

การสร้างแบบจำลอง การจำลอง และการควบคุมระบบถ่ายทอดกำลัง สำหรับยานพาหนะในงานก่อสร้าง

Modeling Simulation and Control of a Powertrain for an Earthmoving Vehicle

ภาณุวัฒน์ ก้านเพชร¹ ปิโยรส จิระวัฒนา²

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น

123 ถนนมิตรภาพ อ.เมือง จ.ขอนแก่น 40002

โทร 0-43-244296 ต่อ 125 โทรสาร 0-43-245878 E-mail: p4550400734@mech.kku.ac.th¹, piyoro@kku.ac.th²

Phanuwat Kanphet¹ Piyoros Jirawattana²

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Khonkaen University

123 Mitrapap Rd, Muang Khonkaen 40002 Thailand

Tel: 0-43-244296 Ext. 125 Fax: 0-43-245878 E-mail: p4550400734@mech.kku.ac.th¹, piyoro@kku.ac.th²

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ เป็นการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบถ่ายทอดกำลังสำหรับยานพาหนะในงานก่อสร้าง ซึ่งประกอบไปด้วยเครื่องยนต์ต้นกำลัง และระบบถ่ายทอดกำลังอุทกสถิตแบบอัตราทดแปรผันต่อเนื่อง งานวิจัยครอบคลุมไปถึงการจำลองการทำงานของระบบดังกล่าว และการออกแบบระบบควบคุมการทำงาน โดยใช้ทฤษฎีการควบคุมแบบเหมาะสม จากการจำลองพบว่าระบบที่มีการควบคุมแบบ LQR มีความเหมาะสมในการควบคุมมุมทอร์ทเทิลวาล์วของเครื่องยนต์ มุมของแผ่นเอียงของไฮดรอลิกส์ปั๊ม และมอเตอร์ ทำให้สามารถควบคุมผลตอบสนองของความเร็วของระบบถ่ายทอดกำลังแบบอุทกสถิตได้อย่างมีประสิทธิภาพ

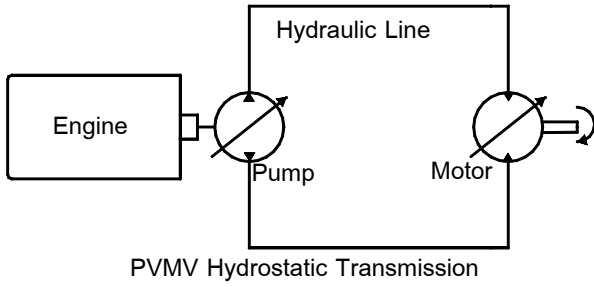
Abstract

This paper provides a dynamic modeling of a powertrain system of an earthmoving vehicle, which includes an engine, a hydrostatic continuously variable transmission (cvt). The powertrain system simulation and controller design by using optimal control theory are also included in this paper. The results show that the LQR controller is suitable for controlling the throttle angle of the engine, swash plate angles of the hydraulic pump and motor. It gives good performance in regulating the speed of a hydrostatic CVT powertrain.

1. บทนำ

ระบบถ่ายทอดกำลังในยานพาหนะแบบอุทกสถิต ในปัจจุบันมีการใช้อย่างแพร่หลาย โดยเฉพาะอย่างยิ่งในยานพาหนะประเภทงานหนัก (heavy duty vehicle) เช่นยานพาหนะในการก่อสร้าง ยานพาหนะในงานป่าไม้ ยานพาหนะนอกถนน (off-road vehicle) หรือยานยนต์หุ้มเกราะ เป็นต้น ซึ่งส่วนประกอบที่สำคัญในระบบขับเคลื่อนแบบอุทกสถิตจะประกอบไปด้วย เครื่องยนต์ต้นกำลัง ปั๊ม และมอเตอร์ สำหรับเครื่องยนต์ต้นกำลังส่วนใหญ่จะเป็นเครื่องยนต์ดีเซล และในบางครั้งชนิดจะใช้เครื่องยนต์กังหันแก๊สเป็นต้นกำลัง ปั๊มจะทำหน้าที่เปลี่ยนรูปพลังงานจากเครื่องยนต์มาเป็นกำลังในรูปของไหล แล้วส่งไปยังมอเตอร์ซึ่งจะทำหน้าที่เปลี่ยนกำลังจากของไหลเป็นกำลังในการขับเคลื่อนต่อไป

ในการประยุกต์ระบบถ่ายทอดกำลังแบบอุทกสถิต ให้เป็นแบบอัตราทดแปรผันต่อเนื่องสามารถทำได้หลายวิธีเช่น การใช้ปั๊มหรือมอเตอร์แบบปริมาตรการจัดแปรผัน (variable displacement) หรืออาจใช้แบบปริมาตรการจัดคงที่ (fixed displacement) แต่มีการติดตั้งวาล์วเพื่อปรับอัตราการไหลก็เป็นอีกวิธีหนึ่ง ในงานวิจัยนี้จะเป็นการสร้างแบบจำลองระบบถ่ายทอดกำลัง ในยานพาหนะแบบอุทกสถิตอัตราทดแปรผันต่อเนื่อง โดยการใช้เครื่องยนต์ดีเซลเป็นเครื่องยนต์ต้นกำลัง ใช้ปั๊มและมอเตอร์แบบปริมาตรการจัดแปรผัน โดยใช้แผ่นเอียง (swash plate) เป็นตัวปรับอัตราการไหล ซึ่งแบบจำลองดังกล่าวสามารถนำไปประยุกต์ใช้กับยานพาหนะสำหรับงานหนักได้ทุกประเภท



รูปที่ 1. ระบบถ่ายทดกำลังอุทกสถิตที่ใช้ปั๊มและมอเตอร์แบบ ปริมาตรการจัดแปรผัน

2. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

2.1 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์ดีเซล

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยแรงอัด นำเสนอโดย Feit [1] ซึ่งได้สมการความเร็วรอบของเครื่องยนต์ดีเซล ดังนี้

$$\dot{n}_e = \frac{1}{J_e} (T_{e,i} - T_{e,c,v} - T_{e,l}) \quad (1)$$

โดยที่

$$\dot{T}_{e,i} = \frac{1}{\tau_0} (T_{e,i} - K_{eng} \gamma) \quad (2)$$

และ

$$T_{e,c,v} = b_e n_e + C_e \quad (3)$$

J_e	=	โมเมนต์ความเฉื่อยของเครื่องยนต์
$T_{e,i}$	=	แรงบิดที่เกิดขึ้นจากเครื่องยนต์
$T_{e,l}$	=	แรงบิดภายนอกของเครื่องยนต์
n_e	=	ความเร็วรอบเครื่องยนต์
$T_{e,c,v}$	=	แรงบิดของความเสียดทานคูลอมป์และความหนืด
b_e	=	สัมประสิทธิ์ความเสียดทานความหนืดในเครื่องยนต์
C_e	=	ค่าคงที่ความเสียดทานคูลอมป์
τ_e	=	ค่าคงที่ของเวลาการผลิตแรงบิดเครื่องยนต์
K_{eng}	=	ค่าคงที่แรงบิดเครื่องยนต์
γ	=	มุมทอร์ทเทิลวาล์ว

2.2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของปั๊มปริมาตรการจัดแปรผันแบบใช้แผ่นเอียง (Swash-plate Variable Displacement Pump)

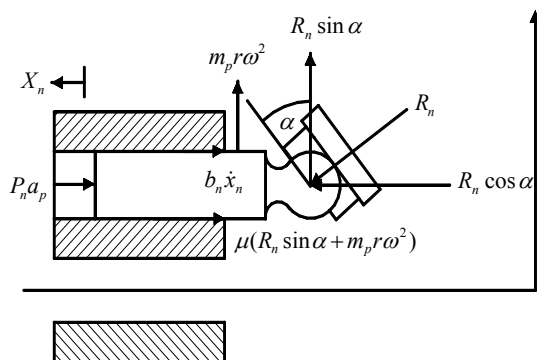
ปั๊มทำหน้าที่ในการสร้างพลังงานไฮดรอลิกส์ จากพลังงานกลที่ได้จากเครื่องยนต์ ในแบบจำลองนี้จะคิดเฉพาะการสูญเสียอันเนื่องมาจากระเหยาด้านแบบแห้ง และแรงเสียดทานแบบหนืด ซึ่งมีผลโดยตรงกับ

การสูญเสียประสิทธิภาพเชิงกล ส่วนการสูญเสียอันเนื่องมาจากการอัดตัวของของไหล การสูญเสียจากการรั่วไหล ทั้งภายในและภายนอกจะไม่นำมาคิด ซึ่งก็เสมือนว่าไม่มีการสูญเสียเชิงปริมาตร ซึ่งไม่ก่อให้เกิดความผิดพลาดมากนักกับปั๊มที่ทำงานแบบ positive acting เมื่อทำงานอยู่ในช่วงความเร็วที่สุงระดับหนึ่ง หากใช้สัญลักษณ์ดังต่อไปนี้

m_p	=	มวลของกระบอกสูบ
x_n	=	ตำแหน่งของกระบอกสูบ
a_p	=	พื้นที่หน้าตัดของกระบอกสูบ
P_n	=	ความดันภายในกระบอกสูบที่ n
R_n	=	แรงปฏิกิริยาระหว่างกระบอกสูบกับแผ่นเอียง
α_p	=	มุมของแผ่นเอียง
r	=	รัศมีกระบอกสูบ
μ	=	สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์
b_n	=	สัมประสิทธิ์ความเสียดทานความหนืดที่กระบอกสูบ
ω	=	ความเร็วรอบของปั๊ม
T	=	แรงบิดปั๊ม
θ_n	=	ค่ามุมของกระบอกสูบที่ n
N	=	จำนวนกระบอกสูบ
P_i	=	ความดันด้านเข้า
P_d	=	ความดันส่งออก
λ	=	Port plate notch angle

พิจารณา Free-Body Diagram ของปั๊มของแรงที่เกิดจากความดันของของไหลที่กระทำกับลูกสูบของปั๊มไฮดรอลิกส์ (รูปที่2) และจากกฎของนิวตัน

$$\sum F = m\ddot{x} \quad (4)$$



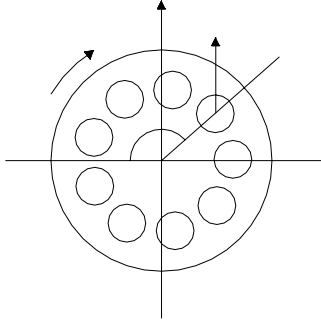
รูปที่2. Free-Body Diagram ของปั๊ม

จะได้สมการการเคลื่อนที่ของลูกสูบดังต่อไปนี้

$$m_p \ddot{x}_n = R_n \cos \alpha - P_n a_p - \mu(m_p r \omega^2 + R_n \sin \alpha) - b_n \dot{x}_n \quad (5)$$

จัดสมการในพจน์ของ R_n จะได้

$$R_n = \frac{(m_p \ddot{x}_n + b_n \dot{x}_n + \mu m_p r \omega^2 + a_p P_n)}{\cos \alpha - \mu \sin \alpha} \quad (6)$$



รูปที่ 3. แสดงทิศทางของแรงที่ทำให้เกิดทอร์ค

สำหรับปั๊ม สมการของแรงปฏิกิริยาระหว่างกระบอกสูบกับแผ่นเอียงนี้จะต้องสมดุลกับแรงบิดจากภายนอก (รูปที่ 3) ดังสมการสำหรับหนึ่งลูกสูบต่อไปนี้

$$T = r \sum R_n \sin \alpha \cos \theta_n \quad (7)$$

θ_n คือค่าของมุมที่กระบอกสูบที่ n จากจำนวนกระบอกสูบทั้งหมด N กระบอกสูบซึ่งคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$\theta_n = \theta_1 + \frac{2\pi(n-1)}{N} \quad (7)$$

และจาก Free-Body Diagram ในรูปที่ 2 จะได้ว่า

$$x_n = r_n \sin \theta_n \tan \alpha \quad (8)$$

ค่าของแรงบิดทั้งหมดที่เกิดขึ้นจะมีค่าดังนี้

$$T = - \left[\frac{(m_p r^2 \sin \alpha \tan \alpha + \mu m_p r^2 \sin \alpha) \sum \sin^2 \theta_n}{\cos \alpha + \mu \sin \alpha} \right] \omega^2 + \left[\frac{(m_p r^2 \sin \alpha \tan \alpha) \sum \sin \theta_n \cos \theta_n}{\cos \alpha + \mu \sin \alpha} \right] \dot{\omega} + \left[\frac{(b_p r^2 \sin \alpha \tan \alpha) \sum \sin \theta_n \cos \theta_n}{\cos \alpha + \mu \sin \alpha} \right]$$

$$+ \left[\frac{a_p r \sin \alpha \sum P_n \sin \theta_n}{\cos \alpha + \mu \sin \alpha} \right] \quad (10)$$

จากสมการฟังก์ชันตรีโกณมิติจะได้ว่า

$$\sum \sin^2 \theta_n = \frac{N}{2} \quad (11)$$

และ

$$\sum \sin \theta_n \cos \theta_n = 0 \quad (12)$$

แทนค่าจากสมการที่ (10) และ (11) ลงในสมการที่ (9) จะได้

$$T = - \left[\frac{0.5(m_p r^2 \sin \alpha \tan \alpha + \mu m_p r^2 \sin \alpha) \sum \sin^2 \theta_n}{\cos \alpha + \mu \sin \alpha} \right] \omega^2 + \left[\frac{a_p r \sin \alpha \sum P_n \sin \theta_n}{\cos \alpha + \mu \sin \alpha} \right] \quad (13)$$

$$P_n \approx \begin{matrix} P_d & 0 < \theta < \pi \\ P_i & \pi < \theta < 2\pi \end{matrix} \quad (14)$$

2.3 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของ Hydraulic Line

ปั๊มและมอเตอร์ไฮดรอลิกส์เชื่อมต่อกันโดยท่อน้ำมันด้านความดันสูง และด้านความดันต่ำ สมการอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของน้ำมันภายในท่อด้านความดันสามารถหาได้ จากสมการของ Bulk modulus ของของไหลไฮดรอลิกส์ (พิจารณาให้ของไหลสามารถอัดตัวได้) และจะได้อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันก็คือความแตกต่างของการไหลออกจากปั๊มและเข้าสู่มอเตอร์นั่นเอง

$$\dot{P} = \frac{\beta}{V_u} (Q_p - Q_m) \quad (15)$$

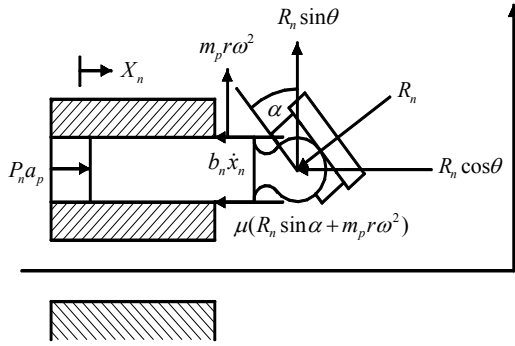
โดยที่

- P = ความดันของของไหลใน Hydraulic Line
- β = ค่าบัลค์โมดูลัส
- V_u = ปริมาตรของไหลที่ส่งออกจากปั๊ม
- Q_p = อัตราการไหลด้านส่งออกจากปั๊ม
- Q_m = อัตราการไหลด้านเข้าสู่มอเตอร์

2.4 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของมอเตอร์ปริมาตรการจัดแปรผันแบบใช้แผ่นเอียง(Swash-plate Variable Displacement Motor)

ปั๊มไฮดรอลิกส์และมอเตอร์แบบแผ่นเอียงที่ใช้กันนั้น เป็นอุปกรณ์เดียวกันที่สามารถทำงานได้ทั้งสองอย่าง แต่จะมีความแตกต่างกันจากค่าจำกัดความของประสิทธิภาพซึ่งนิยามขึ้นมาจากสิ่งที่ใส่เข้าไป และสิ่ง

ที่ได้ออกมา สำหรับมอเตอร์นั้นเราจะไม่คิดการสูญเสียเชิงปริมาตรด้วย เหตุผลเดียวกับของปั๊มไฮดรอลิกส์ มอเตอร์ไฮดรอลิกส์จะรับพลังงานไฮดรอลิกส์จากภายนอกแล้วเปลี่ยนให้เป็นพลังงานกล ดังนั้นการสูญเสียอันเนื่องมาจากแรงเสียดทานประเภทต่างๆ จะทำให้แรงบิดที่ควรจะได้จากมอเตอร์มีค่าต่ำกว่าที่ควรจะได้ในอุดมคติ (ตรงข้ามกับของปั๊มไฮดรอลิกส์ ที่แรงบิดที่ต้องใส่เข้าไปจะต้องมีค่าสูงกว่าค่าในอุดมคติ) ดังนั้นการสร้างแบบจำลองของมอเตอร์จึงสามารถตัดแปลงจากสมการของปั๊ม โดยที่ input คือ แรงดันจากความดันของน้ำมันที่กระทำกับลูกสูบ และทำให้เกิด output คือ แรงบิดขึ้น ดังนั้นสมการต่างๆ จึงเหมือนกันต่างกันที่ทิศทางของแรงเสียดทานประเภทต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 4 และจากกฎของนิวตัน จะได้สมการการเคลื่อนที่ของลูกสูบดังต่อไปนี้



รูปที่ 4. Free-Body Diagram ของมอเตอร์

$$m_p \ddot{x}_n = a_p P_n - R_n \cos \alpha - \mu(m_p r \omega^2 + R_n \sin \beta) - b_n \dot{x}_n \quad (16)$$

สมการของแรงปฏิกิริยาระหว่างกระบอกสูบกับแผ่นเอียงคือ

$$R_n = \frac{(-m_p \ddot{x}_n - b_n \dot{x}_n - \mu m_p r \omega^2 + a_p P_n)}{\cos \alpha + \mu \sin \alpha} \quad (17)$$

และสมการ output ทอร์คของมอเตอร์คือ

$$T = \left[\frac{0.5(m_p r^2 \sin \alpha \tan \alpha + \mu m_p r^2 \sin \alpha) \sum \sin^2 \theta_n}{\cos \alpha + \mu \sin \alpha} \right] \omega^2 + \left[\frac{a_p r \sin \alpha \sum P_n \sin \theta_n}{\cos \alpha + \mu \sin \alpha} \right] \quad (18)$$

$$P_n \approx \begin{matrix} P_d \\ P_i \end{matrix} \quad \begin{matrix} 0 < \theta < \pi \\ \pi < \theta < 2\pi \end{matrix} \quad (19)$$

3. การออกแบบระบบควบคุม

3.1 การประมาณค่าเชิงเส้นแบบจำลอง (Model Linearization)

จากแบบจำลองของทั้ง 4 ส่วน นำมาทำการประมาณเชิงเส้น โดยใช้ตัวดำเนินการ “ δ ” แสดงถึงการเปลี่ยนแปลงในช่วงเวลาสั้นๆ จะได้สมการต่างๆดังนี้

จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องยนดีดีเซลในสมการที่ (1) ถึง (3) ทำการประมาณค่าเชิงเส้นจะได้

$$\delta \dot{n}_e = \frac{1}{J_{tot}} (\delta T_{e,i} - \delta T_{e,c,v} - \delta T_{e,l}) \quad (20)$$

$$\delta T_{e,c,v} = b_e \delta n_e \quad (21)$$

$$\delta \dot{T}_{e,i} = \frac{1}{\tau_e} (\delta T_{e,i} - K_{eng} \delta \gamma) \quad (22)$$

จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของปั๊ม สามารถแสดงสมการของแรงบิดที่ปั๊มได้รับให้อยู่ในฟังก์ชันของมุมขจัดของแผ่นเอียง และความดัน ส่วนค่าคงที่นั้นจะรวมการสูญเสียต่างๆ ลักษณะการทำงานของของไหลไฮดรอลิกส์ และตัวแปรต่างๆ ที่ขึ้นกับขนาดของปั๊ม

$$T_{e,l} = K_p \alpha_p P \quad (23)$$

ส่วนสมการอัตราการไหลนั้น จะเป็นฟังก์ชันกับของมุมขจัดของแผ่นเอียง และความเร็วรอบ แต่ค่าคงที่นี้จะไม่รวมการสูญเสียต่างๆ ที่เกิดจากการอัดตัวของไหลภายในกระบอกสูบ และสูญเสียการไหลแบบราบเรียบที่เกิดขึ้นเพื่อหล่อลื่นชิ้นส่วนต่างๆ มีเฉพาะลักษณะการทำงานของของไหลไฮดรอลิกส์ และตัวแปรต่างๆ ที่ขึ้นกับขนาดของปั๊ม ดังนั้นจะได้สมการของอัตราการไหลสู่ปั๊มดังนี้

$$Q = K_p \alpha_p n_e \quad (24)$$

ทำการประมาณค่าเชิงเส้นจะได้สมการดังต่อไปนี้

$$\delta T_{e,l} = K_p \alpha_{p,0} \delta P + K_p P_0 \delta \alpha_p \quad (25)$$

$$\delta Q = K_p \alpha_{p,0} \delta n_e + K_p n_{e,0} \delta \alpha_p \quad (26)$$

ทำการประมาณค่าเชิงเส้นแบบจำลองของน้ำมันไฮดรอลิกส์ในท่อความดันสูงระหว่างปั๊มและมอเตอร์ใน สมการ (17) จะได้

$$\delta \dot{P} = \frac{\beta}{V_u} (\delta Q_p - \delta Q_m) \quad (27)$$

จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของมอเตอร์ ทำการประมาณค่าเชิงเส้น จะได้ว่า

$$\delta \dot{n}_m = \frac{1}{J_m} (\delta T_{m,i} - \delta T_{d,c,v}) \quad (28)$$

$$\delta T_{d,c,v} = b_m \delta n_m \quad (29)$$

$$D = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (39)$$

ในการทำนองเดียวกับปั๊ม เราจะได้สมการประมาณเชิงเส้นของทอร์ค และอัตราการไหลที่มอเตอร์ดังต่อไปนี้

$$\delta T_{m,i} = K_m \alpha_{m,0} \delta P + K_m P_0 \delta \alpha_m \quad (30)$$

$$\delta Q_m = K_m \alpha_{m,0} \delta n_m + K_m n_{m,0} \delta \alpha_m \quad (31)$$

จากสมการที่ (20) ถึง (31) จัดให้อยู่ในรูปสมการปริภูมิสแตต ดังนี้

$$\delta \dot{x} = A \delta x + B \delta u \quad (32)$$

$$\delta y = C \delta x + Du \delta \quad (33)$$

$$\delta x = (\delta T_{e,i} \quad \delta n_e \quad \delta P \quad \delta n_m)^T \quad (34)$$

$$\delta u = (\delta \gamma \quad \delta \alpha_p \quad \delta \alpha_m)^T \quad (35)$$

โดยที่

$$A = \begin{pmatrix} \frac{1}{\tau_e} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{J_{tot}} & -\frac{b_e}{J_{tot}} & -\frac{K_p \alpha_{p,0}}{J_{tot}} & 0 \\ 0 & \frac{\beta K_p \alpha_{p,0}}{V_u} & 0 & -\frac{\beta K_m \alpha_{m,0}}{V_u} \\ 0 & 0 & \frac{K_m \alpha_{m,0}}{J_m} & \frac{-b_m}{J_m} \end{pmatrix} \quad (36)$$

$$B = \begin{pmatrix} -\frac{K_{eng}}{\tau_e} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{K_p P_0}{J_{tot}} & 0 \\ 0 & \frac{\beta K_p n_{e,0}}{V_u} & -\frac{\beta K_m n_{m,0}}{V_u} \\ 0 & 0 & \frac{K_m P_0}{J_m} \end{pmatrix} \quad (37)$$

$$C = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (38)$$

และ

โดยที่

J_{tot}	=	โมเมนต์ความเฉื่อยของเครื่องยนต์
J_p	=	โมเมนต์ความเฉื่อยของปั๊ม
J_m	=	โมเมนต์ความเฉื่อยของมอเตอร์
b_m	=	สัมประสิทธิ์ความเสียดทานความหนืดในมอเตอร์
C_e	=	ค่าคงที่ความเสียดทานคูลอมป์ในเครื่องยนต์
C_m	=	ค่าคงที่ความเสียดทานคูลอมป์ในมอเตอร์
K_p	=	ค่าคงที่การไหลของปั๊ม
K_m	=	ค่าคงที่การไหลของมอเตอร์
α_p	=	มุมเอียงของปั๊ม
α_m	=	มุมเอียงของมอเตอร์
$\alpha_{p,0}$	=	มุมเอียงเริ่มต้นของปั๊ม
$\alpha_{m,0}$	=	มุมเอียงเริ่มต้นของมอเตอร์
n_m	=	ความเร็วรอบของมอเตอร์
$n_{e,0}$	=	ความเร็วรอบเริ่มต้นของเครื่องยนต์
$n_{m,0}$	=	ความเร็วรอบเริ่มต้นของมอเตอร์
P	=	ความดันในเส้นทางไฮดรอลิกส์
P_0	=	ความดันเริ่มต้นในเส้นทางไฮดรอลิกส์
β	=	ค่าบัลคโมดูลัส
$T_{m,i}$	=	แรงบิดที่เกิดขึ้นที่มอเตอร์
$T_{d,c,v}$	=	แรงบิดของความเสียดทานคูลอมป์และความหนืด

ตารางที่ 1. ค่าพารามิเตอร์ต่างๆในแบบจำลอง

J_e	0.1454 kg.m ²
J_{tot}	0.1537 kg.m ²
b_e	0.1056 N.m.s
b_m	0.0514 N.m.s
C_e	15.1 N.m
τ_e	0.17 s
K_{eng}	1.939 N. m/deg
K_p	35.94 cm ³ /rad ²
K_m	35.94 cm ³ /rad ²
$\alpha_{p,0}, \alpha_{m,0}$	9.44 deg
$n_{e,0}$	79.36 rad/s
$n_{m,0}$	0 rad/s
P_0	1.82 Mpa
β	266.13 Mpa
V_u	1043

แทนค่าพารามิเตอร์ต่างๆในตารางที่ 1. ลงในเมทริกซ์ A และ B จากสมการปริภูมิสถานะหาค่าเฉพาะ(Eigenvalues)ของระบบได้ดังนี้

$$\lambda_{sys} = \begin{pmatrix} -27.053 \\ -0.0001 \\ -1.3471 \\ 5.8824 \end{pmatrix} \quad (40)$$

3.2 ตัวควบคุมแบบ LQR

จากหลักการออกแบบตัวควบคุมโดยใช้สมการปริภูมิสถานะได้สมการเสถียรป้อนกลับดังนี้

$$\delta u = -K \delta x \quad (41)$$

โดยใช้ทฤษฎี Linear Quadratic Regulator ในการคำนวณหาค่าเกนที่เหมาะสม(Optimal Gain:K) จากสมการฟังก์ชันค่าน้อยที่สุด

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q_{ctr} x + u^T R_{ctr} u) dt \quad (42)$$

ค่าเกนที่เหมาะสมจะคำนวณได้จาก

$$K = R_{ctr}^{-1} B^T P_{ctr} \quad (43)$$

โดยค่า P_{ctr} ในสมการที่ (43) คำนวณจากสมการ ARE (Algebraic Ricatti Equation) ดังนี้

$$A^T P_{ctr} + P_{ctr} A - P_{ctr} B R_{ctr}^{-1} B^T P_{ctr} + Q_{ctr} = 0 \quad (44)$$

สำหรับในงานวิจัยนี้เลือกเมทริกซ์ค่าน้ำหนักเสถียร (Q_{ctr}) และเมทริกซ์ค่าน้ำหนักสัญญาณเข้า (R_{ctr}) ดังนี้

$$Q_{ctr} = \text{diag}(0 \quad 5 \quad 10 \quad 500) \quad (45)$$

$$R_{ctr} = \text{diag}(10 \quad 50 \quad 100) \quad (46)$$

ใช้ฟังก์ชัน LQR ในโปรแกรม matlab จะได้

$$[K, S, E] = \text{lqr}(A, B, Q_{ctr}, R_{ctr}) \quad (47)$$

ได้ค่า Optimal Gain (K) ดังนี้

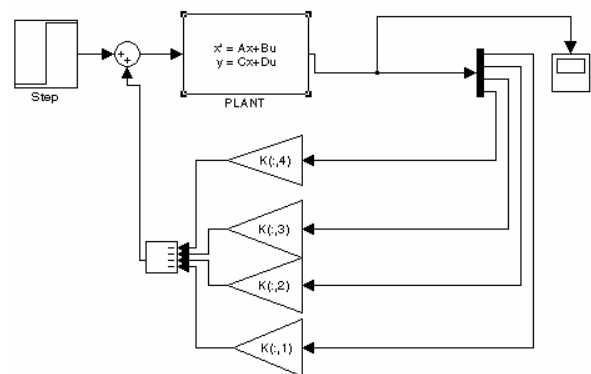
$$K = \begin{pmatrix} -1.4101 & -0.5228 & 0.0000 & 0.0000 \\ 0.0000 & 0.0011 & 0.3301 & 0.0022 \\ -0.0000 & -0.0007 & -0.2133 & 0.0018 \end{pmatrix} \quad (48)$$

และค่าเฉพาะมีค่าดังนี้

$$\lambda_{ctr} = 10^{-2} \begin{pmatrix} -2.4804 \\ -0.0604 + 0.0427i \\ -0.0604 - 0.0427i \\ -0.2705 \end{pmatrix} \quad (49)$$

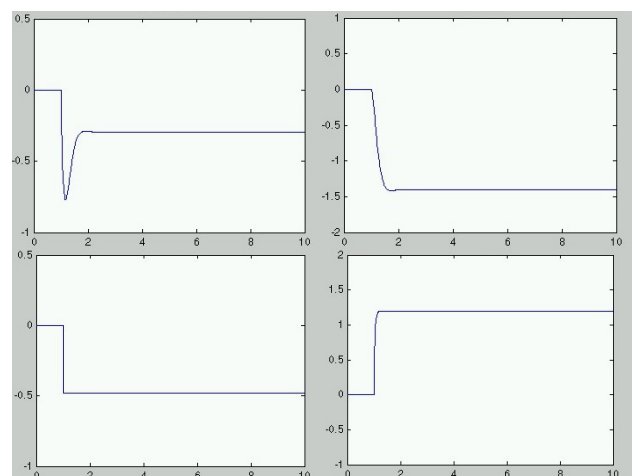
4. การจำลอง (Simulation)

จากค่า K ที่ได้นำไปแทนค่าใน $\delta u = -K \delta x$ โดยใช้โปรแกรม Simulink สร้างบล็อกไดอะแกรมของระบบดังรูปที่ 5.

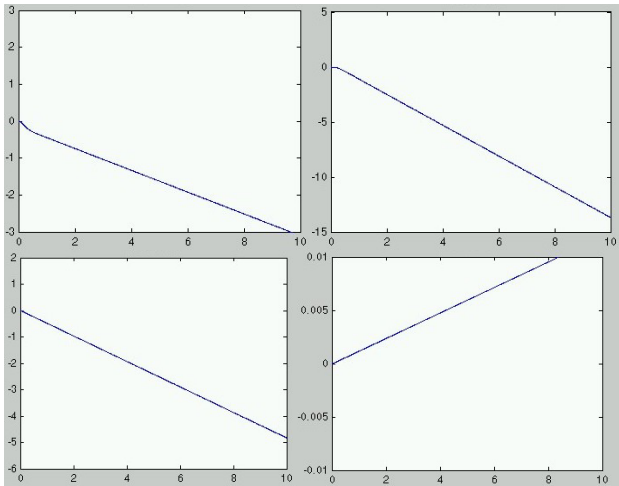


รูปที่ 5. บล็อกไดอะแกรมของระบบ

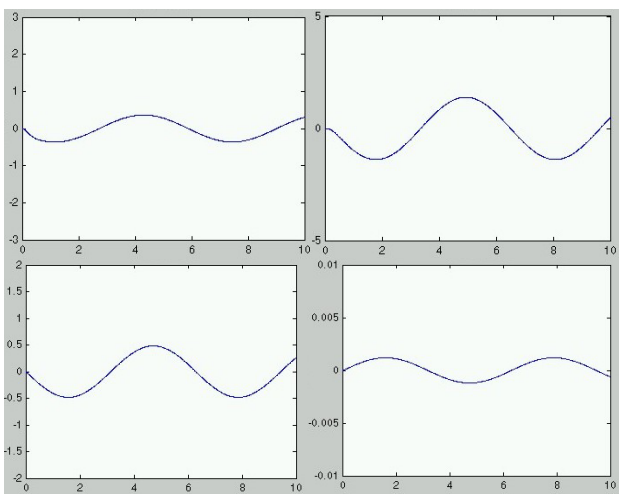
เมื่อมีการควบคุมระบบโดยใช้ระบบควบคุมที่มีการออกแบบค่าเกนที่เหมาะสม แล้วทำการจำลองการทำงานของระบบโดยใช้โปรแกรม Matlab จะพบว่าสัญญาณตอบสนองการทำงานของระบบสอดคล้องกับสัญญาณเข้า และการตอบสนองเป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพซึ่งโดยหลักจะพิจารณาความเร็วรอบของมอเตอร์



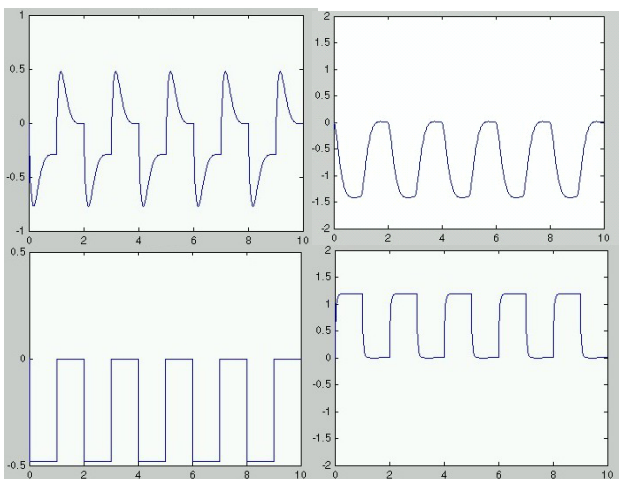
รูปที่ 6. แสดงผลตอบสนองเมื่อสัญญาณเข้าเป็นฟังก์ชันขั้นบันได



รูปที่ 7. แสดงผลตอบสนองเมื่อสัญญาณเข้าเป็นฟังก์ชันแรมป์



รูปที่ 8. แสดงผลตอบสนองเมื่อสัญญาณเข้าเป็นฟังก์ชันไซน์ซอซดัล



รูปที่ 9. แสดงผลตอบสนองเมื่อสัญญาณเข้าเป็นฟังก์ชันพัลส์

คำอธิบายเส้นกราฟในรูปที่ 6- 9 .

เส้นกราฟรูปบนซ้ายมือแสดงค่าแรงบิดที่เกิดขึ้นที่เครื่องยนต์
เส้นกราฟรูปบนขวามือแสดงค่าความเร็วรอบของเครื่องยนต์

และปั๊ม

เส้นกราฟรูปล่างซ้ายมือแสดงค่าความดันในท่อน้ำมันด้าน
ความดันสูง

เส้นกราฟรูปล่างขวามือแสดงค่าความเร็วรอบของมอเตอร์

จากรูปที่ 6. เป็นการจำลองการเทียบคันเร่งอย่างทันทีทันใด จะพบว่าค่าแรงบิดของเครื่องยนต์จะเกิดการโอเวอร์ชูตก่อนจะลดลงและเข้าสู่สภาวะคงที่ในเวลาอย่างรวดเร็ว ส่วนความเร็วรอบของมอเตอร์จะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วและคงที่ในเวลาต่อมาโดยไม่มีการโอเวอร์ชูต

จากรูปที่ 7. จำลองการเทียบคันเร่งให้เปลี่ยนแปลงในรูปของฟังก์ชันแรมป์ ค่าความเร็วรอบของมอเตอร์ก็จะค่อยๆเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องเป็นเส้นตรงและค่าตัวแปรอื่นๆจะมีลักษณะเพิ่มขึ้นเป็นเส้นตรงเช่นเดียวกันกับสัญญาณเข้า

จากรูปที่ 8. เมื่อทำการเทียบคันเร่งขึ้นลงให้เปลี่ยนแปลงในรูปของฟังก์ชันไซน์ซอซดัล เมื่อพิจารณาลักษณะเส้นกราฟของ ความเร็วรอบมอเตอร์และค่าของตัวแปรต่างๆ ก็จะเปลี่ยนแปลงในลักษณะกราฟรูปไซน์ตามลักษณะของค่าสัญญาณเข้า

จากรูปที่ 9. เมื่อทำการเทียบคันเร่งขึ้นลงให้เปลี่ยนแปลงในรูปของฟังก์ชันพัลส์ ค่าความเร็วรอบของมอเตอร์ก็จะเปลี่ยนแปลงในลักษณะกราฟรูปพัลส์ ค่าแรงบิดในที่เกิดขึ้นมีลักษณะเป็นฟังก์ชันคาบที่ไม่สม่ำเสมอ ซึ่งเป็นผลจากค่าความเสียดทานความหนืดในเครื่องยนต์ ส่วนค่าความเร็วรอบของเครื่องยนต์ก็จะมีลักษณะค่อนข้างคล้ายกับรูปไซน์ ซึ่งเป็นผลจากความเสียดทานความหนืดในเครื่องยนต์เช่นเดียวกัน

5. สรุป

จากผลการจำลองการทำงานของระบบ เมื่อใส่ระบบควบคุมที่มีค่าคงที่การควบคุมที่เหมาะสมเข้าไป จะพบว่าสัญญาณตอบสนองการทำงานของระบบสอดคล้องกับสัญญาณเข้าเป็นอย่างดี และระบบทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการใช้การควบคุมแบบเหมาะสมในการควบคุมระบบถ่ายทอดกำลังอุทกสถิตแบบอัตราทดแปรผันต่อเนื่องในยานพาหนะต่างๆนั้น มีความง่ายและสะดวกในการออกแบบระบบควบคุม เพื่อให้การทำงานเป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพสูงสุด สำหรับแนวทางการวิจัยต่อไปในอนาคตคือเพิ่มเติมการสร้างแบบจำลองภาระในการขับเคลื่อนของยานพาหนะชนิดต่างๆที่ใช้ระบบถ่ายทอดกำลังอุทกสถิต เพื่อเป็นแบบจำลองระบบขับเคลื่อนที่เต็มรูปแบบต่อไป

เอกสารอ้างอิง

- [1] R. Feit, "Regulating Engine Speed II." Control Engineer, pp. 80-83, 1966.
- [2] G. Zeiger and A. Akers, "Dynamic Analysis of an Axial Piston Pump Swashplate Control," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Mechanical Engineering Science, vol. 200, pp. 49-58, 1986.
- [3] E.Prasiatewan, Modeling ,Simulation and control of an Earthmoving Vehicle Simulator[Master Thesis in Mechanical

Engineering]. Urbana-Champaign: University of Illinois at Urbana-Champaign; 2001.

[4] Watton, J. Fluid power systems: modeling, simulation, analog and microcomputer control. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1989.

[5] B. Surampudi, "Modeling of Low-Speed Characteristics of a Swash-Plate-Type Axial Piston Hydraulic Motor" Presented at the International Exposition for Power Transmission and Technical Conference 4-6 April 2000

[6] C. Y. Hsue and D. A. Hullender, "Modal Approximation for the Fluid Dynamics of Hydraulic and Pneumatic Transmission Lines," presented at The Winter Annual Meeting of the ASME, Boston, MA, 1983.

[7] J. B. Burl, "Linear Optimal Control", Addison-Wesley, CA, 1999

[8] J. B. Dabney and T. L. Harman, "Mastering Simulink2", Prentice-Hall, NJ, 1998.

[9] D. K. Frederick, "Feedback Control Problem Using Matlab and Control System Toolbox" P. W. S., MA. 1995

[10] วิบูลย์ แสงวีระพันธุ์ศิริ. การควบคุมระบบพลศาสตร์ . กรุงเทพฯ : สำนักพิมพ์จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย; 2538.

[11] มนัส สวรรศิลป์, วรรัตน์ ภัทรอมรกุล. คู่มือการใช้งาน Matlab ฉบับสมบูรณ์. กรุงเทพฯ: สำนักพิมพ์อินโฟเพรส; 2543.