

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 23
4 – 7 พฤศจิกายน 2552 จังหวัดเชียงใหม่

**การประมาณค่าแรงเสียดทานของระบบไฮดรอลิกแบบในเวลาจริง
ด้วยตัวสังเกตความไม่เป็นเชิงเส้น**
**Real-time Estimation of Friction in Electro-Hydraulic Systems using
a Nonlinearity Observer**

พงศ์ภาณุ ศรีสมทรง* และ สุวัฒน์ กุลธนปรีดา

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและการบิน-อวกาศ คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
1518 ถนน พิบูลสงคราม เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800 โทรศัพท์ 0-2913-2500 โทรสาร 0-2586-9541
*s_phongpanu@windowslive.com

บทคัดย่อ

บทความนี้ได้ทำการประยุกต์ใช้ตัวสังเกตความไม่เป็นเชิงเส้น ในการประมาณฟังก์ชันแรงเสียดทานที่ไม่เป็นเชิงเส้นของกระบอกสูบไฮดรอลิก โดยการประมาณจะกระทำแบบในเวลาจริง ตัวสังเกตความไม่เป็นเชิงเส้นนี้เป็นตัวสังเกตที่ใช้สมการพลวัตในการประมาณฟังก์ชันที่ไม่เป็นเชิงเส้นของระบบ ผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองการทำงานด้วยคอมพิวเตอร์พบว่า ตัวสังเกตความไม่เป็นเชิงเส้นที่ออกแบบไว้ซึ่งถูกลดรูปเป็นตัวสังเกตแบบพีไอ สามารถประมาณฟังก์ชันแรงเสียดทานได้อย่างถูกต้อง

คำหลัก: ตัวสังเกต, ตัวสังเกตความไม่เป็นเชิงเส้น, ระบบไฮดรอลิก

Abstract

This paper presents an application of nonlinearity observers for estimating a friction in a hydraulic cylinder in real time. The nonlinearity observers use system's dynamic equation to estimate the nonlinearity of the system. The simulation results show that a designed nonlinearity observer, which is reduced to a PI observer, can estimate the friction in hydraulic cylinder effectively.

Keywords: Observers, Nonlinearity Observers, Hydraulic Systems

1. บทนำ

ระบบไฮดรอลิกเป็นระบบกำลังที่นิยมใช้อย่างกว้างขวางในอุตสาหกรรม เนื่องจากระบบไฮดรอลิกเป็นระบบที่สามารถให้กำลังได้สูง มีความแข็งแรงทนทาน มีการตอบสนองอย่างรวดเร็ว และยังคงรักษากำลังไว้ได้นาน [1] แต่ระบบไฮดรอลิกเป็นระบบที่ไม่เป็นเชิงเส้น รวมทั้งยังมีความไม่แน่นอนของตัวแปรต่างๆภายในระบบ เช่น แรงเสียดทาน ความหนืดของน้ำมัน ค่าปริมาตรของน้ำมัน ฯลฯ จึงนับได้ว่าความไม่เป็นเชิงเส้นของระบบไฮดรอลิกเป็นปัญหาที่ส่งผลต่อความแม่นยำในการควบคุม

ความไม่เป็นเชิงเส้นหลักของระบบไฮดรอลิกคือแรงเสียดทานภายในกระบอกไฮดรอลิก [2] โดยที่แรงเสียดทาน คือแรงต้านทานการเคลื่อนที่ของวัตถุที่เกิดขึ้นระหว่างผิวสัมผัสของวัตถุสองชิ้น ขนาดของแรงเสียดทาน ขึ้นอยู่กับตัวแปรหลายอย่าง อาทิเช่น ขนาดของแรงกดตั้งฉากกับผิวสัมผัส ลักษณะการเคลื่อนที่ ความเร็วสัมพัทธ์ รูปทรงของผิวสัมผัส ความหยาบของผิว และ คุณสมบัติของเหลวระหว่างผิวสัมผัส เป็นต้น แรงเสียดทานภายในกระบอกไฮดรอลิกที่เห็นได้ชัดเจนคือแรงเสียดทานที่เกิดจากซีลของลูกสูบซึ่งสัมผัสกับกระบอกไฮดรอลิก [3] โดยทั่วไปจะใช้แบบจำลองเป็นค่าคงที่ อาทิเช่น แรงเสียดทานแบบคูลอมบ์ (coulomb friction) และแรงเสียดทานแบบความหนืด (viscous friction) ซึ่งเป็นแบบจำลองของแรงเสียดทานที่พิจารณาถึงผลจากความหนืดของน้ำมันไฮดรอลิก ความไม่เป็นเชิงเส้นดังกล่าวสามารถสังเกตได้ด้วยตัวสังเกตความไม่เป็นเชิงเส้นเพื่อชดเชยความผิดพลาดในการควบคุมระบบที่ไม่เป็นเชิงเส้น

บทความนี้นำเสนอตัวสังเกตความไม่เป็นเชิงเส้นที่สามารถนำมาใช้กับระบบไม่เป็นเชิงเส้นซึ่งเป็นระบบมืออยู่จริงตามธรรมชาติ โดยนำมาใช้ในการสังเกตสถานะของระบบไฮดรอลิกเพื่อให้มีความแม่นยำในการสังเกตสถานะมากกว่าตัวสังเกตแบบเชิงเส้น [7],[9]

2. ตัวสังเกตความไม่เป็นเชิงเส้น

ตัวสังเกตความไม่เป็นเชิงเส้น (Nonlinearity observer) เป็นตัวสังเกตที่ใช้ในการสังเกตสถานะของระบบที่ไม่เป็นเชิงเส้น รวมทั้งความไม่เป็นเชิงเส้นของระบบ

พิจารณาระบบที่ไม่เป็นเชิงเส้น

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Nn(x,t) + Bu \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (1)$$

เมื่อ $n(x,t)$ เป็นฟังก์ชันของความไม่เป็นเชิงเส้น ทำการประมาณความไม่เป็นเชิงเส้น $n(x,t)$ ด้วยฟังก์ชัน $v(t)$ ดังนี้

$$\begin{aligned} n(x,t) &\approx Hv(t) \\ \dot{v}(t) &= \Lambda v(t) \end{aligned} \quad (2)$$

เมื่อ $v(t)$ คือตัวแปรสถานะที่กำหนดขึ้น ส่วน H และ Λ คือเมตริกซ์ค่าคงที่ แทนสมการ (2) ในสมการ (1) จะสามารถเขียนรูปแบบของตัวสังเกตความไม่เป็นเชิงเส้นได้เป็น

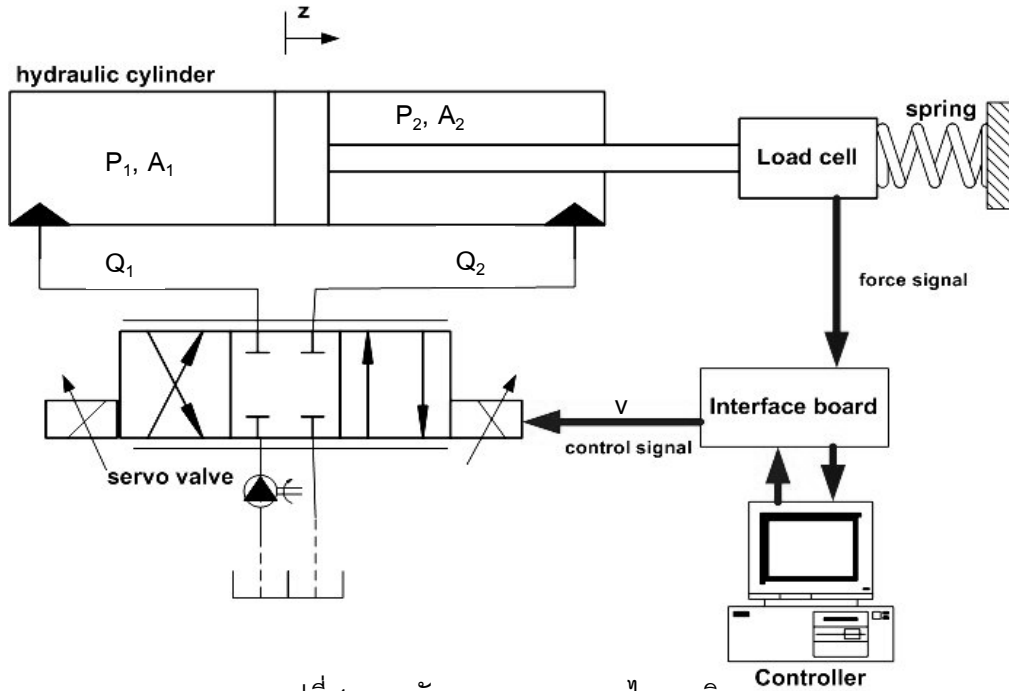
$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} \dot{\hat{x}} \\ \dot{\hat{v}} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} A & NH \\ 0 & \Lambda \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \hat{x} \\ \hat{v} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} B \\ 0 \end{Bmatrix} u + \begin{Bmatrix} L_x \\ L_v \end{Bmatrix} (y - \hat{y}) \\ \hat{y} &= C\hat{x} \end{aligned} \quad (3)$$

เมื่อ \hat{v} คือค่าประมาณสถานะของ v , L_x และ L_v คืออัตราขยายของตัวสังเกต

3. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ตัวแบบเชิงคณิตศาสตร์ ของระบบไฮดรอลิกที่ทำการศึกษาในที่นี้เป็นไปตามแผนผังการควบคุมในรูปที่ 1 โดยพิจารณา สมการ การเชื่อมต่อระหว่างเซอร์โววาล์วและกระบอกสูบเป็นหลัก และอยู่ภายใต้สมมติฐานว่าไม่มีการสูญเสียอัตราการไหลในสายไฮดรอลิกที่เชื่อมต่อระหว่างเซอร์โววาล์วกับกระบอกสูบไฮดรอลิก ไม่มีการรั่วภายในวาล์วและกระบอกสูบ โดยอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลผ่านเซอร์โววาล์วแปรผันโดยตรงกับความต่างศักย์ไฟฟ้าที่ป้อนให้กับวาล์ว [8] นั่นคือ

$$Q_{in} = Kv_{in} \quad (4)$$



รูปที่ 1 แผนผังการควบคุมระบบไฮดรอลิก

เมื่อ Q_{in} คืออัตราการไหลของน้ำมันเข้าสู่กระบอกสูบ v_{in} คือความต่างศักย์ไฟฟ้า และ K คือ สัมประสิทธิ์อัตราการไหล

เนื่องจากกระบอกไฮดรอลิกที่ใช้เป็นแบบแกนเพลลาเดียว ซึ่งพื้นที่รับแรงทั้งสองข้างของลูกสูบไม่เท่ากันทำให้อัตราการไหลของน้ำมันไม่เท่ากัน แต่สามารถพิจารณาเป็นอัตราส่วนได้เป็น

$$\frac{Q_{in}}{Q_{out}} = \gamma \quad (5)$$

โดยที่ Q_{out} คืออัตราการไหลของน้ำมัน ออกจากกระบอกสูบ และ $\gamma = A_1/A_2$ เป็นค่าสัดส่วนอัตราการไหล

พิจารณาการไหลอัดตัวของน้ำมันภายในกระบอกไฮดรอลิกดังรูปที่ 1

$$\begin{aligned} Q_1 &= A_1 \dot{z} + \frac{V_1}{\beta} \dot{P}_1 \\ Q_2 &= A_2 \dot{z} - \frac{V_2}{\beta} \dot{P}_2 \end{aligned} \quad (6)$$

ซึ่ง $V_1 = V_{01} + A_1 z$ และ $V_2 = V_{02} - A_2 z$

โดยที่ V_1 และ V_2 คือปริมาตรของกระบอกสูบด้านลูกสูบและด้านก้านสูบ, V_{01} และ V_{02} คือปริมาตรเริ่มต้น ตำแหน่งกึ่งกลางของกระบอกสูบด้านลูกสูบและ

ด้านก้านสูบ, z และ \dot{z} คือระยะและความเร็วในการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบ และ β คือค่าบีบอัดตัวของน้ำมัน จากสมการ (6) สามารถจัดสมการได้เป็น

$$\begin{aligned} \dot{P}_1 &= \frac{\beta}{V_1} (Q_1 - A_1 \dot{z}) \\ \dot{P}_2 &= \frac{\beta}{V_2} (A_2 \dot{z} - Q_2) \end{aligned} \quad (7)$$

ลำดับต่อมา พิจารณาสมการการเคลื่อนที่ของก้านสูบด้วยกฎการเคลื่อนที่ข้อที่สองของนิวตันจะได้

$$m\ddot{z} = P_1 A_1 - P_2 A_2 - c\dot{z} - F - f(\dot{z}) \quad (8)$$

เมื่อ m คือมวลของก้านสูบ c คือค่าความหนืดของน้ำมัน $f(\dot{z})$ คือแรงเสียดทานซึ่งเป็นฟังก์ชันที่ไม่เป็นเชิงเส้นของความเร็วกระบอกสูบ และ F คือแรงภายนอกที่เกิดจากแรงสปริงซึ่งเป็นไปตามสมการ

$$F = k_s z \quad (9)$$

โดยที่ k_s คือค่านิยของสปริง แทนค่าสมการ (8) ลงในสมการ (7) จะได้

$$\begin{aligned} \ddot{F} &= \frac{k_s}{m} (P_1 A_1 - P_2 A_2) - \frac{c}{m} \dot{F} - \frac{k_s}{m} F \\ &\quad - \frac{k_s}{m} f(\dot{z}) \end{aligned} \quad (10)$$

กำหนดตัวแปรสถานะเพื่อสร้างสมการสถานะ

$$\begin{aligned} x_1 &= F \\ x_2 &= \dot{F} \\ x_3 &= P_1 A_1 - P_2 A_2 \end{aligned} \quad (11)$$

จะได้สมการสถานะคือ

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= -f_2 x_1 - f_1 x_2 + f_2 x_3 - f_2 f(\dot{z}) \\ \dot{x}_3 &= -g_1(x_1)x_2 + g_2(x_1)u \end{aligned} \quad (12)$$

โดยที่

$$\begin{aligned} f_1 &= \frac{c}{m}, \quad f_2 = \frac{k_s}{m} \\ g_1(x_1) &= \frac{\beta A_1^2}{k_s V_{01} + A_1 x_1} + \frac{\beta A_2^2}{k_s V_{02} - A_2 x_1} \\ g_2(x_1) &= \frac{\beta A_1 K k_s}{k_s V_{01} + A_1 x_1} + \frac{\beta A_2 K k_s}{\gamma(k_s V_{02} - A_2 x_1)} \end{aligned} \quad (13)$$

ซึ่งค่าตัวแปรต่างๆ เป็นค่าจากระบบจริงดังแสดงในตารางที่ 1

ตารางที่ 1 แสดงค่าตัวแปรต่างๆ

ตัวแปร	ค่า
β	$1.5 \times 10^9 \text{ N/m}^2$
K	1.026×10^{-5}
A_1	$2.463 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
A_2	$1.455 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
V_{01}	$3.079 \times 10^{-4} \text{ m}^3$
V_{02}	$1.820 \times 10^{-4} \text{ m}^3$
m	6 kg
c	500 N/ms^{-1}
K_s	$1.206 \times 10^5 \text{ N/m}$

4. การออกแบบตัวสังเกตความไม่เป็นเชิงเส้น

ออกแบบตัวสังเกตความไม่เป็นเชิงเส้นจากสมการที่ (3) โดยกำหนดให้ $H = I$ เมื่อ I คือ เมตริกเอกลักษณ์ และ $\Lambda = 0$ ซึ่งจะได้

$$\hat{n}(t) \approx \hat{v}(t) \quad (14)$$

และ
$$\hat{v} = -L_v \int (y - \hat{y}) dt \quad (15)$$

ดังนั้นจะได้สมการของตัวสังเกตคือ

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + L_v(y - \hat{y}) + NL_v \int (y - \hat{y}) dt \quad (16)$$

จะเห็นได้ว่าเมื่อเปรียบเทียบตัวสังเกตนี้กับตัวสังเกตแบบเชิงเส้น พบว่าตัวสังเกตมีการเพิ่มพจน์อินทิเกรตซึ่งตัวสังเกตนี้มีชื่อเรียกว่าตัวสังเกตแบบพีไอ [4]

จัดสมการของตัวสังเกตแบบพีไอ ในรูปแบบสมการสถานะโดยทำการประมาณสมการสถานะของระบบไฮดรอลิกเป็นแบบเชิงเส้น จากสมการ (12) พิจารณาการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบโดยให้ลูกสูบอยู่ ณ ตำแหน่งกึ่งกลาง นั่นคือ $V_1 \approx V_{01}, V_2 \approx V_{02}$ และกระบอกสูบมีการเคลื่อนที่น้อยมาก ($z \approx 0$) จะได้

$$\begin{aligned} g_1 &= \frac{\beta A_1^2}{k_s V_{01}} + \frac{\beta A_2^2}{k_s V_{02}} \\ g_2 &= \frac{\beta A_1 K}{V_{01}} + \frac{\beta A_2 K}{\gamma V_{02}} \end{aligned} \quad (17)$$

ซึ่งสามารถเขียนสมการสถานะแบบเชิงเส้นได้ดังนี้

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (18)$$

โดยที่

$$\begin{aligned} A &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -20100 & -83.33 & 20100 \\ 0 & -389.73 & 0 \end{bmatrix} \\ B &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 195804 \end{bmatrix} \\ C &= [1 \quad 0 \quad 0] \end{aligned}$$

จากสมการสถานะของระบบไฮดรอลิก จะเห็นได้ว่าสถานะที่สองและสามมีความไม่เป็นเชิงเส้น ดังนั้นจึงต้องมีการชดเชยความไม่เป็นเชิงเส้นดังกล่าวด้วยการเพิ่มพจน์อินทิเกรตตามรูปแบบของตัวสังเกตแบบพีไอ จะได้รูปแบบของตัวสังเกตแบบพีไอดังนี้

$$\begin{Bmatrix} \hat{x} \\ \hat{v} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -f_2 & -f_1 & f_2 & f_2 & 0 \\ 0 & -g_1 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \hat{x} \\ \hat{v} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ g_2 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} u + \begin{Bmatrix} l_{x1} \\ l_{x2} \\ l_{x3} \\ l_{v1} \\ l_{v2} \end{Bmatrix} (y - \hat{y}) \quad (19)$$

การหาค่าอัตราขยายของตัวสังเกตจะทำการพิจารณาหาค่าอัตราขยายออกเป็นสองส่วนคือ การหาอัตราขยายในส่วนที่เป็นเชิงเส้นและอัตราขยายในส่วนที่ไม่เป็นเชิงเส้น ในส่วนที่เป็นเชิงเส้นนั้นได้ใช้ตัวกรองคาลมาน [6] ในการหาอัตราขยายของตัวสังเกตแบบเชิงเส้น (L_x) ที่นิยมใช้กับระบบที่มีสัญญาณรบกวน การหาอัตราขยายทำได้โดยการพิจารณาสัญญาณรบกวนที่เกิดขึ้นกับระบบ Q_n (Process noise covariance matrix) และสัญญาณรบกวนที่เกิดจากการวัดสัญญาณ R_n (Measurement noise covariance matrix) ของระบบจริง ด้วยการป้อนสัญญาณควบคุมจะได้

$$Q_n = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 4.98 \times 10^4 \end{bmatrix}$$

$$R_n = 100$$

ในการหาอัตราขยายของตัวกรองคาลมาน จะต้องหาผลเฉลยของ Algebraic Riccati equation

$$0 = A^T P + PA - PC^T R_n^{-1} CP + Q_n \quad (20)$$

ซึ่งค่าอัตราขยายของตัวกรองคาลมานที่สถานะคงตัว (Steady state) คือ

$$L_x = PC^T R_n^{-1} \quad (21)$$

แทนค่าลงในสมการที่ (20) และทำการแก้สมการจะได้ผลเฉลยของ Algebraic Riccati equation คือ

$$P = \begin{bmatrix} 2178.51 & -1.18 & -220.48 \\ 1.18 & 4.39 & 0.94 \\ -220.48 & -0.94 & 226.01 \end{bmatrix}$$

แทนค่า P ที่ได้ลงในสมการที่ (21) ได้อัตราขยายของตัวกรองคาลมาน คือ

$$L_x = \begin{Bmatrix} 21.79 \\ -0.01 \\ -2.20 \end{Bmatrix}$$

ส่วนการหาอัตราขยายในส่วนของพจน์อินทิเกรตหาได้จาก การปรับแต่งเพื่อหาค่าที่เหมาะสมซึ่งได้

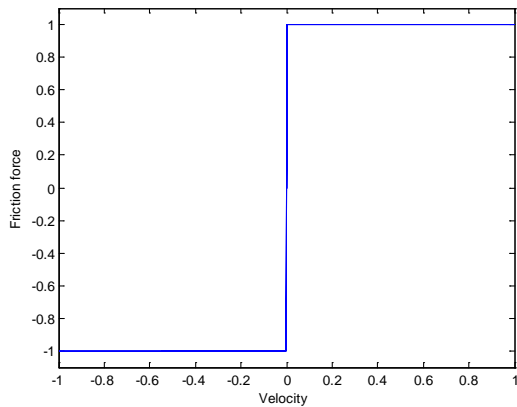
$$L_v = \begin{Bmatrix} 25000 \\ 250 \end{Bmatrix}$$

แทนค่าคงที่และอัตราขยายที่ได้ในสมการที่ (19) ได้สมการตัวสังเกตแบบพีไอคือ

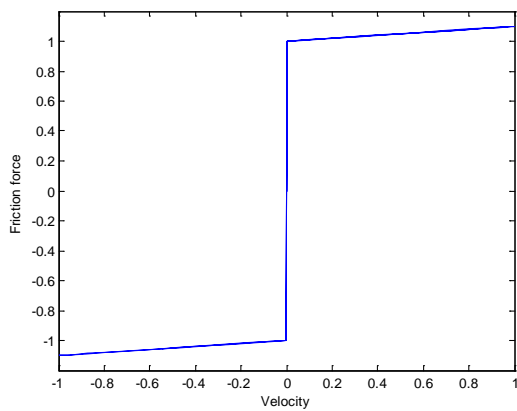
$$\begin{Bmatrix} \hat{x} \\ \hat{v} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -20100 & -83.33 & 20100 & 20100 & 0 \\ 0 & -389.73 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \hat{x} \\ \hat{v} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 195804 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} u + \begin{Bmatrix} 21.79 \\ -0.01 \\ -2.20 \\ 25000 \\ 250 \end{Bmatrix} (y - \hat{y}) \quad (22)$$

5. ผลลัพธ์

ในบทความนี้ใช้การจำลองในคอมพิวเตอร์เพื่อแสดงความสามารถในการประมาณแรงเสียดทานภายในกระบอกไฮดรอลิกของตัวสังเกตความไม่เป็นเชิงเส้นแบบพีไอ โดยใช้แบบจำลองแรงเสียดทานแบบคูลอมบ์ และแบบจำลองแรงเสียดทานแบบความหนืด ดังรูปที่ 2 แทนแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นภายในกระบอกสูบ ซึ่งทำการจำลองการประมาณแรงเสียดทานที่ละกรณีเพื่อสังเกตความสามารถในการประมาณสถานะและความไม่เป็นเชิงเส้นของระบบ



(ก)



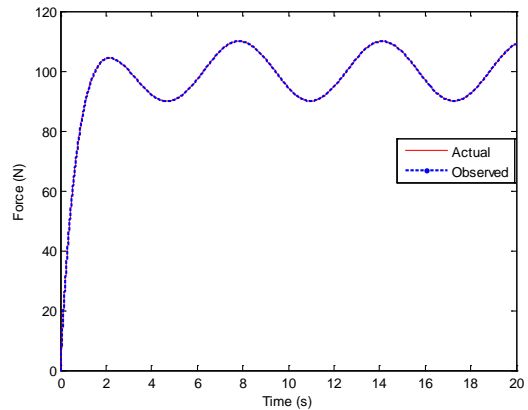
(ข)

รูปที่ 2 แบบจำลองแรงเสียดทานแบบคูลอมบ์ และ
แบบจำลองแรงเสียดทานแบบความหนืด

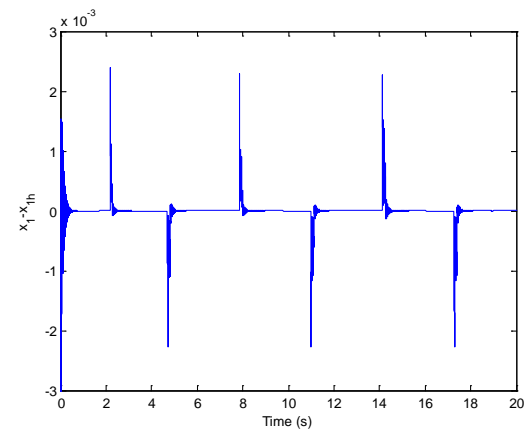
สำหรับการควบคุมนั้น จะใช้การควบคุมแบบ
เบคสเตปป์ [5],[6] ซึ่งเป็นการควบคุมแบบไม่เป็นเชิง
เส้น โดยกำหนดสัญญาณอ้างอิงเป็นแรงแบบฟังก์ชัน
ซายน์

$$F_{ref} = 100 + 10\sin(t) \quad (23)$$

ดังนั้นในการควบคุมระบบจริง ก้านสูบไฮดรอลิกจะ
เกิดการเคลื่อนที่สลับไปมาตามรูปแบบของฟังก์ชัน
ซายน์ที่ใช้เป็นสัญญาณอ้างอิง แต่ในความเป็นจริง
สามารถวัดผลสถานะของระบบได้เพียงสถานะที่หนึ่ง
คือ แรงที่เกิดขึ้นเท่านั้น จึงต้องมีการใช้ตัวสังเกตแบบ
พีไอเป็นตัวสังเกตสถานะที่เหลือของระบบ เพื่อ
ป้องกันสถานะไปยังตัวควบคุม จะได้ผลการจำลอง
การประมาณแรงในการควบคุมแรงของก้านสูบ
ไฮดรอลิก และค่าความผิดพลาดในการประมาณแรง



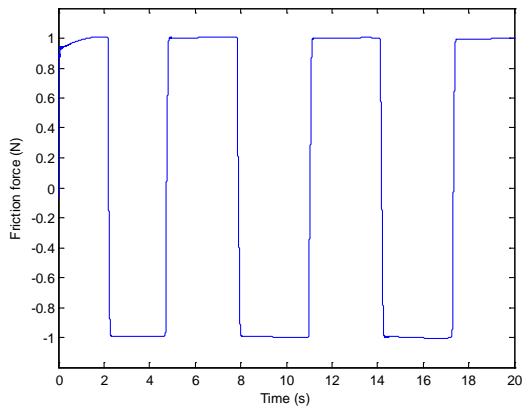
รูปที่ 3 แรงและค่าประมาณแรง



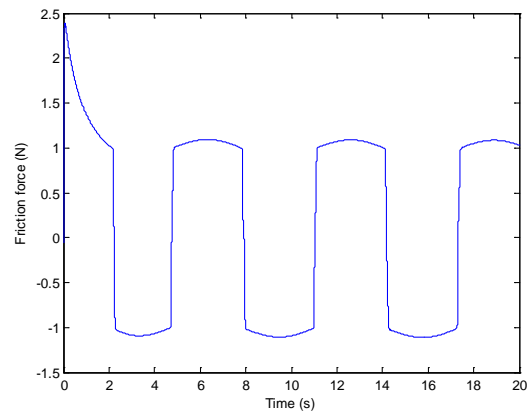
รูปที่ 4 ค่าความผิดพลาดในการสังเกตสถานะ

ที่เกิดขึ้นตามรูปที่ 3 และรูปที่ 4 ตามลำดับ ซึ่งผลการ
ควบคุมแรงของกระบอกไฮดรอลิกพบว่า ตัวควบคุม
และตัวสังเกตที่ใช้ให้ผลการควบคุมแรงที่ดีที่สุด สามารถ
ติดตามสัญญาณอ้างอิงได้ถูกต้อง ทั้งนี้เป็นเพราะมี
การชดเชยความไม่เป็นเชิงเส้นตามหลักการของตัว
สังเกตแบบพีไอ

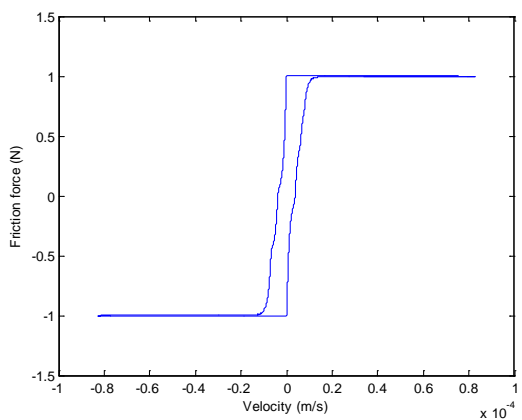
สำหรับการประมาณแรงเสียดทานภายใน
กระบอกไฮดรอลิก ตัวสังเกตให้ผลการประมาณแรง
เสียดทานดังรูปที่ 5 และรูปที่ 6 ซึ่งแสดงถึง
ความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานกับเวลา และแรง
เสียดทานกับความเร็วในการเคลื่อนที่ของก้านสูบ
ไฮดรอลิกที่สถานะคงตัว โดยได้ผลการประมาณ
เช่นเดียวกับแบบจำลองของแรงเสียดทานที่ให้กับ
ระบบ



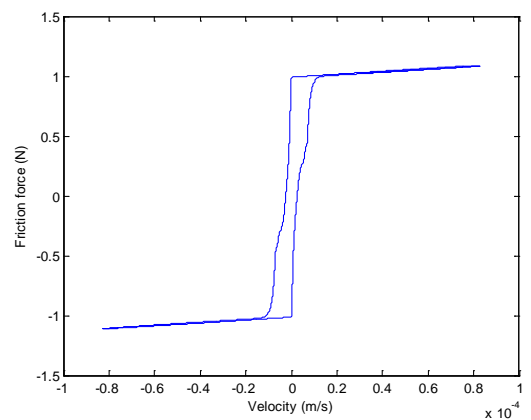
(ก)



(ก)



(ข)



(ข)

รูปที่ 5 ผลการประมาณแรงเสียดทานแบบคูลอมบ์

รูปที่ 6 ผลการประมาณแรงเสียดทานแบบความหนืด

6. สรุปและข้อเสนอแนะ

บทความนี้ได้ทำการประยุกต์ใช้ตัวสังเกตความไม่เป็นเชิงเส้น ในการประมาณฟังก์ชันแรงเสียดทานที่ไม่เป็นเชิงเส้นของกระบอกสูบไฮดรอลิก ตัวสังเกตความไม่เป็นเชิงเส้นนี้เป็นตัวสังเกตที่ใช้สมการพลวัตในการประมาณฟังก์ชันที่ไม่เป็นเชิงเส้นของระบบ ผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองการทำงานด้วยคอมพิวเตอร์พบว่า ตัวสังเกตความไม่เป็นเชิงเส้นซึ่งถูกจัดรูปเป็นตัวสังเกตแบบพีไอ สามารถประมาณฟังก์ชันแรงเสียดทานได้ดี

อย่างไรก็ตามผลลัพธ์ที่น่าเสนอในบทความนี้เป็นเพียงการจำลองด้วยคอมพิวเตอร์เท่านั้น ซึ่งต่างจากระบบจริงที่มีความไม่เป็นเชิงเส้นอื่นๆ นอกเหนือจากแรงเสียดทานของกระบอกไฮดรอลิก ดังนั้นจึงควรมีการนำตัวสังเกตความไม่เป็นเชิงเส้นนี้ไปใช้ในงานจริง

เพื่อทดสอบความสามารถในการสังเกตสถานะของระบบสำหรับการควบคุมจริง พร้อมทั้งทำการประมาณหาแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นจริงภายในกระบอกสูบ

7. เอกสารอ้างอิง

[1] Andrew G. Alleyne and Rui Liu. (2000). Systematic Control of a Class of Nonlinear Systems with Application to Electrohydraulic Cylinder Pressure Control, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, VOL. 8, NO. 4, July 2000.

- [2] S. Tafazolil, C.W. de Silva, P.D. Lawrence. (1995). Friction Estimation in a Planar Electrohydraulic Manipulator, proceedings of the *American Control Conference*, Seattle, Washington.
- [3] Adrian Bonchis, Peter I. Corke, David C. Ryne. (1999). A Pressure – Based, Velocity Independent, Friction Model For Asymmetric Hydraulic Cylinder, *International Conference On Robotic and Automation*, Detroit, Michigan.
- [4] Ramesh Perla and S. Mukhopadhyay. (2004). State Estimation in Electro-Hydraulic Actuator using Proportion Integral Observer, *IEEE India Annual Conference*, Indicon.
- [5] Prut Nakkarat and Suwat Kuntanapreeda. (2009). Observer-based backstepping force control of an electrohydraulic actuator, *Control Engineering Practice*, Volume 17, Issue 8, August 2009, Pages 895-902
- [6] Khalil K. H. (2002). *Nonlinear System*, Third edition, Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey.
- [7] Friedland B. (1987). *Control System Design: An Introduction to State-Space Methods*, second edition, McGraw-Hill, New York.
- [8] Watton J. (1989). *Fluid power systems*, Prentice Hall, New York.
- [9] สุวัฒน์ กุลชนปรีดา (พ.ศ.2552). วิศวกรรม การควบคุมอัตโนมัติ, สำนักพิมพ์ ส.ส.ท.