



วารสารวิชาการ วิศวกรรมศาสตร์ ม.อบ. UBU Engineering Journal

บทความวิจัย

ตัวปรับความดันไฮดรอลิกด้วยตัวแปลงไฮดรอลิกชนิดมาตรฐานสั่งการทำงานด้วยวาล์วเปิด/ปิดความเร็วสูง

A hydraulic pressure converter by conventional hydraulic transformer based on high-speed on-off valve

อาทิตย์ แสงงาม^{1*} ปิโยรส จิระวัฒนา¹ ธนา ราษฎร์ภักดิ์²

¹ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น อำเภอเมือง จังหวัดขอนแก่น 40002

² ภาควิชาวิศวกรรมอุตสาหการ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น อำเภอเมือง จังหวัดขอนแก่น 40002

Arthit Sangngam^{1*} Piyoros Jirawattana¹ Thana Radpukdee²

¹ Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Khon Kaen University, Muang, KhonKaen 40002

² Department of Industrial Engineering, Faculty of Engineering, Khon Kaen University, Muang, KhonKaen 40002

* Corresponding author.

E-mail: arthit.san@ku.th; Telephone: 0 4320 2845

วันที่รับบทความ 29 มีนาคม 2563; วันที่แก้ไขบทความ ครั้งที่ 1 28 พฤษภาคม 2563; วันที่ตอบรับบทความ 9 มีนาคม 2563

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการออกแบบและสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ของระบบปรับความดันไฮดรอลิกด้วยตัวแปลงไฮดรอลิกชนิดมาตรฐาน ทำงานร่วมกับวาล์วเปิด/ปิดความเร็วสูงโดยมีวัตถุประสงค์เพื่อปรับความดันภาระโหลดให้กว้างขึ้น โดยอาศัยสัดส่วนการขจัดของมอเตอร์ต่อปั๊มภายในตัวแปลงไฮดรอลิก (hydraulic transformer) ร่วมกับการควบคุมการไหลเข้าสู่ระบบของวาล์วเปิด/ปิดด้วยสัญญาณเปิดในหนึ่งคาบ (duty ratio) โดยมีวาล์วล้นทำหน้าที่จำลองภาระโหลด ซึ่งในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์นั้น จะมีการพิจารณาความดันตกผ่านวาล์วเปิด/ปิดด้วย ส่วนมอเตอร์และปั๊ม จะพิจารณาโดยใช้ สมการในอุดมคติ ดังนั้น ค่า duty ratio สัดส่วนการขจัดของมอเตอร์ต่อปั๊ม และความดันตก จึงมีผลต่อค่าความดันภาระโหลดสมมูลและขนาดของการกระเพื่อม ซึ่งจากผลการศึกษาที่สภาวะคงตัวพบว่า การใช้สัดส่วนการขจัดของมอเตอร์ต่อปั๊มที่สูงขึ้น จะทำให้ช่วงของความดันภาระโหลดกว้างขึ้น และขนาดของการกระเพื่อมจะมีค่ามากที่สุดที่ค่า duty ratio เท่ากับ 0.6 ส่วนความดันตกผ่านวาล์วเปิด/ปิดนั้น จะทำให้ค่าความดันภาระโหลดสมมูลลดลงเป็นเชิงเส้นกับ duty ratio อย่างไรก็ตาม จากผลการศึกษาที่สภาวะชั่วครู่ได้แสดงว่า การเพิ่มสัดส่วนการขจัดมอเตอร์ต่อปั๊ม ด้วยการเพิ่มการขจัดของมอเตอร์ทำให้เวลาเข้าสู่สมมูลลดลง แต่การกระเพื่อมเพิ่มขึ้น ในขณะที่การลดการขจัดของปั๊ม จะทำให้เวลาสู่สมมูลเพิ่มขึ้น แต่การกระเพื่อมมีค่าลดลง

คำสำคัญ

ตัวแปลงไฮดรอลิก วาล์วความเร็วสูง ความดันตก มอเตอร์และปั๊ม

Abstract

A design and mathematical modeling of a hydraulic pressure converter with a conventional hydraulic transformer working with a high-speed on-off valve is presented in this paper. The goal of the research is to increase the load pressure range by utilizing the motor to pump displacement ratio within the hydraulic transformer and system flow rate controlling of an on/off valve with the duty ratio. A throttle valve is also used to simulate the load pressure. For mathematical modeling, pressure drop across an on/off valve is considered. While, a pump and motor can be analyzed with ideal equations. Therefore, duty ratio, motor to pump displacement ratio and pressure drop effect the equivalent load pressure and the fluctuation magnitude. As a result from a steady state analysis, it has been found that wider equivalent load pressure range can be achieved by increasing the motor to pump

displacement ratio. In addition, the magnitude of fluctuation is highest at the duty ratio of 0.6. For effect of the pressure drop, it reduces the load pressure linearly with the duty ratio. Nevertheless, it has been found from the transient analysis that increasing the motor to pump displacement ratio by increasing the motor displacement results in reducing settling time but fluctuation is increased. On the other hand, by reducing the pump displacement, the settling time is increased but fluctuation is decreased.

Keywords

hydraulic transformer; high-speed valve; pressure drop; motor and pump

1. บทนำ

วาล์วเปิด/ปิด (on-off valve) คือวาล์วที่ควบคุมการทำงาน ด้วยสัญญาณ PWM (pulse width modulation) ซึ่งจะใช้ค่าสัดส่วนของสัญญาณเปิดในหนึ่งคาบ (duty ratio) และความถี่ของสัญญาณ (frequency) ในการควบคุม และเนื่องจากการทำงานที่มีเพียง 2 ตำแหน่ง วาล์วจึงมีราคาถูก ทนทานต่อการปนเปื้อนของน้ำมัน ตลอดจนมีวงจรควบคุมการทำงานที่ไม่ซับซ้อน จึงเป็นที่สนใจของนักวิจัย และมีการศึกษาอย่างกว้างขวาง

ในการประยุกต์ใช้วาล์วเปิด/ปิดกับระบบควบคุมความดัน และควบคุมตำแหน่งในงานไฮดรอลิกนั้น จะเกิดการแกว่งของการตอบสนอง เนื่องจากวาล์วเปิด/ปิด มีการทำงานที่สถานะเปิดสุดและปิดสุดเท่านั้น จึงจำเป็นต้องใช้อุปกรณ์ที่มีความเฉื่อยในระบบ และ วาล์วเปิด/ปิด ที่สามารถทำงานได้ด้วยความถี่ที่สูงเพียงพอ [1] เพื่อลดการแกว่ง ซึ่งงานวิจัยของ Jeong and Kim [3] จึงได้ศึกษาถึงผลตอบสนองของการควบคุมความดันไฮดรอลิกภายในถังปริมาตรปิด ที่ควบคุมด้วยวาล์วเปิด/ปิดความเร็วสูงแบบสามทางสองตำแหน่ง และได้แสดงให้เห็นว่า ค่าเฉลี่ยและขนาดของการกระเพื่อมของความดันภายในถังขึ้นอยู่กับค่า duty ratio และความถี่ของสัญญาณ PWM

ในส่วนของงานวิจัยที่ศึกษาวาล์วที่ทำงานด้วยความถี่สูง เช่นใน [4] ได้ศึกษาถึงวาล์วที่ความถี่สูงถึง 200 Hz เพื่อประยุกต์ใช้งานกับระบบควบคุมไฮดรอลิก และ งานวิจัยของ Katz and Van de Ven [2] ได้ออกแบบวาล์วเปิด/ปิดแบบหมุน เพื่อให้สามารถทำงานได้ด้วยความถี่ที่สูงขึ้น อย่างไรก็ตาม นอกจากความถี่สูงแล้ว ความไวของการสนองก็มีความสำคัญเช่นกัน ซึ่งงานวิจัยของ Passarini and Nakajima [5] ได้ศึกษาวาล์วที่ตอบสนองได้ถึง 1 มิลลิวินาทีกับการประยุกต์ในงานควบคุมการส่งจ่ายปริมาณน้ำมันในรถเครื่องยนต์ดีเซล การตอบสนองที่เร็วขึ้น จะทำให้การสูญเสียที่เกิดจากปีบริด (throttling) ในช่วงการเปลี่ยนแปลง (transition) การ

สูญเสียจากการอัดตัวได้ (compressibility) จากปริมาตรควบคุม และการสูญเสียจากความดันตก (pressure drop) จากการไหลผ่านวาล์ว [6, 7] ลดลง หมายเหตุ: หากในการวิเคราะห์ พิจารณาให้วาล์วตอบสนองอย่างรวดเร็วและปริมาตรควบคุมมีขนาดเล็ก ก็จะมีเฉพาะผลการสูญเสียจากความดันตกเท่านั้น ที่ต้องพิจารณา

สำหรับการนำวาล์วเปิด/ปิด มาใช้สำหรับปรับความดัน จะใช้หลักการเดียวกับวงจร buck คอนเวอร์เตอร์ (buck converter) ในระบบไฟฟ้า เช่นการศึกษาของ Wang, Gu and Chen [1] ซึ่งจะมีการติดตั้งวาล์วตรงตำแหน่งทางเข้าของมอเตอร์ที่มีการขจัดคงที่ ดังนั้นความดันปรับได้อย่างต่อเนื่อง จากการเปลี่ยนแปลงค่า duty ratio นั้น จะมีค่าต่ำกว่าความดันแหล่งจ่ายกำลัง (system pressure) เท่านั้น นอกจากนี้ในงานวิจัยของ Feng, Linyi and Ying [8] ได้มีการปรับเปลี่ยนตำแหน่งการติดตั้งวาล์วเป็นทางออกของมอเตอร์สลับการเปิดและปิดน้ำมันลงถังพัก ซึ่งลักษณะการทำงานเช่นนี้ เป็นการเลียนแบบวงจรบูสท์คอนเวอร์เตอร์ (boost converter) ในระบบไฟฟ้า ทำให้ความดันที่ปรับได้จะสูงกว่าความดันแหล่งจ่ายกำลังเสมอ ดังนั้นเพื่อให้สามารถปรับความดันภาระโหลดให้ได้กว้างขึ้น ตั้งแต่ช่วงที่ต่ำกว่า จนถึงสูงกว่าความดันแหล่งจ่ายกำลังในอุปกรณ์เดียวกัน งานวิจัยนี้จึงได้นำตัวแปลงไฮดรอลิก (hydraulic transformer) มาใช้ร่วมกับวาล์วเปิด/ปิดความเร็วสูง (high-speed on-off valve) ซึ่งควบคุมการทำงานด้วยสัญญาณ PWM แทนการใช้มอเตอร์ที่มีปริมาตรการขจัดคงที่

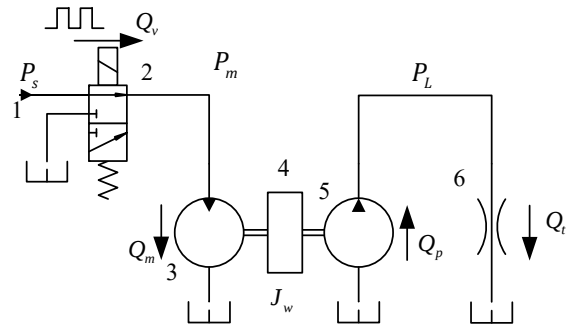
ในส่วนตัวแปลงไฮดรอลิกที่ใช้นั้น จะเป็นชนิดมาตรฐาน (conventional hydraulic transformer) มีส่วนประกอบคือมอเตอร์ติดตั้งอยู่บนแกนเดียวกันกับปั๊ม ซึ่งโดยปกติแล้ว การควบคุมความดัน จะทำได้โดยการปรับการขจัดของมอเตอร์หรือปั๊มอย่างต่อเนื่อง [9, 10] นอกจากนี้ยังมีการพัฒนาตัวแปลงไฮดรอลิกที่รวมหน้าที่ของมอเตอร์และปั๊มในอุปกรณ์ ตัวเดียวเรียกว่า Innas HT (innas hydraulic

transformer: IHT) ซึ่งลักษณะสำคัญของ IHT คือมีสามทางไหล และขนาดการขจัดจะขึ้นอยู่กับมุมพอร์ตเพลท (port plate angle) [11, 12] ส่วนการควบคุมของ IHT นั้นสามารถทำได้โดยการปรับมุมพอร์ตเพลททำหน้าที่ปรับการขจัดของแต่ละทางไหลดังแสดงในงานวิจัยของ Shen, Jiang, Su and Karimi [13]

บทความนี้ จึงนำเสนอการปรับความดันด้วยตัวแปลงไฮดรอลิกชนิดมาตรฐาน แต่ทำงานร่วมกับวาล์วเปิด/ปิดความเร็วสูง แทนการปรับการขจัดของมอเตอร์หรือปั๊มอย่างต่อเนื่อง เพื่อปรับความดันภาระไหลให้กว้างขึ้น โดยมีวาล์วลื่น ทำหน้าที่จำลองภาระไหล และในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์นั้น จะมีการพิจารณาความดันตกผ่านวาล์วเปิด/ปิดด้วย ส่วนมอเตอร์และปั๊มจะพิจารณาโดยใช้สมการในอุดมคติ ดังนั้นก็จะสามารถแสดงผลของค่า duty ratio สัดส่วนการขจัดของมอเตอร์ต่อปั๊ม และความดันตก ที่มีผลต่อค่าความดันภาระไหลสมดุลและขนาดของการกระเพื่อม และสุดท้ายจะเป็นการวิเคราะห์ที่สภาวะชั่วครู่ ซึ่งจะแสดงให้เห็นถึง ผลของขนาดของสัดส่วนการขจัดของมอเตอร์ต่อปั๊ม ที่มีต่อระยะเวลาเข้าสู่สมดุล และขนาดของการกระเพื่อม

2. หลักการทำงานของตัวแปลงไฮดรอลิกทำงานด้วยวาล์วเปิด/ปิดความเร็วสูง

ระบบปรับความดันด้วยตัวแปลงไฮดรอลิกชนิดมาตรฐานทำงานด้วยวาล์วเปิด/ปิดความเร็วสูง ประกอบด้วยวาล์วเปิด/ปิดความเร็วสูงสามทางสองตำแหน่ง ทำหน้าที่สลับการเชื่อมต่อระหว่างความดันแหล่งจ่ายกำลัง กับแหล่งจ่ายไฮดรอลิก หรือถึงพัก มีมอเตอร์ติดตั้งบนเพลาร่วมกับปั๊มพร้อมด้วยล้อตุลกำลัง และวาล์วลื่น (throttle valve) เพื่อจำลองภาระไหล แสดงดังรูปที่ 1 ระบบจะทำงาน โดยการควบคุมการเปิดและปิดของวาล์วตามคำสั่งของสัญญาณ PWM



(1. Pressure line 2. High-speed on-off valve 3. hydraulic motor 4. Flywheel 5. Hydraulic pump 6. Throttle valve)

รูปที่ 1 ส่วนประกอบของระบบปรับความดันด้วยตัวแปลงไฮดรอลิกชนิดมาตรฐานทำงานด้วยวาล์วเปิด/ปิดความเร็วสูง

เมื่อวาล์วอยู่ที่ตำแหน่งเปิด จะเชื่อมเส้นการไหลจากแหล่งจ่ายกำลังไฮดรอลิกกับความดันของระบบ ดังแสดงในรูปที่ 2 a) ทำให้ทอร์กไฮดรอลิกขับเคลื่อนล้อตุลกำลังและปั๊ม ซึ่งในทางกลับกัน จะทำหน้าที่เปลี่ยนทอร์กทางกลกลับไปเป็นทอร์กไฮดรอลิกเพื่อขับภาระไหลซึ่งจำลองโดยการไขวาล์วลื่น ทำหน้าที่ด้านการไหล ซึ่งในช่วงนี้ ความดันภาระไหลและความเร็วรอบของแกนเพลาลูกสูบจะมีค่าสูงขึ้น นอกจากนี้ ยังมีการสะสมพลังงานไว้ที่ล้อตุลกำลังอีกด้วย

ส่วนกรณีที่วาล์วอยู่ที่ตำแหน่งปิด ความดันแหล่งจ่ายกำลังจะสลับไปเชื่อมกับถังพัก ดังรูปที่ 2 b) จึงไม่มีความดันที่ทางเข้ามอเตอร์ ทำให้ไม่มีทอร์กขับเคลื่อนล้อตุลกำลังและปั๊ม แต่ตัวแปลงไฮดรอลิกยังคงหมุนต่อไปด้วยพลังงานที่สะสมในล้อตุลกำลัง ทำให้ปั๊มยังคงจ่ายน้ำมันเข้าสู่โหลด ด้วยความเร็วที่ลดลง ทำให้ความดันภาระไหลมีค่าลดลงเช่นกัน และเมื่อสิ้นสุดคาบของการทำงาน วาล์วก็จะสลับไปสู่ตำแหน่งเปิด เพื่อเริ่มวัฏจักรการทำงานใหม่ต่อไป

ในหัวข้อต่อไป จะเป็นการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่อวิเคราะห์ ระบบปรับความดันด้วยตัวแปลงไฮดรอลิก โดยใช้สมมติฐานว่าวาล์วตอบสนองอย่างรวดเร็ว ตามสัญญาณ PWM ดังนั้นจึงไม่คิดผลจากการล่าช้า และพลศาสตร์ของวาล์ว กรณีสั่งวาล์วด้วยการเปิดสัญญาณ PWM

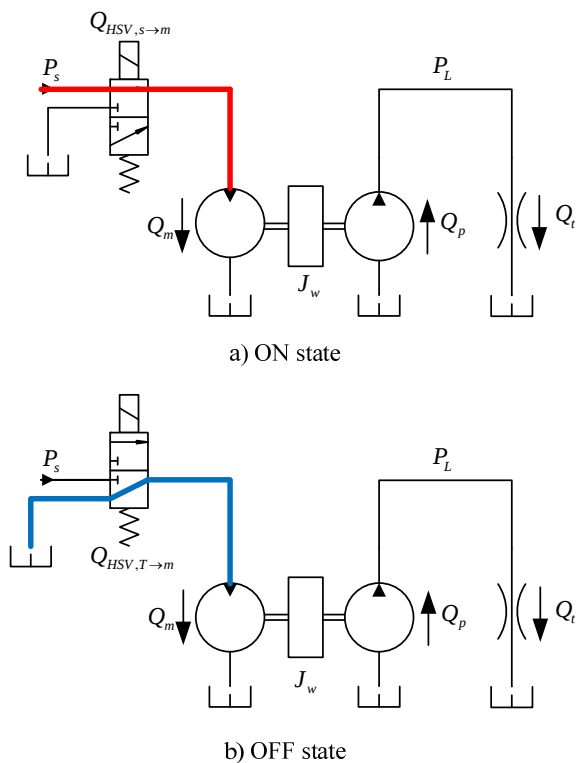
3. การวิเคราะห์ระบบปรับความดันด้วยตัวแปลงไฮดรอลิก

ในหัวข้อนี้จะเป็นการวิเคราะห์สมการการเคลื่อนที่ของระบบปรับความดัน ซึ่งประกอบด้วยวาล์วเปิด/ปิดทำหน้าที่

เปิดหรือปิดน้ำมันไฮดรอลิก เข้ามาเพื่อขับเคลื่อนมอเตอร์ไฮดรอลิก ซึ่งจะทำหน้าที่ขับเคลื่อนกำลังและปั๊มไฮดรอลิก ซึ่งความดันที่ได้จากปั๊มไฮดรอลิกจะถูกดันด้วยวาล์วล้นเพื่อจำลองความดันภาระโหลด

3.1 การวิเคราะห์สภาวะคงตัว

การวิเคราะห์ที่สภาวะคงตัวเป็นการวิเคราะห์เพื่อหาค่าเฉลี่ยของความดันภาระโหลด โดยมีสมมติฐานคือทำงานภายใต้ความถี่สูง และมีการติดตั้งล้อยูนกำลัง จึงทำให้สามารถประมาณได้ว่าความเร็วรอบมีค่าคงที่



รูปที่ 2 การทำงานของระบบ a) วาล์วเปิด b) วาล์วปิด

การวิเคราะห์การหมุนของเพลามอเตอร์ ซึ่งติดตั้งล้อยูนกำลังบนเพลาดียวกับปั๊ม จะพิจารณาจากสมการพลศาสตร์ของการหมุนเพลามอเตอร์ ดังสมการ

$$P_m D_m - P_L D_p = J \dot{\omega} + B \omega \quad (1)$$

โดยที่

P_m คือความดันทางเข้ามอเตอร์

P_L คือความดันภาระโหลดหรือความดันที่ทางออกปั๊ม

D_m คือการขจัดของมอเตอร์

D_p คือการขจัดของปั๊ม

J คือโมเมนต์ความเฉื่อยรวมระหว่างมอเตอร์ ล้อยูนกำลัง และปั๊ม $J = J_{motor} + J_w + J_{pump}$

B คือสัมประสิทธิ์ความเสียดทานหนืด

$$\text{รวม } B = B_{motor} + B_{pump}$$

$\dot{\omega}$ คือความเร่งเชิงมุม

ω คือความเร็วรอบ

และค่าความดันทางเข้ามอเตอร์ จะมีค่าเท่ากับผลต่างของค่าความดันจากแหล่งจ่ายกำลังไฮดรอลิกเฉลี่ย กับค่าความดันตกเฉลี่ย

$$P_m = (P_s - \Delta P) D \quad (2)$$

โดยที่

P_s คือความดันแหล่งจ่ายกำลัง

ΔP คือความดันตกผ่านวาล์ว

D คือค่า duty ratio

เมื่อพิจารณาสมการอัตราการไหลผ่านวาล์วเปิด/ด้วยสมการอัตราการไหลผ่านช่องแคบ โดยที่ผลของความดันตกที่เกิดจากการไหลผ่านวาล์วเปิด/ปิด เป็นสัดส่วนกับค่า duty ratio นั่นคือ

$$\Delta P \cdot D = \left(\frac{Q_{HSV}}{k_q A_v} \right)^2 \quad (3)$$

โดยที่

Q_{HSV} คืออัตราการไหลผ่านวาล์วเปิด/ปิดความเร็วสูง

k_q คือค่าคงที่การไหลผ่าน $k_q = C_d \sqrt{2/\rho}$

C_d คือค่าสัมประสิทธิ์การต้านทานการไหล

ρ คือความหนาแน่นของน้ำมันไฮดรอลิก

A_v คือพื้นที่หน้าตัดของวาล์วเปิด/ปิดความเร็วสูง

สมการการไหลของปั๊มและมอเตอร์ในอุดมคติ สามารถคำนวณได้จาก $Q_p = \omega D_p$ และ $Q_m = \omega D_m$ ตามลำดับ แต่เนื่องจาก มอเตอร์และปั๊มมีเพลารวมเดียวกัน ความเร็วจึงมีค่าเท่ากัน ดังนั้น จะได้

$$Q_m = \frac{D_m}{D_p} Q_p \quad (4)$$

อัตราการไหลของภาระโหลดคืออัตราการไหลผ่านวาล์ว
ลิ้น ซึ่งอัตราการไหลผ่านวาล์วลิ้น สามารถคำนวณได้จาก
ความสัมพันธ์ของสมการการไหลผ่านช่องแคบ (orifice)

$$Q_i = k_q A_i \sqrt{P_L} \quad (5)$$

โดยที่

Q_i คืออัตราการไหลผ่านวาล์วลิ้น

A_i คือพื้นที่หน้าตัดวาล์วลิ้น

เนื่องจากอัตราการไหลของปั๊มคืออัตราการไหลผ่าน
วาล์วลิ้นซึ่งจำลองภาระโหลด $Q_p = Q_i$ ส่วนอัตราการไหลที่
ผ่านวาล์วเปิด/ปิดคืออัตราการไหลที่ผ่านมอเตอร์
 $Q_{HSV} = Q_m$ จากสมการ (4) และ (5) จะได้อัตราการไหลผ่าน
วาล์วเปิด/ปิดมีค่านี้นี้

$$Q_{HSV} = \frac{D_m}{D_p} k_q A_i \sqrt{P_L} \quad (6)$$

แทนสมการ (2) (3) และ (6) ลงในสมการ (1) จะได้
ความดันจากการคำนวณ ที่มีค่าเฉลี่ยเป็นความดันภาระ
โหลดสมมูล (equivalent load pressure) เป็นไปตาม
สมการ (7)

$$\bar{P}_L = P_s D \frac{D_m}{D_p} \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{k_q A_i}{k_q A_v} \right)^2 \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^3 \right]} \quad (7)$$

3.2 การวิเคราะห์การกระเพื่อม

การวิเคราะห์การกระเพื่อมเป็นการวิเคราะห์เพื่อหา
ขนาดการแกว่งของความเร็รรอบและความดันภาระโหลดที่
สภาวะคงตัว การพิจารณาแบ่งเป็นสองช่วงคือกรณีวาล์วเปิด
และกรณีวาล์วปิด โดยการวิเคราะห์จะรวมผลของความดัน
ตกคร่อมวาล์ว และพิจารณาให้วาล์วเป็นแบบอุดมคติ ซึ่งมี
การตอบสนองอย่างรวดเร็วตามสัญญาณ PWM

กรณีวาล์วเปิด ความดันที่ท่อทางไหลเข้าของมอเตอร์จะ
ถูกต่อกับความดันแหล่งจ่ายกำลังอย่างรวดเร็ว ความเร็รรอบ

จะเป็นความเร็วรอบเร่งขึ้น นั่นคือสมการพลศาสตร์ของ
มอเตอร์/ปั๊มของความเร็รรอบเพลาขาขึ้นเป็นไปตามสมการ

$$a - b_{on} \omega_+^2 = \frac{d\omega_+}{dt} \quad (8)$$

โดยที่

$$a = \frac{P_s D_m}{J}$$

$$b_{on} = \frac{1}{J} \left(\frac{D_m^3}{k_q^2 A_{v,s \rightarrow m}^2} + \frac{D_p^3}{k_q^2 A_i^2} \right)$$

ω_+ คือความเร็วรอบเร่งขึ้น

$A_{v,s \rightarrow m}$ คือพื้นที่หน้าตัดของการไหลจากความดัน
แหล่งจ่ายกำลังต่อกับท่อทางเข้ามอเตอร์

t คือเวลา

กำหนดความเร็วรอบเร่งขึ้นที่เวลาเริ่มต้นเป็นความเร็ว
รอบต่ำสุด $\omega_+(0) = \omega_l$ ผลเฉลยของสมการ (8) สามารถหา
ได้ดังนี้

$$\omega_+(t) = \frac{\frac{a}{b_{on}} (e^{2\sqrt{ab_{on}}t} - 1) + \omega_l \sqrt{\frac{a}{b_{on}}} (e^{2\sqrt{ab_{on}}t} + 1)}{\sqrt{\frac{a}{b_{on}}} (e^{2\sqrt{ab_{on}}t} + 1) + \omega_l (e^{2\sqrt{ab_{on}}t} - 1)} \quad (9)$$

จากสมการ (9) ความเร็รรอบที่เวลาสุดท้ายของกรณี
วาล์วเปิดมีค่าเท่ากับความเร็วรอบสูงสุด $\omega_+(DT) = \omega_h$ โดย
ที่ T คือคาบ จะได้ความสัมพันธ์ของความเร็รรอบดัง
สมการ (10)

$$\begin{aligned} & \omega_l \omega_h \sqrt{\frac{a}{b_{on}}} (e^{2\sqrt{ab_{on}}DT} - 1) \\ &= -(\omega_h - \omega_l) (e^{2\sqrt{ab_{on}}DT} + 1) + \sqrt{\frac{a}{b_{on}}} (e^{2\sqrt{ab_{on}}DT} - 1) \end{aligned} \quad (10)$$

กรณีวาล์วปิด ท่อทางไหลเข้ามอเตอร์จะถูกต่อกับถังพัก
อย่างรวดเร็ว จึงไม่มีทอร์กไฮดรอลิกที่จะขับมอเตอร์ ขณะที่
ท่อทางออกของปั๊มมีโหลดต้านการหมุนด้วยการจำลองภาระ
โหลดโดยวาล์วลิ้น จึงทำให้ความเร็รรอบลดต่ำลงเป็นช่วง
ความเร็รรอบขาลง ความสัมพันธ์ของความเร็รรอบเป็นไป
ตามสมการ (11) กำหนดเป็นความเร็รรอบขาลง ω_-

$$-b_{off}\omega_-^2 = \frac{d\omega_-}{dt} \quad (11)$$

โดยที่

$$b_{off} = \frac{1}{J} \left(\frac{D_m^3}{k_q^2 A_{v,T \rightarrow m}^2} + \frac{D_p^3}{k_q^2 A_t^2} \right)$$

ω_- คือความเร็วรอบขาลง

$A_{v,T \rightarrow m}$ คือพื้นที่หน้าตัดการไหลจากความดันถึงพักต่อกับท่อทางไหลเข้ามอเตอร์

กำหนดเวลาความเร็วรอบที่เวลาเริ่มต้นของช่วงเวลาปิดเท่ากับความเร็วรอบสูงสุด $\omega_-(0) = \omega_h$ ผลเฉลยของสมการ (11) เป็นดังสมการ (12)

$$\omega_-(t) = \frac{\omega_h}{\omega_h b_{off} t + 1} \quad (12)$$

จากสมการ (12) พิจารณาความเร็วสุดท้ายของช่วงเวลาปิดคือความเร็วต่ำสุด จะได้ความสัมพันธ์ดังสมการ (13)

$$\omega_l \omega_h b_{off} (1-D)T = \omega_h - \omega_l \quad (13)$$

จากความสัมพันธ์ของสมการ (10) และ (13) จะได้การกระเพื่อมของความเร็วรอบ $\Delta\omega = \omega_h - \omega_l$ ดังสมการ (14)

$$\frac{1}{\Delta\omega} = \frac{b_{on}}{ab_{off}(1-D)T} + \sqrt{\frac{b_{on}}{a} \left(1 + \frac{2}{e^{2\sqrt{ab_{on}DT}} - 1} \right)} \quad (14)$$

สมการ (14) แสดงถึงการกระเพื่อมความเร็วรอบเป็นความสัมพันธ์ของความถี่และค่า duty ratio การเพิ่มความถี่ของสัญญาณ PWM ทำให้การกระเพื่อมของความเร็วรอบลดลง นอกจากนี้ การพิจารณาความดันตกคร่อมวาล์วเปิด/ปิดนั้น มีผลทำให้การกระเพื่อมของความเร็วรอบลดลง

ส่วนการประมาณการเปลี่ยนแปลงของความดันจะเริ่มจากการพิจารณา สมการอนุพันธ์ย่อยของความดันภาระไหลที่ได้จากสมการการไหลที่ผ่านวาล์วลิ้น ดังสมการ (15)

$$\frac{\partial P_L}{\partial Q_t} = \frac{2Q_t}{A_t^2 k_q^2} \quad (15)$$

การวิเคราะห์ด้วยการทำให้เป็นเชิงเส้นที่สถานะที่กำลังพิจารณา จะได้อัตราส่วนของการเปลี่ยนแปลงความดันต่ออัตราการไหลมีค่าเท่ากับอนุพันธ์ย่อยในสมการ (15)

$$\frac{\Delta P_L}{\Delta Q_t} \approx \frac{\partial P_L}{\partial Q_t} = \frac{2Q_t}{A_t^2 k_q^2} \quad (16)$$

ซึ่งหากการขจัดของปั๊มมีค่าคงที่ การเปลี่ยนแปลงอัตราการไหล จะมีค่าเท่ากับผลคูณระหว่างการขจัดของปั๊มและการเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบ $\Delta Q_p = D_p \Delta\omega$ และเมื่อไม่คิดการสูญเสียจากการไหลจะได้ว่าอัตราการไหลที่ออกจากปั๊มคืออัตราการไหลผ่านวาล์วลิ้น นั่นคือความสัมพันธ์ของการเปลี่ยนแปลงความดันสามารถประมาณได้ตามสมการ (17)

$$\Delta P_L \approx D_p \Delta\omega \frac{2Q_t}{A_t^2 k_q^2} \quad (17)$$

4. ผลการศึกษาและอภิปรายผล

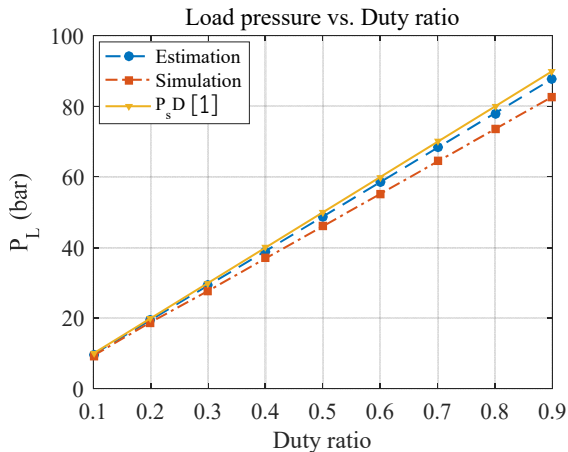
สมรรถนะของระบบซึ่งประกอบด้วยค่าสมมูลของความดันภาระโหลด และการกระเพื่อมของความเร็วรอบของระบบ จะขึ้นอยู่กับขนาดของสัดส่วนการขจัดของมอเตอร์ต่อปั๊ม ค่า duty ratio ความถี่ของสัญญาณ PWM และค่าความเฉื่อยของล้อต้นกำลัง เพื่อให้ทราบถึงผลของค่าดังกล่าว ที่มีต่อสมรรถนะ ผลที่ได้จากการศึกษาจะแสดงเป็นสองส่วน ส่วนแรกเป็นการแสดงผลจากการคำนวณด้วยสมการทางคณิตศาสตร์โดยรวมผลความดันตกเปรียบเทียบกับกรณีที่ไม่คิดความดันตก และอีกส่วน จะแสดง การเปรียบเทียบผลจากการคำนวณด้วยสมการทางคณิตศาสตร์กับการจำลองระบบด้วยการแก้ปัญหาโดยโปรแกรมคอมพิวเตอร์

4.1 ผลของความดันตกผ่านวาล์ว

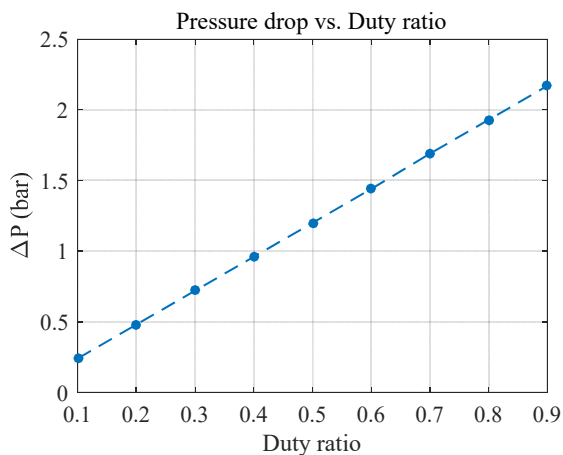
การไหลผ่านวาล์วทำให้เกิดความดันตก ซึ่งจะขึ้นอยู่กับอัตราการไหล พื้นที่หน้าตัด และค่าคงที่การไหลผ่าน ดังนั้นในรูปที่ 3 จึงแสดงผลเปรียบเทียบกับกรณีที่ไม่คิดความดันตกกับงานวิจัยของ Wang, Gu and Chen [1] ซึ่งได้แสดงว่าความดันภาระไหลจะมีค่าเท่ากับผลคูณของความดันจากแหล่งจ่ายกำลังไฮดรอลิก กับค่า duty ratio (P_D)

อย่างไรก็ตาม หากพิจารณาสมการ (7) ซึ่งได้รวมผลของความดันตก พบว่าเมื่อพิจารณาที่ duty ratio มีค่าต่ำ ผล

ของความดันตกมีค่าน้อยจึงประมาณได้ค่าที่ใกล้เคียงกับ $P_s D$ เมื่อ duty ratio สูงขึ้นความดันตกจะมีค่าสูงขึ้นด้วย ทั้งนี้เนื่องจากการที่วาล์วเปิดเป็นเวลานานในหนึ่งคาบ จะเกิดความดันตกที่สูงขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 4 ซึ่งจะพบว่าความดันตกมีความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้นกับ duty ratio



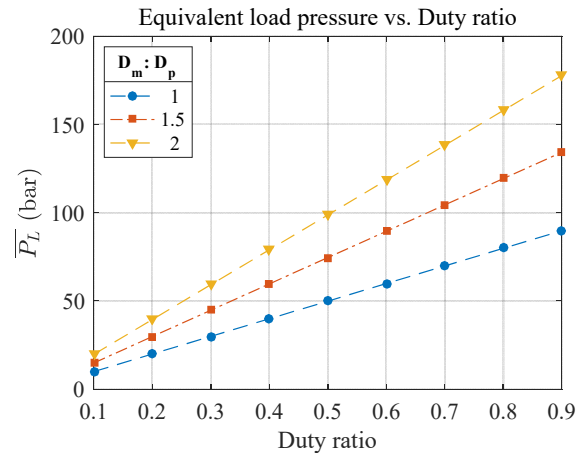
รูปที่ 3 ความดันภาระโหลดเมื่อเปลี่ยนแปลง duty ratio



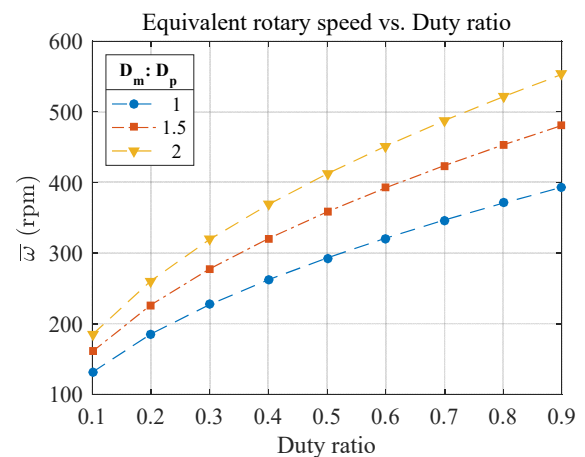
รูปที่ 4 ความดันตกเมื่อเปลี่ยนแปลง duty ratio

รูปที่ 5 แสดงถึงช่วงของความดันภาระโหลดที่กว้างขึ้น ซึ่งเป็นผลมาจากสัดส่วนการขจัดของมอเตอร์ต่อปั๊ม แต่ความดันภาระโหลดยังคงมีค่าเพิ่มขึ้นเป็นเชิงเส้นกับค่า duty ratio จากรูป จะพบว่าผลการเปลี่ยนแปลงค่า duty ratio ที่เปลี่ยนแปลงเริ่มจาก 0.1 ถึง 0.9 ความดันสามารถปรับได้อย่างต่อเนื่อง สำหรับกรณีนี้ สัดส่วนการขจัดมอเตอร์ต่อปั๊ม ($D_m : D_p$) เท่ากับ 1 ความดันภาระโหลดจะไม่สามารถปรับได้สูงกว่าความดันจากแหล่งจ่าย ซึ่งกำหนดไว้ที่ 100 บาร์ การเพิ่ม $D_m : D_p$ เท่ากับ 1.5 และ 2 สามารถปรับความดันได้สูงกว่าความดันแหล่งจ่ายกำลังเมื่อ duty ratio ประมาณ 0.68 และ 0.5 ตามลำดับ นอกจากนี้ ความเร็วรอบของเพล

ก็จะมีค่าเพิ่มขึ้นตาม duty ratio เช่นกัน และเพิ่มมากขึ้นเมื่อเพิ่มค่า $D_m : D_p$ ดังแสดงในรูปที่ 6

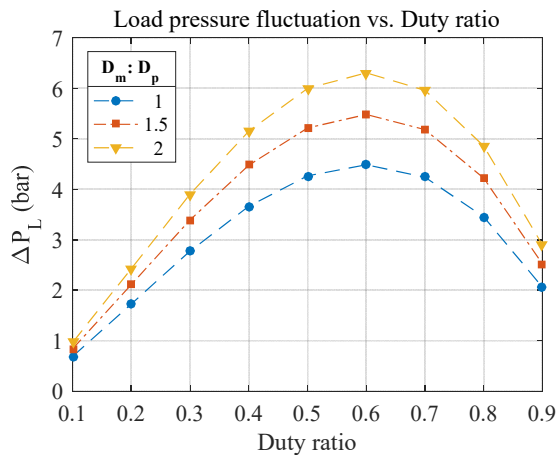


รูปที่ 5 ความดันภาระโหลดสมมูลเมื่อเปลี่ยนแปลง duty ratio และ $D_m : D_p$

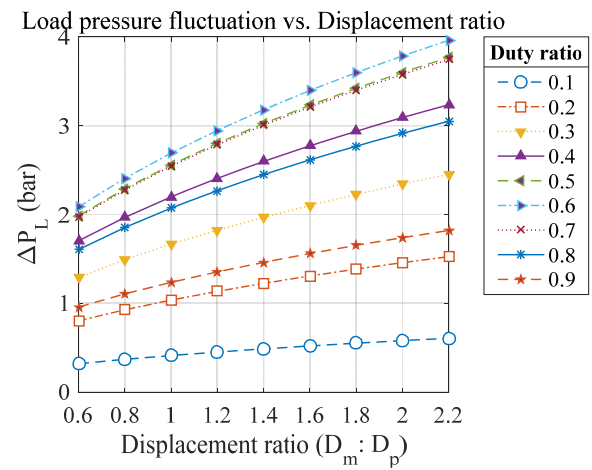


รูปที่ 6 ความเร็วรอบสมมูลเมื่อเปลี่ยนแปลง duty ratio และ $D_m : D_p$

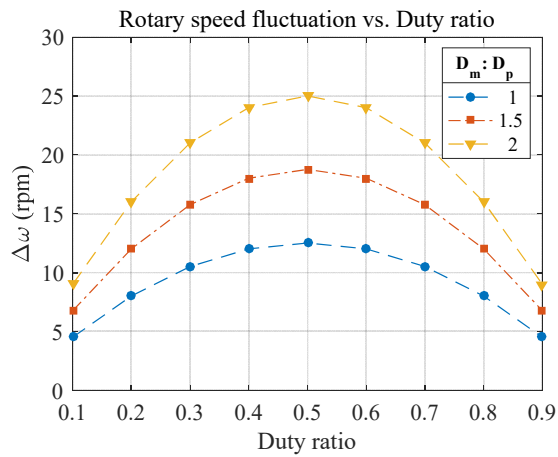
รูปที่ 7 แสดงลักษณะของการกระเพื่อมของความดัน ซึ่งจะมีค่าเพิ่มขึ้นเป็นเส้นตรง ในช่วงของค่า duty ratio ระหว่าง 0.1 ถึง 0.3 เมื่อค่า duty ratio มากกว่า 0.3 การเพิ่มจะมีอัตราที่ลดลง และมีขนาดสูงสุดที่ duty ratio เท่ากับ 0.6 ดังแสดงในรูปที่ 7 ส่วนขนาดการกระเพื่อมของความเร็วยรอบ แสดงในรูปที่ 8 จะมีค่าสูงสุดเมื่อ duty ratio เท่ากับ 0.5 ซึ่งวาล์วจะมีสัดส่วนการเปิดและปิดที่เท่ากัน ทำให้สภาวะคงตัวที่เกิดขึ้น เกิดจากการเปลี่ยนแปลงความเร็วขาขึ้นและขาลงที่มีลักษณะเหมือนกัน จึงทำให้ขนาดของการแกว่งมีค่าสูงสุด



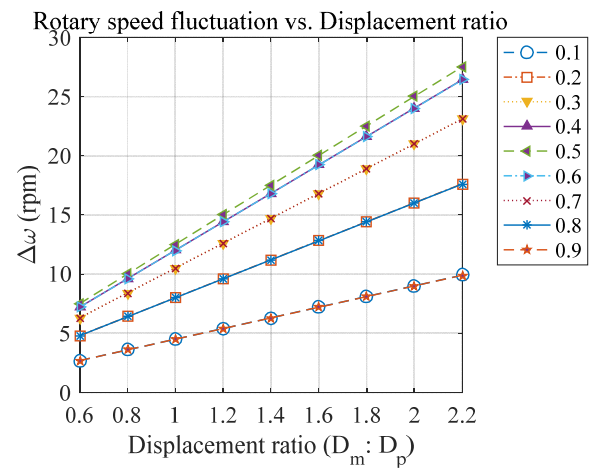
รูปที่ 7 การกระเพื่อมความดันภาระโหลดเมื่อเปลี่ยนแปลง duty ratio และ $D_m : D_p$



รูปที่ 9 การกระเพื่อมของความดันเมื่อเปลี่ยนแปลงสัดส่วนการขจัดที่ค่า duty ratio ต่างกัน

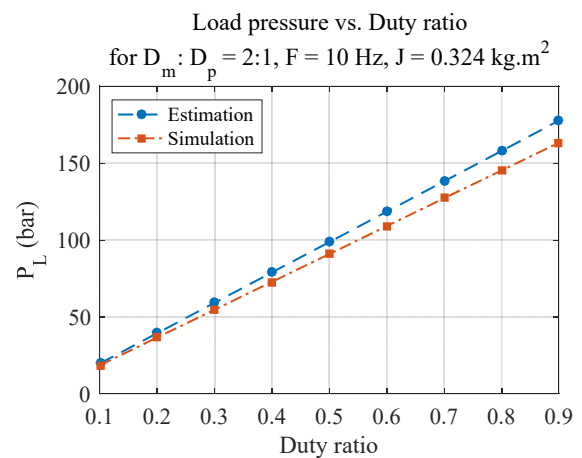


รูปที่ 8 การกระเพื่อมของความเร็วรอบเมื่อเปลี่ยนแปลง duty ratio และ $D_m : D_p$

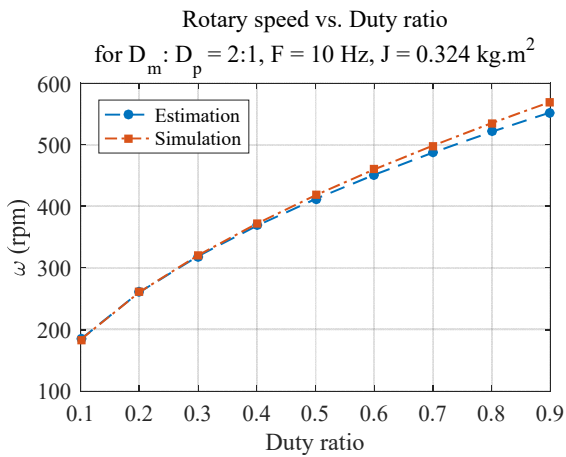


รูปที่ 10 การกระเพื่อมของความเร็วรอบเมื่อเปลี่ยนแปลงสัดส่วนการขจัดที่ค่า duty ratio ต่างกัน

รูปที่ 9 และรูปที่ 10 แสดงขนาดการกระเพื่อมของความดันและความเร็วรอบ เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าสัดส่วนการขจัดมอเตอร์ต่อปั๊ม ตามลำดับ ขนาดการกระเพื่อมของความดันจะมีค่าสูงสุด ที่ค่า duty ratio เท่ากับ 0.6 ส่วนการกระเพื่อมของความเร็วรอบจะมีค่าสูงสุดที่ duty ratio เท่ากับ 0.5



รูปที่ 11 ความดันภาระโหลดเมื่อเปลี่ยนแปลงค่า duty ratio

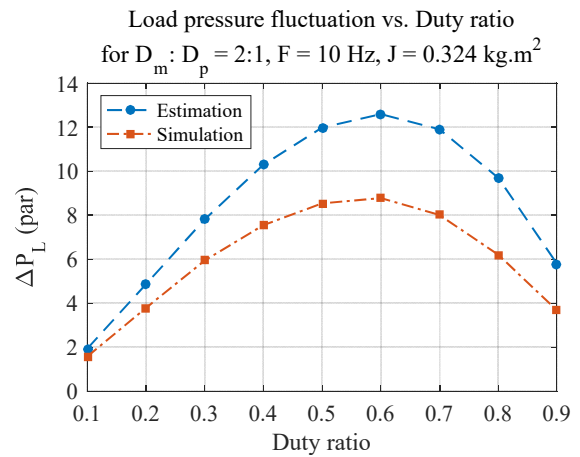


รูปที่ 12 ความเร็วรอบเมื่อเปลี่ยนแปลงค่า duty ratio

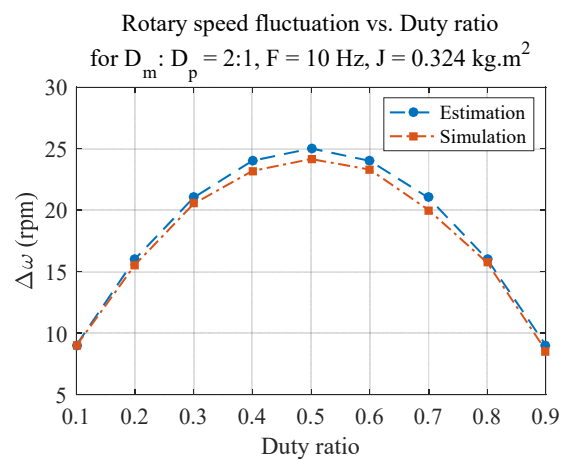
4.2 ผลตอบสนองที่สภาวะคงตัว

ผลการตอบสนองที่สภาวะคงตัวเป็นการนำเสนอการเปรียบเทียบระหว่างการคำนวณด้วยสมการคณิตศาสตร์ (estimation) และการจำลองด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ (simulation) การคำนวณด้วยสมการคณิตศาสตร์เป็นการวิเคราะห์ด้วยการรวมผลของความดันตกคร่อมผ่านวาล์ว ในการคำนวณ จะกำหนดค่าสัดส่วนการขจัดมอเตอร์ต่อปั๊ม เท่ากับ 2 ซึ่งทำให้สามารถปรับความดันได้อย่างต่อเนื่องที่ความดันตั้งแต่ความดันที่ต่ำกว่า จนถึงความดันที่สูงกว่าความดันจากแหล่งจ่าย ดังแสดงในรูปที่ 11 นอกจากนี้ จะเห็นว่าความดันภาระไหลจากการจำลองมีค่าที่ต่ำกว่าค่าจากการคำนวณ เนื่องจากการคำนวณไม่รวมผลจากความหนืดของน้ำมัน และการอัดตัวของไฮดรอลิกจึงทำให้มีค่าสูงกว่าการจำลองโดยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ เมื่อค่า duty ratio มากขึ้นผลต่างระหว่างค่าคำนวณและผลการจำลองยิ่งต่างมากขึ้น เนื่องจากการที่ค่า duty ratio สูงขึ้น ระบบจะทำงานที่ความดันและความเร็วสูงขึ้น ทำให้การสูญเสียที่เกิดขึ้นจากความหนืดของน้ำมัน และการอัดตัวของไฮดรอลิกสูงขึ้น ส่วนความเร็วรอบ ก็จะลักษณะที่คล้ายกัน แต่จากรูปที่ 12 จะเห็นผลชัดเจน เมื่อค่า duty ratio มากกว่า 0.4

รูปที่ 13 แสดงการกระเพื่อมของความดัน ซึ่งค่าที่ได้จากการจำลองจะมีค่าต่ำกว่า ค่าที่ได้จากการคำนวณที่ทุกค่า duty ratio และมีความแตกต่างมากที่สุดที่ค่า duty ratio เท่ากับ 0.6 ส่วนการกระเพื่อมของความเร็วรอบจากการจำลองจะต่ำกว่าค่าที่ได้จากการคำนวณเช่นกัน แต่จะต่างกันมากที่สุดที่ duty ratio เท่ากับ 0.5 แสดงดังรูปที่ 14



รูปที่ 13 การกระเพื่อมของความดันเมื่อเปลี่ยนแปลงค่า duty ratio



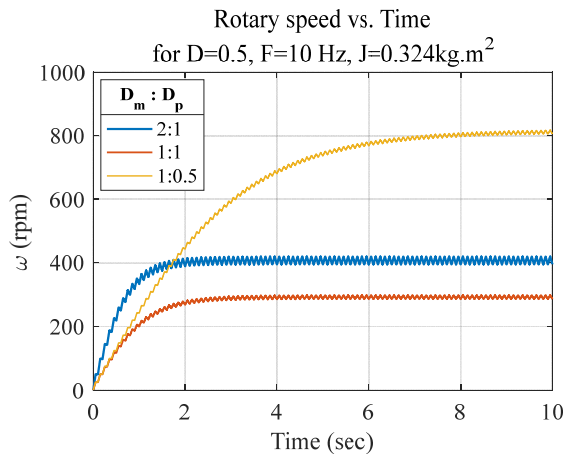
รูปที่ 14 การกระเพื่อมของความเร็วรอบเมื่อเปลี่ยนแปลงค่า duty ratio

4.3 ผลการตอบสนองที่สภาวะชั่วคราว

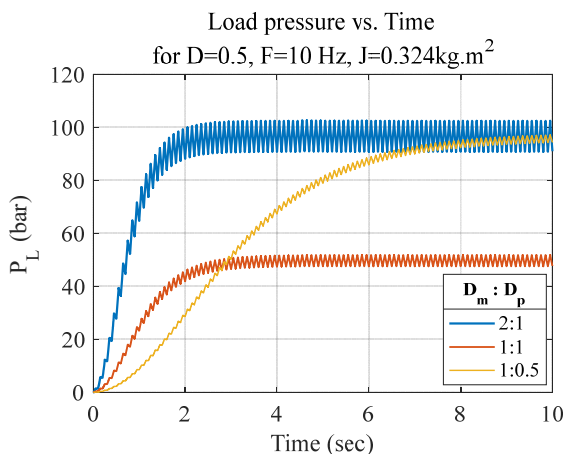
การเพิ่มสัดส่วนการขจัดมอเตอร์ต่อปั๊ม เพื่อให้ได้ช่วงของความดันภาระไหลที่กว้างขึ้น สามารถทำได้โดยการเพิ่มการขจัดมอเตอร์ หรือการลดการขจัดของปั๊ม ซึ่งจะให้ผลตอบสนองความเร็วรอบและความดันภาระไหลที่แตกต่างกัน ดังแสดงรูปที่ 15 และ รูปที่ 16

หากเปรียบเทียบ ผลของการตอบสนอง กับกรณีที่สัดส่วนการขจัดของมอเตอร์ต่อปั๊มเท่ากับ 1 (การขจัดมอเตอร์เท่ากับปั๊ม) ที่ค่า duty ratio เท่ากับ 0.5 การตอบสนองความเร็วรอบและความดันภาระไหลเฉลี่ยมีค่าเท่ากับ 292 รอบต่อนาที และ 49.7 บาร์ ตามลำดับ เวลาสู่สมดุล 3.12 วินาที การกระเพื่อมของความเร็วรอบและความดันภาระไหลเท่ากับ 13 รอบต่อนาที และ 4.26 บาร์ ตามลำดับ การเพิ่มสัดส่วนการขจัดมอเตอร์ต่อปั๊มเป็นสองเท่า โดยการเพิ่มการขจัดมอเตอร์และคงที่การขจัดปั๊ม การ

ตอบสนองของความเร็วรอบและความดันภาระโหลดเฉลี่ยจะมีค่าเพิ่มขึ้น 39.38% และ 94.37% ตามลำดับ ส่วนเวลาสู่สมดุลจะลดลง 29.49% การกระพือมของความเร็วยรอบและความดันภาระโหลดจะเพิ่มขึ้น 92.31% และ 174.41% ตามลำดับ



รูปที่ 15 ผลตอบสนองของความเร็วรอบเมื่อการกระจัดต่างกัน



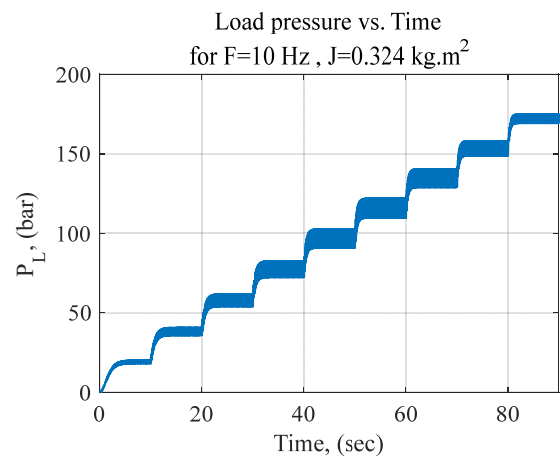
รูปที่ 16 ผลตอบสนองความดันภาระโหลดเมื่อการกระจัดต่างกัน

ในทางตรงกันข้าม การเพิ่มสัดส่วนการขจัดมอเตอร์ต่อปั๊มเป็นสองเท่า โดยการลดการขจัดของปั๊มและคงที่การขจัดของมอเตอร์นั้น การตอบสนองความเร็วรอบ และความดันภาระโหลดเฉลี่ยมีค่าเพิ่มขึ้น 179.11% และ 94.37% ตามลำดับ เวลาสู่สมดุลเพิ่มขึ้น 176.60% การกระพือมของความเร็วยรอบไม่เปลี่ยนแปลง ส่วนความดันภาระโหลดมีค่าลดลง 31.46%

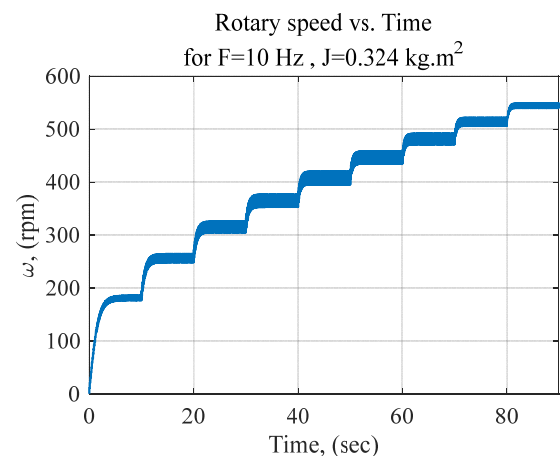
ดังนั้น จะเห็นว่า การปรับเพิ่มการขจัดของมอเตอร์ได้ การตอบสนองที่เร็ว ใช้เวลาเข้าสู่สมดุลน้อยกว่า แต่การกระพือมที่สูงกว่า ในขณะที่การปรับลดการขจัดของปั๊ม

ระบบจะตอบสนองช้ากว่า มีผลทำให้เวลาสู่สมดุลนานมากขึ้น แต่การกระพือมความดันภาระโหลดลดลง

สุดท้าย รูปที่ 17 และรูปที่ 18 เป็นการแสดงผลของค่า duty ratio ที่มีต่อค่าความดันภาระโหลด และการกระพือมเมื่อสัดส่วนการขจัดมอเตอร์ต่อปั๊มเท่ากับสอง จะพบว่าสามารถปรับความดันได้ตั้งแต่ค่าที่ต่ำกว่า จนถึงสูงกว่าความดันจากแหล่งจ่าย โดยมีความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้นกับค่า duty ratio ส่วนค่าขนาดการของกระพือมของความดันนั้นจะเพิ่มขึ้นเมื่อ duty ratio เพิ่มขึ้นและเริ่มลดลงเมื่อ duty ratio มากกว่า 0.6 เช่นเดียวกันกับการกระพือมของความเร็วยรอบ และจะเพิ่มตาม duty ratio แต่จะมีค่าลดลงเมื่อ duty ratio มากกว่า 0.5



รูปที่ 17 ผลตอบสนองความดันภาระโหลดเปลี่ยนแปลงค่า duty ratio ตั้งแต่ 0.1 ถึง 0.9



รูปที่ 18 ผลตอบสนองความเร็วรอบเปลี่ยนแปลงค่า duty ratio ตั้งแต่ 0.1 ถึง 0.9

5. สรุปผลการวิจัย

ระบบปรับความดันไฮดรอลิก ด้วยตัวแปลงไฮดรอลิกชนิดมาตรฐาน สั่งการทำงานด้วยวาล์วเปิด/ปิดความเร็วสูง ที่ได้ออกแบบ และสร้างจำลองทางคณิตศาสตร์ สามารถปรับความดันภาระโหลดได้กว้างขึ้น โดยที่ การใช้สัดส่วนการขจัดมอเตอร์ต่อปั๊มเท่ากับ 1 จะสามารถปรับความดันได้ตั้งแต่ค่าเริ่มต้น แต่ไม่สูงเกินความดันจากแหล่งจ่าย การเพิ่มสัดส่วนการขจัดมอเตอร์ต่อปั๊ม จะทำให้สามารถปรับความดันได้สูงกว่าความดันระบบ แต่การเพิ่มสัดส่วนการขจัดมอเตอร์ต่อปั๊ม โดยการเพิ่มการขจัดของมอเตอร์ จะทำให้เวลาสู่สมดุลเร็วขึ้น และการกระเพื่อมที่สูงขึ้นเช่นกัน ในขณะที่การปรับลดการขจัดของปั๊ม จะทำให้เวลาสู่สมดุลมีค่ามาก แต่การกระเพื่อมจะมีขนาดที่น้อยกว่า

การวิเคราะห์โดยการรวมผล ของความดันตกผ่านวาล์วเปิด/ปิด จะได้ความดันภาระโหลด ที่ต่ำกว่าที่ได้จากผลคูณระหว่าง duty ratio และความดันจากแหล่งจ่าย โดยที่ความดันตก มีความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้นกับ duty ratio นอกจากนี้ ผลการจำลองของความดันเฉลี่ย และขนาดการกระเพื่อมโดยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ จะมีค่าที่ต่ำกว่าที่ได้จากการคำนวณ ทุกค่า duty ratio เนื่องจากการที่ไม่ได้นำอิทธิพลของความหนืด และการอัดตัวของน้ำมันมาพิจารณา

การวิจัยในอนาคตจะศึกษาผลของความดันตกคร่อมวาล์วต่อสมรรถนะของระบบเมื่อใช้ตัวแปลงไฮดรอลิกชนิดสามทางไหล โดยที่ยังคงทำงานร่วมกับวาล์วเปิด/ปิดความเร็วสูง เช่นเดิม ซึ่งประเด็นศึกษา ก็คือ การวิเคราะห์ผลของการอัดตัวที่เกิดขึ้น รวมทั้งการพิจารณาผลของพลศาสตร์ของวาล์ว ที่มีผลต่อความดันภาระโหลด

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น ขอขอบคุณคณะวิทยาศาสตร์และวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตเฉลิมพระเกียรติ จังหวัดสกลนคร ที่ให้อื้อเพื่อสถานที่และสนับสนุนการวิจัยในครั้งนี้

เอกสารอ้างอิง

[1] Wang F, Gu L, Chen Y. A continuously variable hydraulic pressure converter based on high-speed on-off valves, *Mechatronics*. 2011; 21(8): 1298-1308.

[2] Katz AA, Van de Ven JD. Design of a high-speed on-off valve. *Proceeding of International Mechanical Engineering Congress & Exposition*,. 2009; 11189

[3] Jeong HS, Kim HE. Experimental based analysis of the pressure control characteristics of an oil hydraulic three-way on/off solenoid valve controlled by PWM signal, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2001; 124(1): 196-205.

[4] Ouyang X, Yang H, Jiang H, Xu B. Simulation of the piezoelectric high-speed on/off valve, *Chin. Sci. Bull.* 2008; 53(17): 2706-2711.

[5] Passarini LC, Nakajima PR. development of a high-speed solenoid valve: an investigation of the importance of the armature mass on the dynamic response, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2003; 25(4): 329-335.

[6] Rannow MB, Tu HC, Li PY, Chase TR. Software enabled variable displacement pumps - Experimental studies. *Proceeding of American Society of Mechanical Engineers, The Fluid Power and Systems Technology Division, FPST*, Chicago, Illinois, USA, November 5 – 10. 2006; 67-76.

[7] Van de Ven JD. On fluid compressibility in switch-mode hydraulic circuits—Part I: modeling and analysis, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2012; 135(2): 021013_021011-021013_021013.

[8] Feng W, Linyi G, Ying C. A hydraulic pressure-boost system based on high-speed on-off valves, *Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on*. 2013; 18(2): 733-743.

[9] Lee S, Li PY. Trajectory tracking control using a hydraulic transfermer. *Proceeding of International Symposium on Flexible Automation*, Awaji-Island, Hyogo, Japan, 14-- 16 July. 2014.

[10] Lee S, Li PY. Supervisory control for a switched mode hydraulic transformer. *Proceeding of BATH/ASME 2018 Symposium on Fluid Power and Motion Control*, September 12–14. 2018; V001T001A065.

[11] Vael GE, Achten PA, Fu Z. The innas hydraulic transformer the key to the hydrostatic common pressure rail, (SAE Technical Paper. 2000; edn.).

- [12] Achten PA, Fu Z, Vael G. Transforming future hydraulics: a new design of a hydraulic transformer. *Proceeding of The Fifth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP*, Sweden. 1997; 1-23.
- [13] Shen W, Jiang J, Su X, Karimi HR. Angle displacement robust controller for the port plate of the hydraulic transformer, *Mathematical Problems in Engineering*. 2013.