-hydraulic servo systems was presented in [10]. The incorporation between backstepping and another technique was presented as artificial intelligent technique and optimization algorithm [11,12]. In [11] the backstepping parameters were tuned by neural network to improve the tracking performance of mobile robots. The backstepping controller tuned by fuzzy logic was implemented for stabilizing and attitude control of a quad-rotor helicopter [12]. Searching for optimal parameters of a backstepping controller is difficult such as trial and error. Moreover, the tuning process could be time-consuming and the target performance cannot be guaranteed. To solve the problems, the particle swarm optimization (PSO) algorithm is an alternative technique for tuning the backstepping controller. PSO was widely investigated in [13,14], and proved its ability to solve the optimization problems. The PSO is powerful for searching optimal variables for solving complex control problems [15] and it could be able to solve for optimal power flow of electric energy [16]. PSO has been applied to various controllers because of its faster convergence compared with other techniques such as Genetic Algorithm [17]. The optimization of backstepping control parameters is presented in [18] comparing two algorithms, namely PSO and gravitational search algorithm (GSA). The simulation results have shown that the backstepping controller with PSO outperformed the same controller with GSA technique. A significant requirement of backstepping design is full-state feedback which is, however, not always possible due to cost, space limitations and measurement noise. The estimated state based backstepping control that is used for the SISO nonlinear uncertain system is presented in [19]. However, the study was based on simulation results rather than experiments.

In this paper, the search for optimal parameters of a backstepping controller in a force tracking EHS is proposed. The PSO algorithm is used to tune for the optimum backstepping gain. The current investigation presents two experimental approaches: real measured states and using a reduced order state observer.

Nomenclature

A_1 = Piston area side head-end

A_2 = Piston area side rod-end

β = Effective bulk modulus

c = Viscous coefficient

F_{spring} = Spring action force

K_v = Flow/signal gain of valve

k_s = Stiffness of spring

m = Mass of piston

P_1 = Pressure side head end

P_t = Reservoir pressure

u = Control signal

Q_1 = Flow rate of head-end side

Q_2 = Flow rate of rod-end side

V_1 = Volumes cylinder of head-end

V_2 = Volumes cylinder of rod-end

V_{01} = Initial head-end volume

V_{02} = Initial rod-end volume

V_{in} = Command voltage

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

P_2 = Pressure side rod end
 P_s = Supply pressure

x_p = Piston's displacement
 γ = Piston areas ratio (A_1/A_2)

2. System Description. Figure 1 shows the schematic diagram of the EHS used in this study. A linear spring is connected to the end of the piston rod and acts as a resistive load. The mathematical model for force control of the EHS is obtained using Newton's second law and compressible flow [20]. The force balance on the piston is shown in Equation (1), where friction is neglected for simplicity.

$$m\ddot{x}_p = P_1A_1 - P_2A_2 - c\dot{x}_p - F_{spring} \quad (1)$$

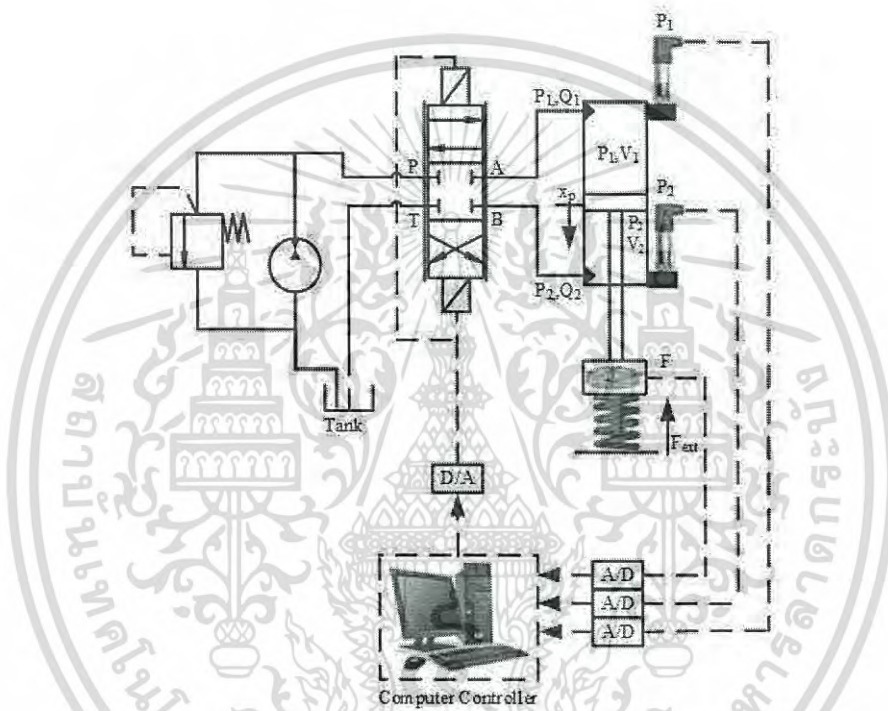


FIGURE 1. Schematic diagram of EHS

Equations (2) and (3) present the pressure changes in the cylinder for the compressible flow.

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta}{V_{01} + A_1x_p}(Q_1 - A_1\dot{x}_p) \quad (2)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta}{V_{02} + A_2x_p}(A_2\dot{x}_p - Q_2) \quad (3)$$

The piston motion is controlled by the flow through a proportional valve. The voltage command to the proportional valve is related to the flow rates of high pressure fluid flow.

The oil flow rate is assumed to be in a linear relationship with the valve command signal (V_{in}), and flow rates Q_1 and Q_2 are shown in Equations (4) and (5) respectively. γ is the area ratio A_1/A_2 . The bandwidth of the control valve is around 100 Hz which is much faster than the dynamics of the cylinder actuator [21]. The valve dynamic is neglected.

$$Q_1 = \begin{cases} K_v V_{in}, & \dot{x}_p > 0 \\ \gamma K_v V_{in}, & \dot{x}_p < 0 \end{cases} \quad (4)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Q_2 = \begin{cases} \frac{K_v}{\gamma} V_{in}, & \dot{x}_p > 0 \\ K_v V_{in}, & \dot{x}_p < 0 \end{cases} \tag{5}$$

Since a linear spring is connected to the end of the piston, the motion of the piston is described by definition (6).

$$x_p = \frac{F}{k_s}, \quad \dot{x}_p = \frac{\dot{F}}{k_s} \quad \text{and} \quad \ddot{x}_p = \frac{\ddot{F}}{k_s} \tag{6}$$

Substituting Equation (6) into (1) yields,

$$\ddot{F} = \frac{k_s}{m} (P_1 A_1 - P_2 A_2) - \frac{c}{m} \dot{F} - \frac{k_s}{m} F \tag{7}$$

Replacing Equation (7) into (2) and (3) yields,

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta}{k_s V_{01} - A_1 F} (k_s Q_1 - A_1 \dot{F}) \tag{8}$$

Therefore,

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta}{k_s V_{02} - A_2 F} (A_2 \dot{F} - k_s Q_2) \tag{9}$$

Figure 2 shows the definition of each state variable in an EHS and Equation (10) shows the states equation of the system.

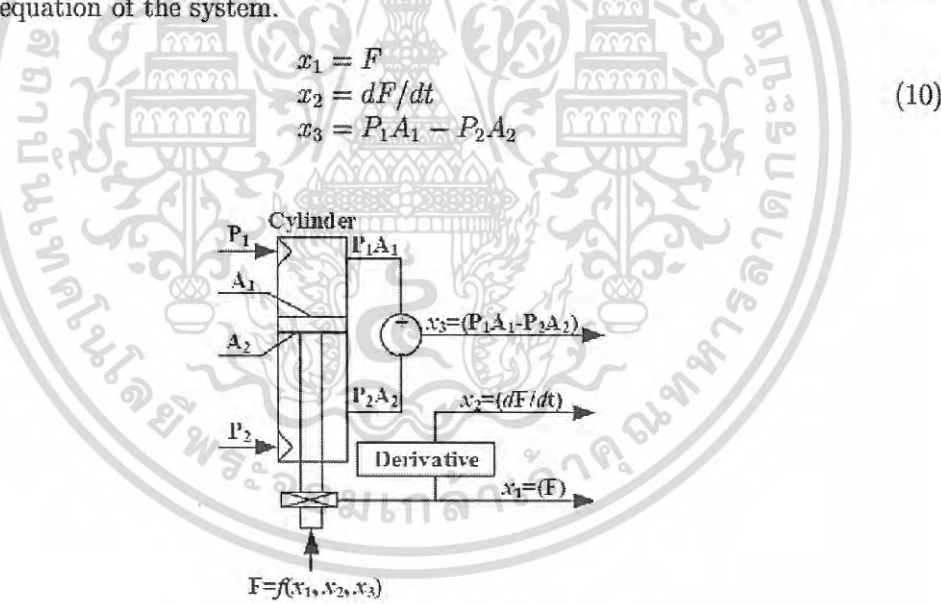


FIGURE 2. The definitions of state variables of an EHS

Rearrange Equations (7)-(9) to obtain the nonlinear model of an EHS strict-feedback form as,

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= -\psi_2 x_1 - \psi_1 x_2 + \psi_2 x_3 \\ \dot{x}_3 &= -\varphi_1(x_1) x_2 + \varphi_2(x_1) u \end{aligned} \tag{11}$$

where,

$$\psi_1 = \frac{c}{m}, \quad \text{and} \quad \psi_2 = \frac{k_s}{m}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}\varphi_1(x_1) &= \frac{\beta A_1^2}{k_s V_{01} + A_1 x_1} + \frac{\beta A_2^2}{k_s V_{02} - A_2 x_1} \\ \varphi_2(x_1) &= \frac{\beta A_1^2 K_v k_s}{k_s V_{01} + A_1 x_1} + \frac{\beta A_2^2 K_v k_s}{(k_s V_{02} - A_2 x_1) \gamma} \\ \text{and } u &= \begin{cases} V_{in}; & \dot{x}_p > 0 \\ \gamma V_{in}; & \dot{x}_p < 0 \end{cases}\end{aligned}$$

3. Controller Design. The backstepping method is a Lyapunov-based design technique which can be applied directly to strict-feedback nonlinear systems. The process starts with defining error for each state as,

$$e_i = x_i - x_{id}$$

where $i = 1, 2, 3$ are the error index for each state, x_{1d} is reference signal, x_{2d} and x_{3d} are visual control signals of each state. The process of control law design is presented in this section as follows.

Step 1: The system tracking error in first state can be defined as,

$$e_1 = x_1 - x_{1d} = x_1 - r$$

Then, the time derivative term of the tracking error is,

$$\dot{e}_1 = \dot{x}_1 - \dot{r} = x_2 - \dot{r}$$

The positive definition of Lyapunov function, $V_1(x_1)$, is,

$$V_1(x_1) = \frac{1}{2} e_1^2$$

Then, the time derivative of Lyapunov function is,

$$\dot{V}_1(x_1) = e_1 \dot{e}_1 = e_1(x_2 - \dot{r})$$

Define the virtual control signal (x_{2d}) so that the first time derivative of Lyapunov function V_1 is negative,

$$x_2 = x_{2d} = \dot{r} - k_1 e_1, \quad k_1 > 0$$

Thus,

$$\dot{V}_1(x_1) = -k_1 e_1^2 < 0$$

Step 2: Let the tracking error of the second state be,

$$e_2 = x_2 - x_{2d}$$

Then, the first time derivative of tracking error, e_2 , is

$$\dot{e}_2 = \dot{x}_2 - \dot{x}_{2d} = (-\psi_2 x_1 - \psi_1 x_2 + \psi_2 x_3) - \dot{x}_{2d}$$

Again, consider a Lyapunov function, $V_2(x_1, x_2)$,

$$V_2(x_1, x_2) = V_1(x_1) + \frac{1}{2} e_2^2$$

Then, the first time derivative of Lyapunov function V_2 is,

$$\dot{V}_2(x_1, x_2) = -k_1 e_1^2 + e_2 \dot{e}_2 = -k_1 e_1^2 + e_2(-\psi_2 x_1 - \psi_1 x_2 + \psi_2 x_3 - \dot{x}_{2d})$$

Define the virtual control signal (x_{3d}) so that the first time derivative of Lyapunov function V_2 is negative,

$$x_3 = x_{3d} = \frac{1}{\psi_2}(\psi_2 x_1 + \psi_1 x_2 + \dot{x}_{2d} - k_2 e_2)$$

where, $k_2 > 0$ and $\psi_2 \neq 0$. Thus,

$$\dot{V}_2(x_1, x_2) = -k_1 e_1^2 - k_2 e_2^2 < 0$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Step 3: Let the system tracking error in last state can be defined as,

$$e_3 = x_3 - x_{3d}$$

Then, the time derivative term of tracking error is calculated as,

$$\dot{e}_3 = \dot{x}_3 - \dot{x}_{3d} = -\varphi_1(x_1)x_2 + \varphi_2(x_1)u - \dot{x}_{3d}$$

Again, consider a Lyapunov function.

$$V_3(x_1, x_2, x_3) = V_2(x_1, x_2) + \frac{1}{2}e_3^2$$

Then, the time derivative of Lyapunov function V_3 is

$$\dot{V}_3(x_1, x_2, x_3) = -k_1e_1^2 - k_2e_2^2 + e_3\dot{e}_3 = -k_1e_1^2 - k_2e_2^2 + e_3(-\varphi_1(x_1)x_2 + \varphi_2(x_1)u - \dot{x}_{3d})$$

The real control signal (u) is,

$$u = \frac{1}{\varphi_2(x_1)}(\varphi_1(x_1)x_2 + \dot{x}_{3d} - k_3e_3) \quad (12)$$

where, $k_3 > 0$ and $\varphi_2(x_1) \neq 0$. Thus,

$$\dot{V}_3(x_1, x_2, x_3) = -k_1e_1^2 - k_2e_2^2 - k_3e_3^2 < 0$$

Equation (12) is the control law of backstepping controller. The signal u is the command signal for controlled force x_1 to track a reference signal. The gains controller k_1 , k_2 and k_3 are optimized by using PSO algorithm.

3.1. States observer design. The backstepping control algorithm used in this study needs the information of 3 states. Two approaches are studied and compared. The values of all states are measured and calculated for the first approach. For the second approach, only x_1 is measured, and the values of two other states are estimated by a linear reduced order observer.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\psi_2 & -\psi_1 & \psi_2 \\ 0 & -\frac{\beta A_1^2}{k_s V_{01}} - \frac{\beta A_2^2}{k_s V_{02}} & 0 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{\beta A_1 K v}{V_{01}} - \frac{\beta A_2 K v}{V_{02} \gamma} \end{bmatrix}, C = [1 \ 0 \ 0] \quad (13)$$

The EHS mathematical model (11) is linearized based on the Taylor series expansion. The $\varphi_1(x_1)$ and $\varphi_2(x_1)$ parameters in Equation (11) are linearized. To ease the linearization, define the following: $k_s V_{01} + A_1 x_1 \approx k_s V_{01}$, $k_s V_{02} + A_1 x_1 \approx k_s V_{02}$ and $(k_s V_{02} + A_2 x_1) \gamma \approx k_s V_{02} \gamma$.

The linearization was performed around an operating point at $x_1 = 1000\text{N}$, $x_2 = 0\text{N/s}$ and $x_3 = 1000\text{N}$. Matrices A , B and C of the linearized mathematical model are shown in Equation (13). Then, substituting all parameters in Table 1. Finally, the constant matrices of the mathematical model are shown in Equation (14). Note that all parameters in Table 1 are real specifications of each part in EHS.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -2 \times 10^8 & -6 \times 10^3 & 2 \times 10^8 \\ 0 & -1.011 \times 10^7 & 0 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 3.1124 \times 10^6 \end{bmatrix}, C = [1 \ 0 \ 0] \quad (14)$$

Figure 3 shows the scheme for the observer state estimate. The observer design is started from Equation (15).

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + K(y - C\hat{x}) \quad (15)$$

where, K is observer gain matrix. u is control signal. y is process measurement.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

TABLE 1. Parameters setup of EHS

Symbol	Parameters	Value
β	Effective bulk modulus	$1.5 \times 10^9 \text{N/m}^2$
c	Viscous damping coefficient	500N/m.s^{-1}
A_1	Piston area side head-end	$1.256 \times 10^{-3} \text{m}^2$
A_2	Piston area side rod-end	$6.408 \times 10^{-4} \text{m}^2$
V_{01}	Initial head-end volume at $x_p = 0$	$3.141 \times 10^{-5} \text{m}^3$
V_{02}	Initial rod-end volume at $x_p = 0$	$1.602 \times 10^{-5} \text{m}^3$
m	Mass of piston	5kg
K_v	Flow/signal gain of valve	$3.7 \times 10^{-6} \text{m}^3/\text{V}$
k_s	Stiffness spring	$2 \times 10^5 \text{N/m}^2$

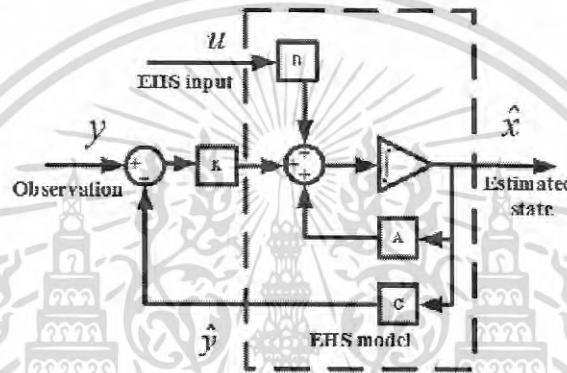


FIGURE 3. Observer states estimate scheme

The calculation of matrix K can be done in various ways such as optimization and pole-placement method. The kalman filtering algorithm is used for calculating matrix K in this study.

$$K = PC^T R^{-1} \quad (16)$$

P is the covariance matrix of the estimation error and satisfies the matrix of Riccati Equation (17).

$$AP + PA^T - PC^T R^{-1} CP + Q = 0 \quad (17)$$

R is a positive-definite matrix and Q is a positive or semi-definite matrix. The matrices R and Q are measured between control signal and output force signal that are approximately equal to 0.01V and 10N , respectively. Thus, the observation and process noise covariance are $Q = 0.01^2(BB^T)$ and $R = 10^2$. Note that matrix Q is to be used as state estimates in the close-loop control system. The LQE command in MATLAB function is used to solve the Algebraic Riccati Equation, and obtain the matrix K .

$$K = [0.0589 \quad 0.173 \quad -0.395] \quad (18)$$

3.2. PSO-backstepping design. The PSO was introduced by Eberhart and Kennedy in 1995. This method is a stochastic algorithm based on the principles of natural selection. The controller gains are equivalent to the particles in PSO algorithm. The controller gains are tuned for three step inputs (k_1 , k_2 and k_3) following the control law described in Equation (12). Particles of positions x_i are related to controller gains k_1 , k_2 and k_3 with its corresponding velocities v_i . The velocity of each particle is updated in the next step (according to Equation (19)). The position of each particle is then updated in the final

step according to Equation (20).

$$v_i = w \cdot v_{i-1} + c_1 \cdot R_1 \cdot (P_{best} - x_{i-1}) + c_2 \cdot R_2 \cdot (G_{best} - x_{i-1}) \quad (19)$$

$$x_i = x_{i-1} + v_i, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (20)$$

where, n is the number of particles in the group. R_1 and R_2 are random numbers between 0 to 1. c_1 and c_2 are acceleration constants, v_{i-1} is the velocity of the previous particle movement, x_{i-1} is the previous position, P_{best} is the best value of all individual and G_{best} is global best position. The initial values of the parameters used in Equations (19) and (20) are shown in Table 2. More information on the definition of the PSO can be found in [22,23].

TABLE 2. The initial parameters of PSO

PSO Property	Value
Population number	5
Maximum iteration	250
Social coefficient (c_1)	2.0
Cognitive coefficient (c_2)	2.0
Performance index	ITAE
Inertial weight (w)	0.8
Lower limit of [k_1 k_2 k_3]	[0 0 0]
Upper limit of [k_1 k_2 k_3]	[15000 500 100]

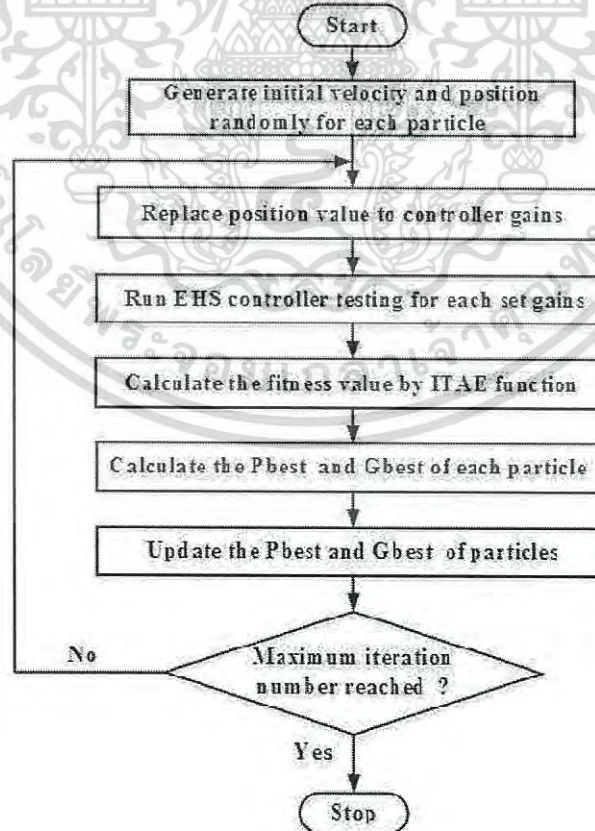


FIGURE 4. The PSO algorithm process

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ในงานวิจัยที่จัดทำขึ้นโดยผู้จัดทำให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3. The process of tuning a PSO-backstepping. Figure 4 shows the sequence of the gain tuning process and can be explained as follows.

(i) The backstepping controller needs three gains controller $[k_1 \ k_2 \ k_3]$. The population number was chosen to be five sets. Therefore, the dimensions of the position and velocity matrices are both 3×5 . These two matrices are generated randomly, such as the values of all elements within the lower and upper bounds. Both matrices are the initial particles of positions x_i and velocities v_i .

(ii) Each row of the position matrix contains the controller gains $[k_1 \ k_2 \ k_3]$ of each population set: the first row belongs to the first set, the second row belongs to the second set and so on. All sets of position (or controller gains) are tested experimentally in the EHS. The fitness value for each set of position particles is then obtained according to the integral of time multiplied by absolute error (ITAE) function in Equation (21).

$$ITAE = \int_0^{\infty} t|e(t)| dt \quad (21)$$

(iii) The P_{best} is chosen by comparing fitness value in each cycle. The set of the position particles that give the minimum fitness value is set to be the P_{best} of this cycle. G_{best} is then obtained by comparing the current P_{best} with all previous values of P_{best} .

(iv) The velocity and position in the next cycle are updated by Equations (19) and (20) using the values of P_{best} and G_{best} from step (iii).

(v) The whole process is repeated until the condition defined previously is satisfied. In this study the process is run for 250 cycles.

4. Experimental Results. The optimal gains of backstepping controller with observed states and measured states were obtained experimentally using the PSO algorithm. A 1000N force step command is used in the PSO training, where 250 cycles were implemented for each training case. With 9 seconds per cycle, it took 37.5 minutes to obtain the optimal gains. The process of finding optimal gains follows that shown in Figure 4 and the ITAE function in Equation (21) was used to indicate the optimal gain.

Figure 5 shows the fitness values of the backstepping controller using observed states and measured states. Both fitness values are optimized by PSO algorithm. This method can increase value from 4000 to the best value within 250 cycle times. The optimal fitness

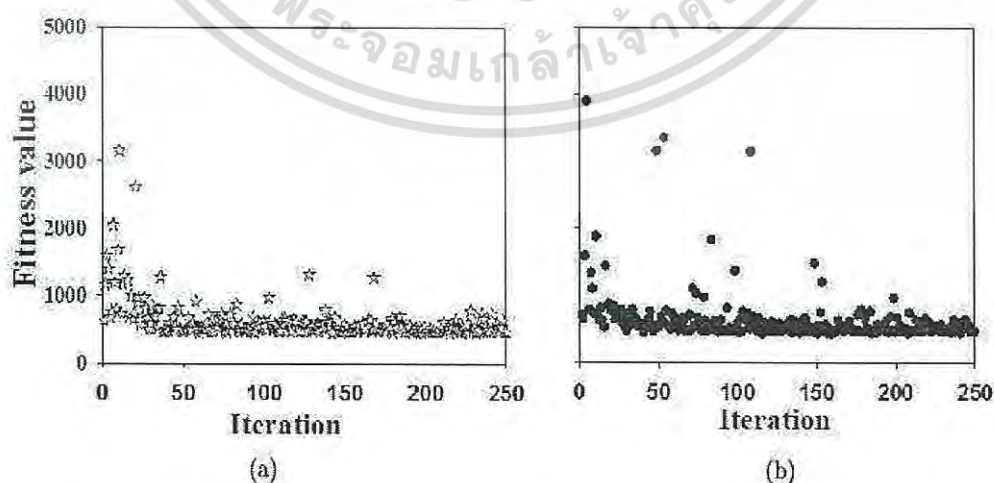


FIGURE 5. Fitness value of step input of (a) controller using real states and (b) controller using estimated states

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับบริการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

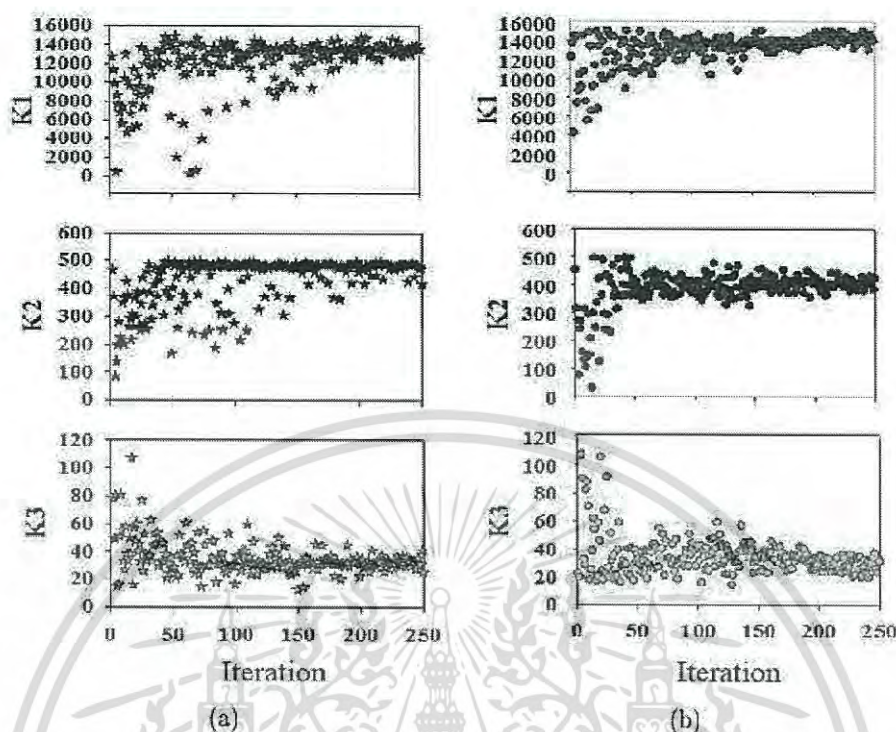


FIGURE 6. The convergence of controller gains of (a) controller using real states and (b) controller using estimated states

TABLE 3. Optimal gains of PSO based on backstepping

Controllers	Fitness value	Optimal gains
PSO-based backstepping in real states	427.76	$k_1 = 13550.7$
		$k_2 = 483.54$
		$k_3 = 32.03$
PSO-based backstepping in estimated states	433.17	$k_1 = 14510.07$
		$k_2 = 401.77$
		$k_3 = 27.49$

values were found to be 433.17 and 427.76 for the observed states and measured states, respectively. Figure 6 shows the convergence of controller gains for both controllers, which resembles the convergence of the fitness values. The optimal gains k_1 , k_2 and k_3 were found within 50 cycles after which the tuning was more refined. The best backstepping controller's gains were found for both observed state and measured state cases.

Table 3 shows the values of the optimal controller gains of both controllers.

Figure 7 shows the response of using the best gains $[k_1 \ k_2 \ k_3]$. It can be observed that the rise time of 0.4 seconds was achieved with no overshooting. The responses in both cases were not different, indicating the capability of the state estimation. Figure 8 shows the convergence of the observed state compared with the measured values. The measured state x_3 (Equation (10)) shows approximately 360 Vpp noise due to the noise picked up at the pressure transducers. Though the observed state signal was different from the measured one, the step response of EHS still shows effective force tracking. Figure 9 shows the comparison results of a force square input. The bound amplitude of square signal is 1000N and 200N at 1Hz of frequency. The controller gains from Table 3 are used

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งยังมีให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

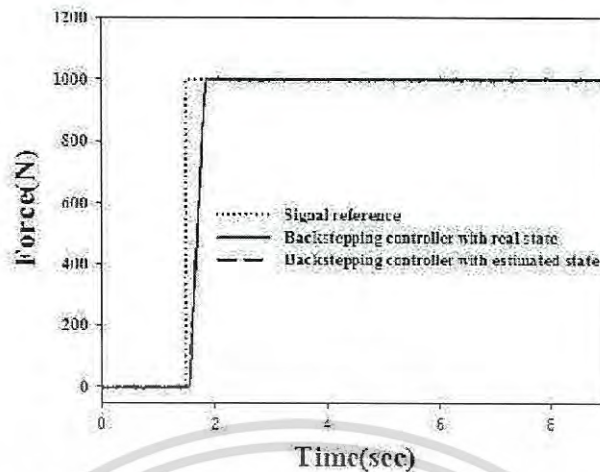


FIGURE 7. Step response

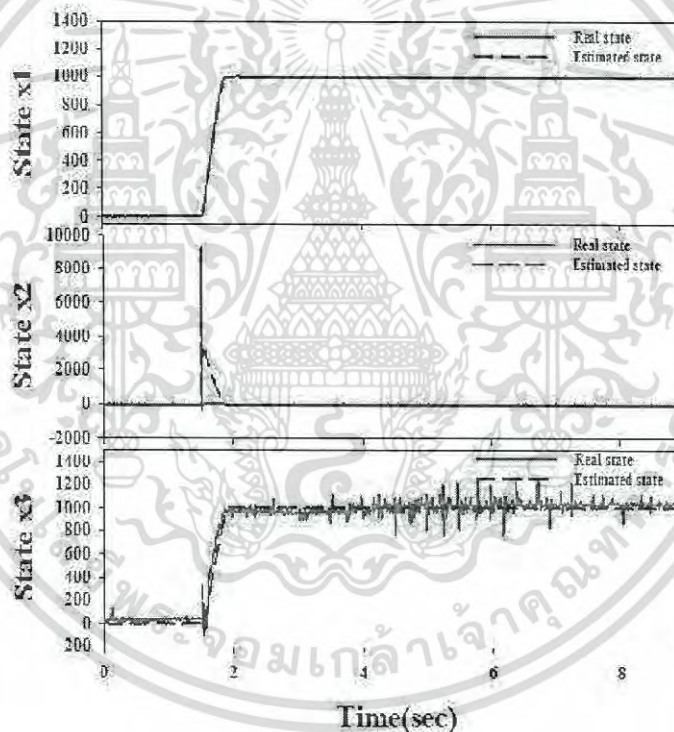


FIGURE 8. States comparison

in this experiment. Both controllers yield almost identical tracking performance, both exhibiting the rise time of 0.35 seconds. No significant overshooting was observed.

Figure 10 shows the convergence of the value of each observed state comparing with the measured values in the square input. The measured state x_3 shows a small degree of noise (360 Vpp), resembling the states comparison in the step input.

5. Conclusions. A backstepping controller was implemented on a force-controlled electro-hydraulic system. The backstepping controller gains were optimally obtained by using the PSO technique. Two types of controller were designed and tested: backstepping with observed states and backstepping with measured states. Both controllers were tested and

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่เชิงธุรกิจหรือการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

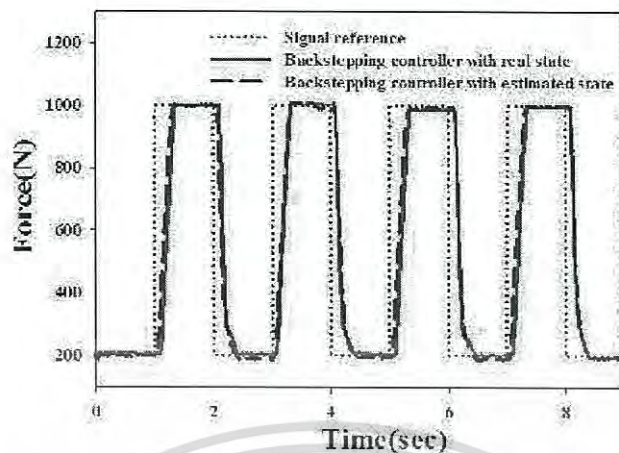


FIGURE 9. Square response.

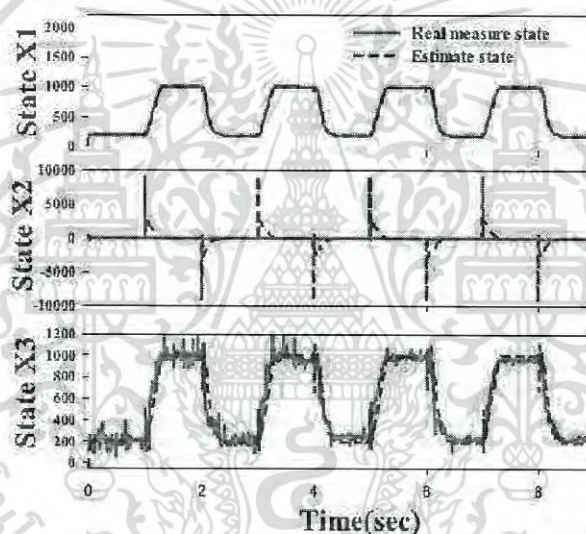


FIGURE 10. States comparison

compared by using a square wave input. The experimental results show the effectiveness of the force tracking and the searching for controller gains. The PSO algorithm was proven to be an effective tool for finding the optimal gains for the backstepping controller with both observed and measured states. The backstepping controller when implemented with observed states could save the cost of measuring devices without sacrificing the tracking performance.

REFERENCES

- [1] N. D. Manring, *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sons, Hoboken, 2005.
- [2] A. R. Plummer and A. D. Vaughan, Decoupling pole-placement control with application to a multi-channel electro-hydraulic servo system, *Control Eng. Pract.*, 1997.
- [3] J. Seo, R. Venugopal and J. Kenné, Feedback linearization based control of a rotational hydraulic drive, *Control Eng. Pract.*, vol.15, pp.1495-1507, 2007.
- [4] Q. H. Nguyen, Q. P. Ha, D. C. Rye and H. F. Durrant-Whyte, Feedback linearisation control for electro-hydraulic systems of a robotic excavator, *Proc. of Australian Conference on Robotics and Automation*, Brisbane, pp.190-195, 1999.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [5] A. Alleyne and R. Liu, A simplified approach to force control for electro-hydraulic systems, *Control Eng. Pract.*, 2000.
- [6] S. Alshamali and M. Zribi, Backstepping control design for a continuous-stirred tank, *International Journal of Innovative Computing, Information and Control*, vol.8, no.11, pp.7747-7760, 2012.
- [7] M. Ahmadnedzhad and M. Soltanpour, Tracking performance evaluation of robust back-stepping control design for a nonlinear electrohydraulic servo system, *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*, vol.9, no.7, 2015.
- [8] M. R. Sirouspour and S. E. Salcudean, On the nonlinear control of hydraulic servo-systems, *Proc. of the 2000 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, San Francisco, CA, 2000.
- [9] A. Mohanty and B. Yao, Indirect adaptive robust control of hydraulic manipulators with accurate parameter estimates, *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, vol.19, no.3, 2011.
- [10] B. Yao, F. Bu and G. T. C. Chiu, Non-linear adaptive robust control of electro-hydraulic systems driven by double-rod actuators, *Int. J. Control*, vol.74, no.8, pp.761-775, 2001.
- [11] J. Ye, Tracking control for nonholonomic mobile robots: Integrating the analog neural network into the backstepping technique, *Neurocomputing*, vol.71, nos.16-18, pp.3373-3378, 2008.
- [12] C. K. Chen, W. Y. Wang, Y. G. Leu and C. Y. Chen, Compact ant colony optimization algorithm based fuzzy neural network backstepping controller for MIMO nonlinear systems, *Proc. of the International Conference on System Science and Engineering*, Taipei, Taiwan, pp.146-149, 2010.
- [13] R. Eberhart and I. Kennedy, A new optimizer using particle swarm theory, *Proc. of the 6th Int. Symposium on Micro Machine and Human Science*, pp.39-43, 1995.
- [14] J. Kennedy and R. C. Eberhart, Particle swarm optimization, *Proc. of the IEEE International Conference on Neural Networks IV*, pp.1942-1948, 1995.
- [15] M. H. Ibrahim and A. R. Osama, Particle swarm optimization approach for solving complex variable fractional programming problems, *Journal of Engineering Research & Technology*, vol.2, 2013.
- [16] A. Ahmed, A. Esmin and G. Lambert-Torres, Application of particle swarm optimization to optimal power systems, *International Journal of Innovative Computing, Information and Control*, vol.8, no.3(A), pp.1705-1716, 2012.
- [17] S. M. Roazli, M. F. Rahmat and A. R. Husain, Performance comparison of particle swarm optimization and gravitational search algorithm to the designed of controller for nonlinear system, *Journal of Applied Mathematics*, 2014.
- [18] S. Panda and N. P. Padhy, Comparison of particle swarm optimization and genetic algorithm for FACTS-based controller design, *Applied Soft Computing*, pp.1418-1427, 2008.
- [19] H. Xing, X. Zhong and J. Li, Linear extended state observer based back-stepping control for uncertain SISO nonlinear systems, *International Journal of Innovative Computing, Information and Control*, vol.11, no.4, pp.1411-1419, 2015.
- [20] H. E. Merrit, *Hydraulic Control System*, Wiley & Sons, New York, 1967.
- [21] Robert Bosch GmbH, *Electro-Hydraulic Proportional and Control System*, Omegon, Ditzingen, 1999.
- [22] R. F. Stengel, *Optimal Control and Estimation*, Dover Publications, New York, 1994.
- [23] S. Ebbesen, P. Kiwitz and L. Guzzella, A generic particle swarm optimization Matlab function, *American Control Conference*, Fairmont Queen Elizabeth, Montreal, Canada, 2012.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-นามสกุล

นายพิศาล มูลอำคา

วัน เดือน ปีเกิด

9 ธันวาคม 2525

ที่อยู่

บ้านเลขที่ 61 หมู่ที่ 1 ต.บึงนคร อ.ธวัชบุรี จ. ร้อยเอ็ด 45170

ประวัติการศึกษา

2546 จบการศึกษาระดับ ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง (ปวส.) จาก
สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตขอนแก่น

2549 จบการศึกษาระดับปริญญาตรี ที่ คณะวิศวกรรมศาสตร์ สาขาวิชา
วิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหาร
ลาดกระบัง

2551 จบการศึกษาระดับปริญญาโท ที่ คณะวิศวกรรมศาสตร์ สาขาวิชา
วิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหาร
ลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการสิ่งพิมพ์

1. Moonumca P., Depaiwa N. and Yamamoto Y., "Tuning PID Controller Using Genetic Algorithms for Electro-Hydraulic System with Tracking Force Control", *Advanced Materials Research*, Vols. 931-932(2014), pp 1318-1322, May, 2014.
2. Moonumca P. and Depaiwa N., "PID Tuning Optimization for Electro-Hydraulic System", *The 5th TSME International Conference on Mechanical Engineering*, 17-19th December 2014.
3. Moonumca P. and Depaiwa N., "The Force Tracking Control of Electro-Hydraulic System Based On Particle Swarm Optimization", *International Journal of Innovative Computing, Information and Control*, Volume 12, Number 3, June 2016.
4. Moonumca P., Yamamoto Y. and Depaiwa N., "Adaptive PID for Controlling a Quadrotor in a Virtual Outdoor Scenario: Simulation Study", *Proceedings of 2013 IEEE, International Conference on Mechatronics and Automation*, August 4-7 2013, Takamatsu, Japan.

