

**การวิเคราะห์หาค่า bulk modulus ของระบบไฮดรอลิก
โดยวิธี wave propagation effect และ FFT
An Approach for the Identification of Hydraulic Oil Bulk Modulus
Utilizing Wave Propagation Effect and FFT**

ประกอบ สุรวัฒนารรณ
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์
50 ถนนพหลโยธิน เขตจตุจักร กรุงเทพฯ 10900
โทร 02-9428555 ต่อ 1802, 1825 โทรสาร 02-5794576 Email:fengpsw@ku.ac.th

Prakob Surawattanawan
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Kasetsart University,
50 Phaholyothin Rd, Bangkok 10900, Thailand
Tel: 662-9428555 ext. 1802, 1825 Fax: 662-5794576 Email:fengpsw@ku.ac.th

บทคัดย่อ

การใช้วาล์วและอุปกรณ์ทำงานเช่นกระบอกสูบ ของระบบไฮดรอลิกในอุตสาหกรรม ในหลายกรณีมีการเชื่อมต่อกันด้วยท่อน้ำมันซึ่งอาจเป็นท่อโลหะ (steel pipe) หรือท่ออ่อน (flexible hose) ลักษณะดังกล่าวจะทำให้พฤติกรรมทางด้านพลศาสตร์ของท่อมีผลต่อการตอบสนองของระบบโดยรวม ค่า effective bulk modulus ของระบบไฮดรอลิกเป็นคุณสมบัติที่สำคัญตัวหนึ่ง เนื่องจากเป็นตัวบ่งชี้ถึงความสามารถในการต้านทานต่อการอัดตัว และจำเป็นที่จะต้องทราบในการวิเคราะห์หาค่าความถี่ธรรมชาติของระบบอีกด้วย ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงได้เสนอแนวคิด 2 วิธีในการที่จะใช้วิเคราะห์หาค่า effective bulk modulus ดังกล่าว 1) ใช้หลักการแพร่กระจายของคลื่น (wave propagation effect) ร่วมกับการใช้เครื่องมือวัดอัตราการไหล ความดัน และระบบ data acquisition ซึ่งเหมาะกับระบบที่อยู่ในระหว่างการออกแบบ 2) ใช้วิธีทดสอบแบบ frequency response test / fast fourier transform (FFT) ซึ่งจำเป็นต้องใช้การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ และเหมาะสมกับระบบที่มีการติดตั้งอยู่แล้ว จากการทดสอบพบว่าทั้งสองวิธีให้ผลที่ถูกต้อง อย่างไรก็ตาม วิธี wave propagation จำเป็นต้องใช้เครื่องมือวัดอัตราการไหล และระบบ data acquisition system ที่มี sampling rate สูง นอกจากนั้นแล้วยังต้องการระบบท่อ ที่มีความยาวมากๆ เพื่อให้ได้ time delay ที่ยาวนานพอสมควรสำหรับการวิเคราะห์สำหรับข้อจำกัดของวิธี frequency response test ก็คือระดับของสัญญาณรบกวน (noise) ที่เกิดขึ้นในระบบ ซึ่งสามารถตรวจสอบได้จากค่า coherence function จากผลการวิเคราะห์พบว่าค่า effective bulk modulus ทำให้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์มีความถูกต้องอยู่ในช่วงความถี่ 0.2 - 50 Hz

Abstract

In many industrial applications where control valves and actuators are connected by hydraulic lines, either steel pipe or flexible hose, the dynamic characteristics of the lines become important and could dominate the overall system response. Effective bulk modulus is one of crucial parameters having influence on the dynamic of hydraulic system. The bulk modulus is a measure of fluid compressibility and is inevitably required to calculate hydraulic undamped natural frequencies in the system. The objective of this work is therefore to present two novel techniques that can be used to identify the effective bulk modulus of the hydraulic system. 1) The first technique is the use of wave propagation theory in conjunction with flow-rate sensor, pressure sensor and data acquisition system. This method is suitable for the design stage of hydraulic system. 2) The second technique is the use of frequency response test/ FFT in connection with mathematical modeling. This method is appropriate for the analysis of existing hydraulic system. Results in this research work show the validity of both techniques. However, the wave propagation method requires superb instrumentation, high sampling rate data acquisition system, and long hydraulic pipeline, in order to obtain time delay sufficient for further analysis. It is also found that the limitation of the frequency response test is the unavoidable noise level in the operating system. The coherence function is the useful parameter to indicate the analysis reliability. Frequency response test shows

that the identified bulk modulus and developed mathematical model are valid in the range from 0.2 to 50 Hz

Keywords: fluid power, bulk modulus, wave propagation, system analysis, experimental testing, computer simulation

ตัวอักษรย่อ (Nomenclature)

A_1	= actuator cross-sectional area for side1 (m^2)
A_2	= actuator cross-sectional area for side2 (m^2)
B_v	= actuator viscous damping (N/ms^{-1})
F_1	= controller gain
F_2	= LVDT gain (V/m)
G	= D/A gain ($mA/RefNo.$)
i	= applied current to servovalve (mA)
k_i	= linearised flow gain of servovalve ($m^3 s^{-1}/mA$)
k_f	= flow constant of servovalve ($m^3 s^{-1}/mA (N m^{-2})^{1/2}$)
m	= total mass (kg)
N	= A/D gain (1600 RefNo./V)
P_1	= pressure for side1 of actuator (N/m^2)
P_2	= pressure for side2 of actuator (N/m^2)
P_L	= load pressure (bar)
P_S	= supply pressure (bar)
$P_1(0)$	= pressure for side1 of actuator at steady-state (bar)
$P_2(0)$	= pressure for side2 of actuator at steady-state (bar)
P	= compensator gain
Q_1	= flow rate for side1 of actuator (m^3/s)
Q_2	= flow rate for side2 of actuator (m^3/s)
R_i	= cross-port leakage resistance ($N m^{-2}/m^3 s^{-1}$)
R	= controller gain
V_1	= actuator volume for side 1 (m^3)
V_2	= actuator volume for side 2 (m^3)
z	= actuator displacement (m)
z_f	= feed back signal of z
z_{ref}	= reference signal of z
β_e	= effective bulk modulus (N/m^2)
β_c	= bulk modulus of container (N/m^2)
β_o	= bulk modulus of hydraulic oil (N/m^2)
C_o	= velocity of sound in hydraulic oil (m/s)
e	= control signal
f	= frequency of pressure wave (Hz)
ℓ	= length of transmission line (m)
ρ	= hydraulic oil density (kg/m^3)

1. บทนำ และวัตถุประสงค์

ระบบไฮดรอลิก ใช้กันอย่างแพร่หลายในอุตสาหกรรมที่เกี่ยวข้องกับวัตถุหนัก หรือต้องการใช้แรงที่สูงมากในการเคลื่อนที่ [1] ตัวอย่างเช่น เครื่องจักร CNC, pick and place robot, การควบคุมป้อนยิงปืนทางทหาร, อุปกรณ์รองรับการสั่นสะเทือน (vibration absorption) เครื่องจำลองสภาพการบิน (flight simulation) การทดสอบในอุตสาหกรรม (industrial testing) [2] ฯลฯ เนื่องมาจากการที่ระบบมีกำลังต่อหน่วยน้ำหนัก (power to weight ratio) ที่สูง [3] และความสามารถในการจ่ายแรงหรือแรงบิดที่สูงให้กับเครื่องจักรได้ในเวลาที่รวดเร็ว รวมถึงการก่อกำเนิดขึ้นของวาล์วควบคุม แบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก (electrohydraulic valve) [4] ซึ่งทำให้การปิดวง (closed-loop) ของระบบควบคุมทำได้อย่างสมบูรณ์มากขึ้น

ระบบควบคุมแบบต่างๆ ไม่ว่าจะเป็นแบบการควบคุมตำแหน่ง ความเร็ว หรือแรงได้มีการพัฒนาอย่างต่อเนื่องเพื่อรองรับลักษณะงานต่างๆ ระบบกระบอกสูบไฮดรอลิกจะต้องสามารถส่งผ่านแรงและความดันที่สูงมากเมื่อเทียบกับภาระงานของระบบ [5, 6] แต่อย่างไรก็ตาม ก่อนที่จะมีการออกแบบระบบควบคุมที่ดีได้ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่เหมาะสมจะต้องมีการพัฒนาขึ้นมาก่อน ซึ่งรวมถึงไปถึงความจำเป็นที่จะต้องทราบค่าคงที่ต่างๆ ของระบบด้วย [7, 8]

Bulk modulus เป็นตัวบ่งชี้ที่สำคัญของความสามารถในการต้านทานต่อการอัดตัวของน้ำมัน หรืออีกนัยหนึ่งก็คือความสามารถในการส่งผ่านแรงจากแหล่งกำเนิดไปยังอุปกรณ์ทำงานปลายทาง อีกทั้งยังใช้ในการวิเคราะห์หาค่าความถี่ธรรมชาติของระบบอีกด้วย [9] ดังนั้นค่าที่ถูกต้องของ bulk modulus กลายเป็นสิ่งจำเป็นเมื่อมีการวิเคราะห์ออกแบบระบบไฮดรอลิก การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ หรือการเปรียบเทียบระหว่างผล simulation และผลการทดสอบจริงในห้องปฏิบัติการ [10] ระบบควบคุมไฮดรอลิก ในหลายๆ กรณี ที่วาล์วควบคุมติดตั้งอยู่ห่างไกลจากอุปกรณ์ทำงาน ความยาวและชนิดของระบบท่อไฮดรอลิกมีผลอย่างมากต่อค่า bulk modulus ของระบบ [11] ในงานวิจัยฉบับนี้ได้เสนอวิธีการในการวิเคราะห์หาค่า bulk modulus โดยใช้วิธี wave propagation และ frequency response test ซึ่งมีความเหมาะสมและข้อจำกัดที่แตกต่างกัน

2. วิธีที่ 1 : การวิเคราะห์หาค่า effective bulk modulus โดยใช้ wave propagation

2.1 หลักการของ wave propagation

อ้างอิงถึงทฤษฎี hydraulic transmission line [12] ความเร็วเสียง C_o ภายในน้ำมันไฮดรอลิกมีความสัมพันธ์กับค่า bulk modulus กล่าวคือ

$$C_o = \sqrt{\frac{\beta_e}{\rho}} \quad (1)$$

เมื่อ

β_e = effective bulk modulus ของ hydraulic oil/hydraulic hose (N/m^2)

ρ = hydraulic oil density = 860 kg/m³

เมื่อพิจารณาจาก hydraulic hose ที่มีความยาวมาก และพลศาสตร์ของ hydraulic hose เองมีผลต่อการตอบสนองของระบบอย่างมาก ความถี่ของคลื่นความดันมีการกระจายตัวออกด้วยความเร็วของเสียง ไปและกลับตามแนวเส้นท่อของ hydraulic hose ดังนั้น

$$f = \frac{1}{T_f} = \frac{C_o}{2\ell} \quad (2)$$

เมื่อ

f = frequency of pressure wave (Hz)

T_f = period (s)

ℓ = length of the transmission line (m)

ถ้าพิจารณาเพียงหนึ่งทิศทางของการกระจายของคลื่นความดัน ครึ่งหนึ่งของคาบการสั่นก็คือ delay time ของความดันและอัตราการไหลของน้ำมัน ระหว่างปลายทั้งสองด้านของ transmission line เมื่อรวมสมการ (1) และ (2) เข้าด้วยกัน delay time T_d สามารถเขียนในรูปของ

$$T_d = \ell \sqrt{\frac{\rho}{\beta_e}} \quad (3)$$

จะเห็นว่า ถ้าทราบค่า ℓ , ρ , และ T_d ก็จะสามารถคำนวณหาค่า effective bulk modulus ของ transmission line ได้

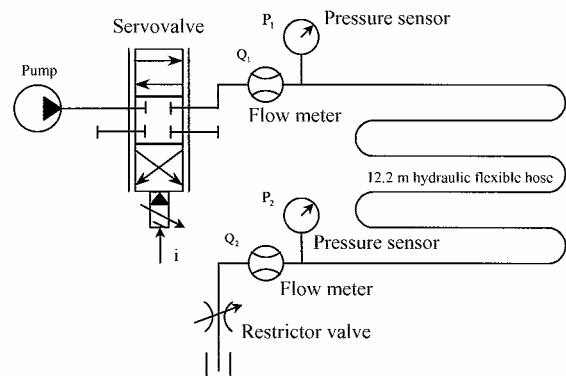
2.2 การวิเคราะห์หาค่า effective bulk modulus

โดยใช้ wave propagation

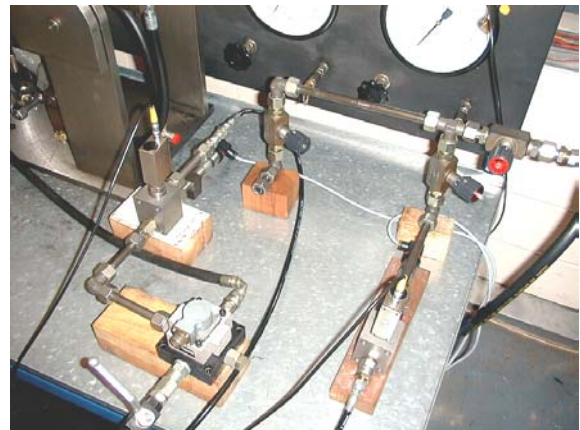
ในงานวิจัยนี้ ได้ทำการทดสอบกับท่อไฮดรอลิกแบบ flexible hose (Synflex® series 3130 series 3130 medium-high pressure hose) ซึ่งใช้ในอุปกรณ์ไฮดรอลิกโดยทั่วไป การ setup อุปกรณ์ในห้องปฏิบัติการ ดังรูป 1 และ 2 เพื่อใช้ในการวัด delay time ของความดันและอัตราการไหลของน้ำมัน ระหว่างปลายทั้งสองด้านของ transmission line ท่อ flexible hose ความยาว 12.2 m ดังรูป 3 ได้ถูกใช้ในการทดสอบเพื่อให้สอดคล้องกับสมมติฐานที่ว่าท่อมีความยาวมาก สัญญาณกระแสไฟฟ้าแบบ step input จ่ายให้กับ servovalve เพื่อเปิดให้มีการไหลของน้ำมันเข้าสู่ท่อ flexible hose อุปกรณ์วัดอัตราการไหลและความดัน (Parker Hannifin) แบบความเร็วสูง ถูกติดตั้งไว้ที่ปลายทั้งสองด้านของระบบท่อ เพื่อใช้ในการวัดผลตอบสนองแบบ transient ของอัตราการไหลและความดัน โดยที่ flow meter และ pressure sensor ที่ติดตั้ง ณ ตำแหน่งด้านนอกจาก servovalve และที่ติดตั้ง ณ ตำแหน่งด้านปลายของ flexible hose เป็นตัววัดอัตราการไหลและความดันด้านขาเข้าและขาออกของระบบที่สนใจ

ในการทดสอบ เนื่องจากอัตราไหลทำงานของเซอร์วาล์วอยู่ในช่วง 5 ถึง 15 l/min ดังนั้น flow meter รุ่น SCQ060-0-02 จึงถูกเลือกใช้ เนื่องจากสามารถวัดอัตราการไหลได้ถึง 60 l/min สัญญาณไฟฟ้า output อยู่ในช่วง -3 ถึง 3 Volt ความดันที่สภาวะเริ่มต้นและสภาวะใหม่ที่คงตัวของระบบ ถูกทดสอบโดยใช้ pressure gauge พบว่าความดันเปลี่ยนแปลงจาก 70 ไปยัง 130 bar ดังนั้นอุปกรณ์วัดความดันขนาด 0 -150 bar มีสัญญาณไฟฟ้า output อยู่ในช่วง 0 - 5 Volt จึงถูก

เลือกใช้ สัญญาณกระแสไฟฟ้า input ที่จ่ายให้กับเซอร์วาล์วในการทดสอบระบบเป็นแบบ step เพื่อกระตุ้นให้มีการเปลี่ยนแปลงแบบทันทีทันใด



รูป 1: Hydraulic circuit for bulk modulus test

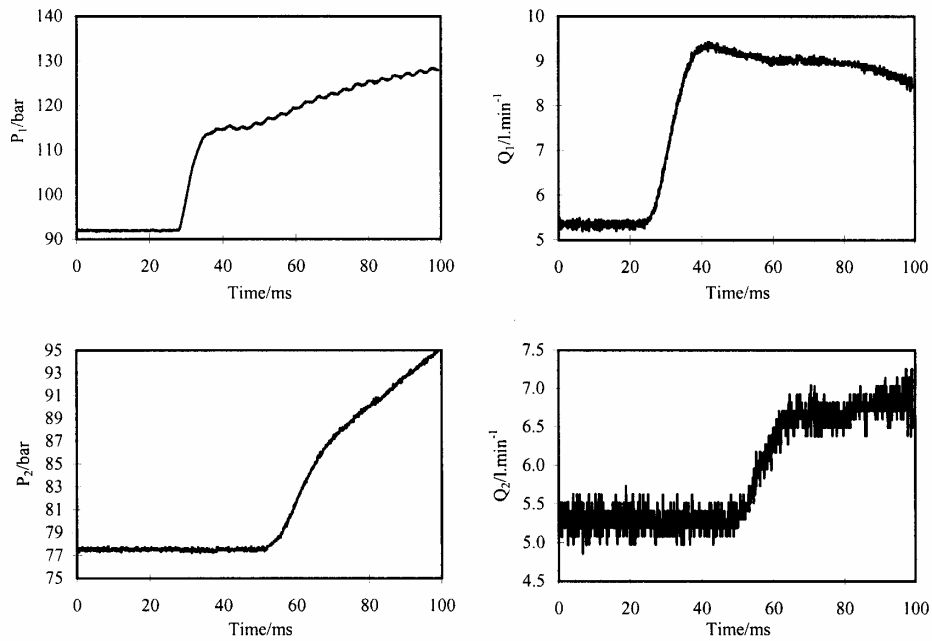


รูป 2: Photograph of hydraulic circuit for bulk modulus test

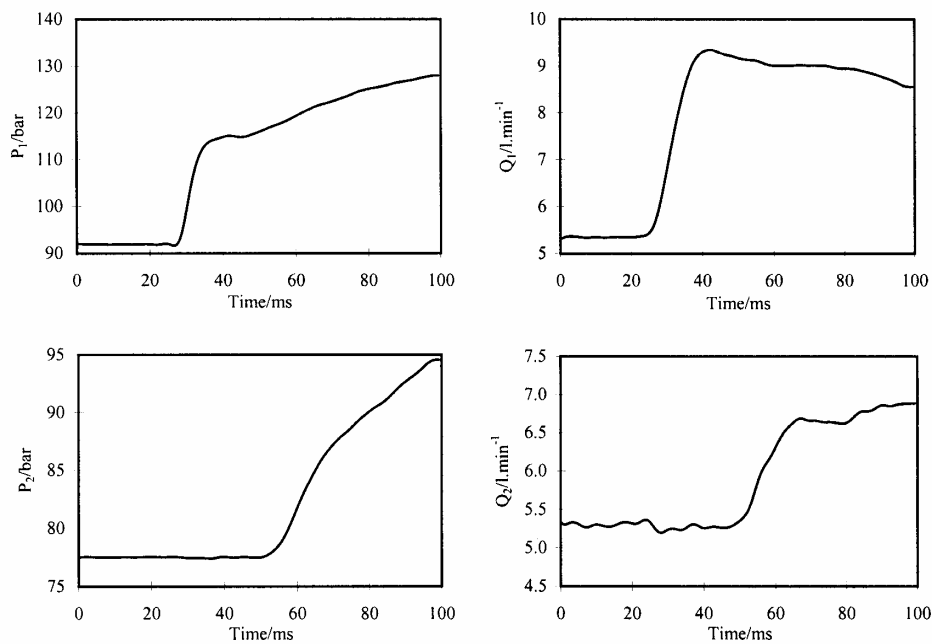


รูป 3: Flexible hose used in bulk modulus test

ในการบันทึกผลตอบสนองแบบ transient จาก flow meter และ pressure sensor ระบบเก็บข้อมูล (data acquisition) แบบการ์ด ติดตั้งในคอมพิวเตอร์ส่วนบุคคล และใช้โปรแกรม LabView [13] ในการควบคุม ความถี่ในการเก็บข้อมูล (sampling rate) ได้ถูกตั้งไว้สูงสุดเท่าที่ระบบเก็บข้อมูลจะสามารถทำได้คือ 32 kHz เนื่องจาก time delay



Measured signals from sensors



Filtered signals using a Butterworth filter 200Hz cut-off frequency

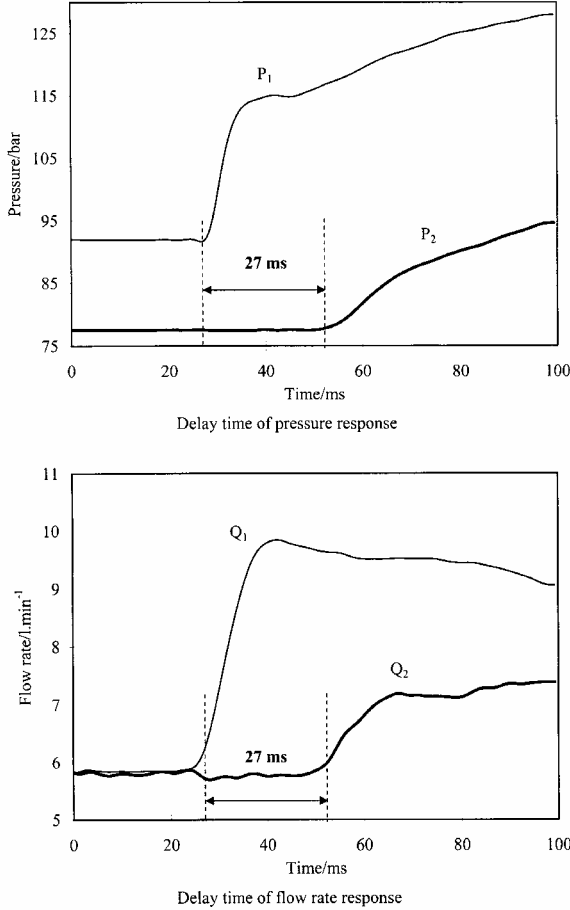
รูป 4: Pressure and flow rate responses used for bulk modulus identification

ของสัญญาณความดันและอัตราการไหลอยู่ในช่วงสั้นๆ เท่านั้น ดังนั้น ยิ่งสามารถตั้งค่า sampling rate ได้สูงเท่าไร ก็จะได้ข้อมูลที่มีความถูกต้องมากขึ้นเท่านั้น อย่างไรก็ตาม การตั้งค่า sampling rate ขึ้นอยู่กับความสามารถในการประมวลผลของการ์ดและคอมพิวเตอร์รวมกัน สัญญาณที่วัดได้จากการทดสอบ พร้อมทั้งสัญญาณที่ผ่านการใช้ filter ได้แสดงไว้ดังรูป 4

การใช้ filter กระทำได้โดยการใช้โปรแกรม MATLAB/signal processing toolbox [14] เนื่องจากความถี่ธรรมชาติโดยทั่วไปของระบบไฮดรอลิกอยู่ภายในขอบเขตที่ไม่เกิน 200 Hz ดังนั้น Butterworth digital filter ที่มี cut-off frequency อยู่ที่ 200 Hz จึงได้ถูกนำมาใช้งาน สิ่งที่ต้องระมัดระวังในการใช้ filter กรองสัญญาณก็คือจะทำให้เกิดการลดขนาดของ amplitude และ phase delay ที่ความถี่ที่สูงกว่า cut-off

frequency ดังนั้นจะต้องมีการตรวจสอบให้แน่ใจว่าการใช้ filter ไม่ได้ทำให้เกิดการ distort ของสัญญาณไปจากเดิม delay time ของผลตอบสนองของความดันอัตราการไหล ได้แสดงดังรูป 5 จะเห็นได้ว่าค่า delay time โดยเฉลี่ยอยู่ที่ 27 มิลลิวินาที (ms) และด้วยสมการ (3) สามารถคำนวณค่า effective bulk modulus ได้ดังนี้

$$\beta_e = \frac{\ell^2 \rho}{T_d^2} = \frac{(12.2)^2 \times 860}{(0.027)^2} = 0.18 \times 10^9 \text{ N/m}^2 \quad (4)$$



รูป 5: Delay time of pressure and flow rate responses

2.3 ตรวจสอบค่า effective bulk modulus (β_e)

ด้วยการคำนวณด้วย parallel law

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{1}{\beta_o} + \frac{1}{\beta_C} \quad (5)$$

จากสมการ parallel law [12] แสดงให้เห็นว่าค่า bulk modulus ของน้ำมันไฮดรอลิก และของท่อที่บรรจุน้ำมัน ส่งผลต่อค่า bulk modulus ของระบบโดยรวม β_e และจากการคำนวณค่า β_e จะน้อยกว่า ค่า bulk modulus ของน้ำมันไฮดรอลิก β_o เสมอ

ค่าคงที่ที่ใช้ในการตรวจสอบ [12]

$$\beta_o = 1.6 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

(Shell Tellus 37 oil, ความดันและอุณหภูมิ โดยเฉลี่ย 100 bar 50 °C)

$$\beta_C = 0.22 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

(flexible hose Synflex@ series 3130 series 3130 medium-high pressure hose)

เมื่อแทนค่าลงในสมการ (5) พบว่า

$$\beta_e = 0.19 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

จะเห็นว่า β_e ที่คำนวณได้ มีความใกล้เคียงอย่างมากกับค่า β_e ที่วิเคราะห์ได้จากการทดสอบด้วย wave propagation

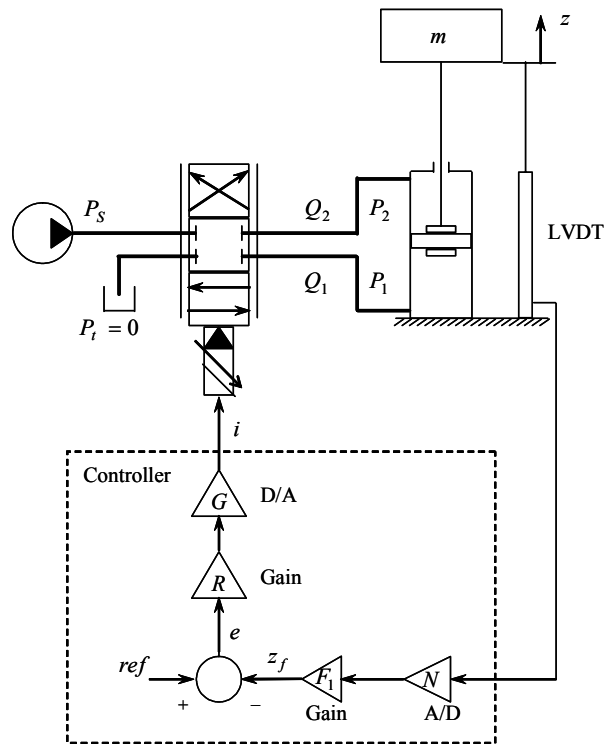
3. วิธีที่ 2 : วิธีวิเคราะห์หาค่า effective bulk modulus

ด้วยการทดสอบแบบ FFT

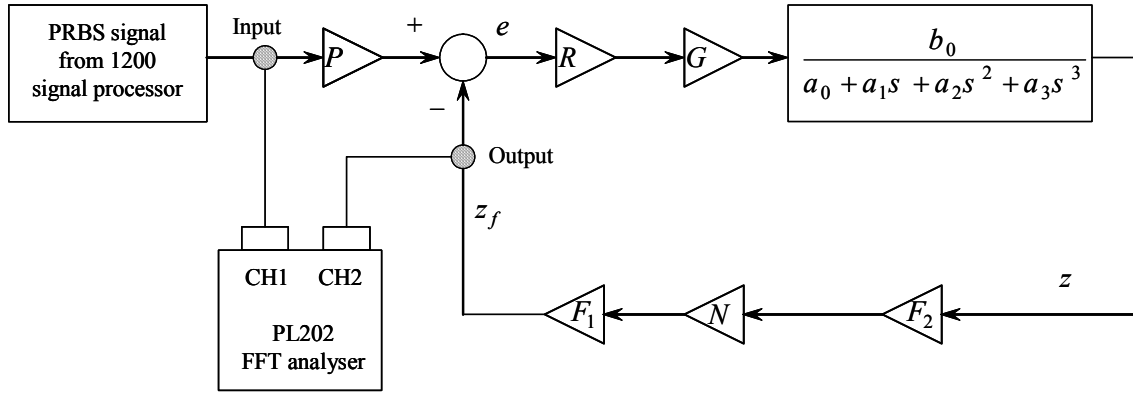
3.1 การวิเคราะห์แบบจำลองคณิตศาสตร์ของ

ระบบยกน้ำหนักไฮดรอลิก

เพื่อเป็นทางเลือกในการวิเคราะห์หาค่า effective bulk modulus การทดสอบแบบ frequency response test / FFT ซึ่งน่าจะเหมาะสมกับระบบไฮดรอลิกที่มีการติดตั้งแล้ว (existing system) ได้ถูกนำเสนอโดยใช้ตัวอย่างระบบยกน้ำหนักแบบไฮดรอลิก กระบอกสูบที่ใช้เป็นแบบก้านสูบเดี่ยวทำงานสองทิศทาง (single rod - double acting) ที่รับภาระน้ำหนักในแนวตั้ง ทำงานโดยการควบคุมของเซอร์โววาล์ว เชื่อมต่อโดยใช้ท่อแบบโลหะ แผ่นผังแสดงวงจรไฮดรอลิก แสดงในรูป 6 ระบบยกน้ำหนักทำงานด้วยระบบควบคุมแบบ proportional feedback ถูกออกแบบให้สามารถจ่ายสัญญาณ input ที่เป็นแบบ step, sine-wave, และ random ให้เข้าสู่ระบบ closed-loop ได้



รูป 6: Schematic diagram ของระบบยกน้ำหนัก



รูป 7: Block diagram setup for frequency response test

การวิเคราะห์เบื้องต้นจำเป็นต้องมีแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบที่มีค่า β_e เป็นค่าคงที่ตัวหนึ่งของระบบก่อน เพื่อให้สามารถใช้การ simulation แสดงผลของ output ที่สนใจ (ในงานวิจัยนี้คือระยะขจัดของลูกสูบ) เปรียบเทียบกับผลที่มาจากการทดสอบจริงในห้องปฏิบัติการ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบกระบอบลูกสูบไฮดรอลิกที่ควบคุมด้วยเซอร์โววาล์ว สามารถแสดงได้ดังนี้

จากสมการการไหลของเซอร์โววาล์ว ที่มีการทำให้เป็นเชิงเส้นแล้ว (linearized model) [15]

$$Q_1 = Q_2 = k_i i \quad (6)$$

โดยที่

$$k_i = k_f \sqrt{P_s - P_1(o)} = k_f \sqrt{P_2(o)}$$

จากสมการปริมาตรควบคุมของกระบอบลูกสูบทั้งสองด้าน

$$Q_1 = A_1 \dot{z} + \frac{V_1}{\beta_e} \dot{P}_1 + \frac{(P_1 - P_2)}{R_i} \quad (7)$$

$$Q_2 = A_2 \dot{z} - \frac{V_2}{\beta_e} \dot{P}_2 + \frac{(P_1 - P_2)}{R_i} \quad (8)$$

จากกฎการเคลื่อนที่ของนิวตัน

$$P_1 A_1 - P_2 A_2 = B_v \dot{z} + m \ddot{z} \quad (9)$$

ใช้วิธีการแปลงรูปลาปลาซ และถือว่าสภาวะเริ่มต้นมีค่าเป็นศูนย์ จัดรูปสมการให้ได้ฟังก์ชันถ่ายโอน (open-loop transfer function)

ระหว่าง input i และ output z คือ:-

$$\frac{z}{i} = \frac{b_o}{a_o + a_1 s + a_2 s^2 + a_3 s^3} \quad (10)$$

เมื่อ

$$b_o = \frac{(A_1 V_2 + A_2 V_1) k_i R_i}{\beta_e}$$

$$a_o = (A_1 - A_2)^2$$

$$a_1 = \frac{(A_1^2 V_2 + A_2^2 V_1) R_i}{\beta_e} + \frac{B_v (V_1 + V_2)}{\beta_e}$$

$$a_2 = \frac{B_v R_i V_1 V_2}{\beta_e^2} + \frac{m (V_1 + V_2)}{\beta_e}$$

$$a_3 = \frac{m R_i V_1 V_2}{\beta_e^2}$$

จะเห็นได้ว่า open-loop transfer function ระหว่าง input i และ output z นั้นไม่เสถียร (unstable) ดังนั้นระบบจะทำงานได้ จำเป็นต้องมีการควบคุมแบบ closed-loop เพื่อให้เกิดความเสถียร สัญญาณจากระยะขจัดของกระบอบลูกสูบ z ได้ถูกวัดโดยใช้ LVDT (linear variable differential transformer) [16] และ feedback ย้อนกลับมายัง summing junction ซึ่งโปรแกรมไว้ใน controller/LabView รูป 7 แสดง block diagram ของระบบ closed-loop

ค่า compensator gain P ได้ถูกสอดแทรกเข้าไประหว่าง reference input และ summing junction เพื่อทำให้การเปรียบเทียบระหว่างสัญญาณ input และ output ทำได้ง่ายขึ้น โดยไม่มีผลต่อ closed-loop pole ของระบบ

$$P = \frac{b_o F_1 F_2 GNR + a_o}{b_o F_1 F_2 GNR} \frac{(A_1 V_2 + A_2 V_1) k_i R_i F_1 F_2 GNR}{\beta_e} + (A_1 - A_2)^2 \quad (11)$$

$$= \frac{(A_1 V_2 + A_2 V_1) k_i R_i F_1 F_2 GNR}{\beta_e}$$

เมื่อ

LVDT gain $F_2 = 50.6$ V/m

A/D gain $N = 1600$ RefNo./V

D/A gain $G = 0.0125$ mA/RefNo.

controller gain $F_1 = 1$

controller gain $R = 1$

จากการแทรก compensator gain P ทำให้สามารถเขียน closed-loop transfer function ได้ว่า

$$\frac{z_f}{z_{ref}} = \frac{1}{1 + c_1 s + c_2 s^2 + c_3 s^3} \quad (12)$$

เมื่อ

$$c_1 = \frac{(A_1^2 V_2 + A_2^2 V_1) R_i + B_v (V_1 + V_2)}{\beta_e (A_1 V_2 + A_2 V_1) k_i R_i F_1 F_2 GNR + (A_1 - A_2)^2}$$

$$c_2 = \frac{\frac{B_v R_i V_1 V_2}{\beta_e^2} + \frac{m(V_1 + V_2)}{\beta_e}}{(A_1 V_2 + A_2 V_1) k_i R_i F_1 F_2 GNR + (A_1 - A_2)^2}$$

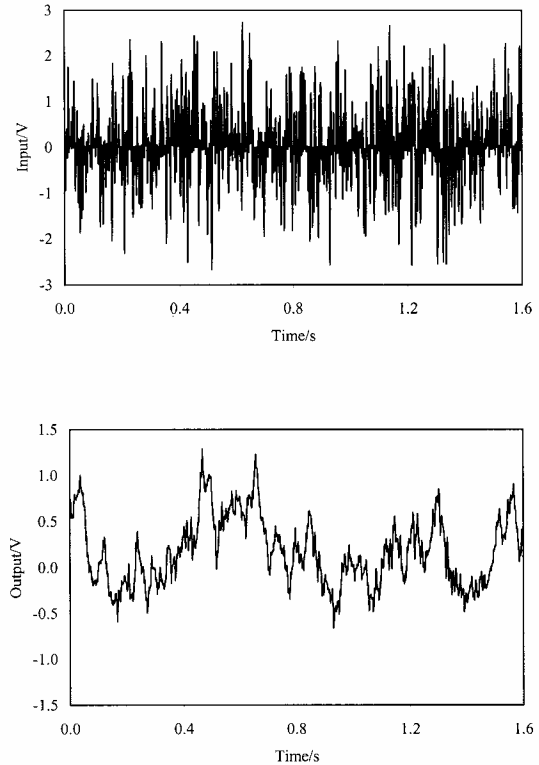
$$c_3 = \frac{\frac{m R_i V_1 V_2}{\beta_e^2}}{(A_1 V_2 + A_2 V_1) k_i R_i F_1 F_2 GNR + (A_1 - A_2)^2}$$

3.2 การทดสอบเพื่อหาค่า effective bulk modulus

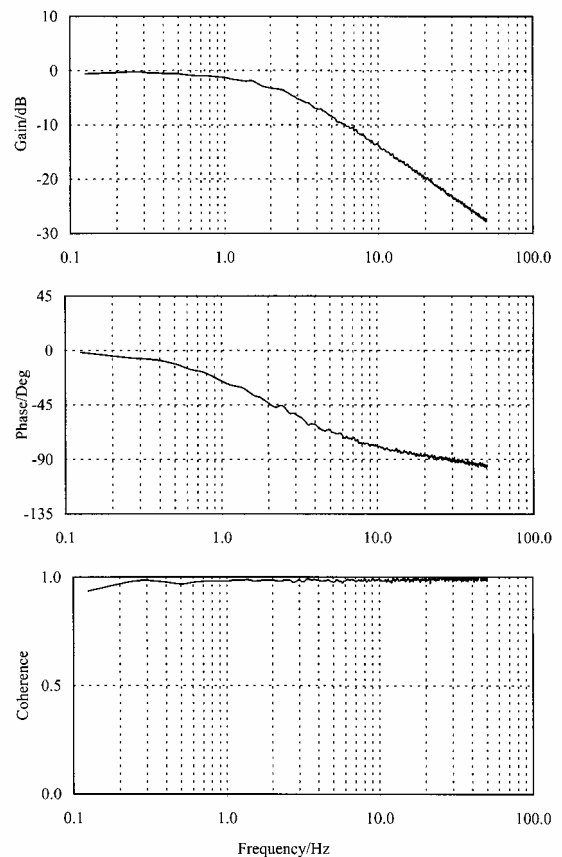
โดยใช้ dynamic test และ FFT

การทดสอบโดยการวัดผลตอบสนองของระบบในโดเมนความถี่ (frequency response test) ได้ถูกใช้ในการวิเคราะห์หาค่า β_e รูป 7 แสดงให้เห็นถึงการเตรียมการทดลอง สัญญาณแบบ pseudo random binary sequence (PRBS) สร้างขึ้นจาก Solartron signal processor [17] ได้ถูกใช้เป็นสัญญาณที่ใช้ในการกระตุ้น (excite) ระบบ bandwidth ของสัญญาณแบบ PRBS ถูกกำหนดไว้ที่ 0 - 100 Hz ซึ่งถือว่าเพียงพอสำหรับการกระตุ้นผลตอบสนองที่สนใจของระบบไฮดรอลิก โดยที่ตำแหน่งกึ่งกลางของกระบอกสูบถูกตั้งให้เป็นจุดอ้างอิงเริ่มต้น (initial condition)

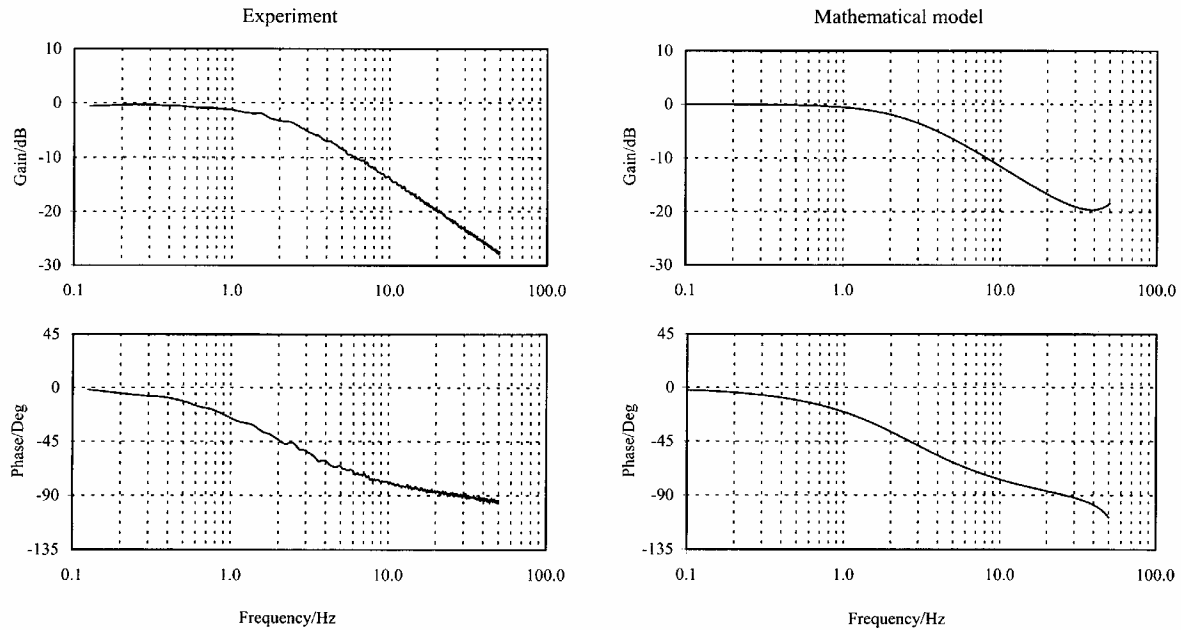
เครื่องประมวลสัญญาณ PL202 [18] ได้ถูกใช้ในการวัดและวิเคราะห์ผลตอบสนองของความถี่ โดยที่สัญญาณ input ของระบบจะต้องต่ออยู่กับ channel 1 และสัญญาณ output ของระบบจะต้องต่ออยู่กับ channel 2 ตามลำดับ ตัวอย่างของสัญญาณ input / output ได้แสดงไว้ในรูปที่ 8 ผลตอบสนองของความถี่พร้อมกับค่า coherence แสดงดังรูป 9 ค่า coherence แสดงให้เห็นถึงความน่าเชื่อถือของการวิเคราะห์ ข้อมูลของเครื่องประมวลสัญญาณ ค่าจะอยู่ระหว่าง 0 - 1 ซึ่งข้อมูลจะมีความน่าเชื่อถือได้ ค่า coherence ควรมีค่าที่มากกว่า 0.75 จากข้อมูลที่ได้จากการทดสอบ จะเห็นได้ว่าการวิเคราะห์ความถี่ มีความน่าเชื่อถือในช่วง 0.2 - 50 Hz ซึ่งปัจจัยที่มีผลอย่างมากก็คือสัญญาณรบกวน (noise) ในระบบนั่นเอง



รูป 8: Part of input and output signals used for frequency response analysis



รูป 9: Frequency response and coherence plots



รูป 10: Frequency response comparison between experiment and theoretical model

จากสมการแบบจำลอง (12) ค่าคงที่ต่างๆ ที่ตรวจสอบได้จากห้องปฏิบัติการได้ถูกนำมาใช้ ดังนี้

total mass $m = 280$ kg

actuator cross-sectional area for side 1 $A_1 = 1.96 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

actuator cross-sectional area for side 2 $A_2 = 0.94 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

actuator volume for side 1 $V_1 = 167 \times 10^{-6} \text{ m}^3$

actuator volume for side 2 $V_2 = 80 \times 10^{-6} \text{ m}^3$

servo valve linearised flow gain $k_i = 5.20 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} / \text{mA}$

LVDT gain $F_2 = 50.6 \text{ V/m}$

A/D gain $N = 1600 \text{ RefNo./V}$

D/A gain $G = 0.0125 \text{ mA/RefNo.}$

controller gain $F_1 = 1$

controller gain $R = 1$

compensator gain $P = 4.60$

actuator viscous damping rate $B_v = 500 \text{ N/ms}^{-1}$

cross-port leakage resistance $R_l = 2.45 \times 10^{11} \text{ N m}^{-2} / \text{m}^3 \text{ s}^{-1}$

supply pressure $P_S = 200 \text{ bar}$

ผลจากการ simulation ได้ถูกนำมาเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดสอบจริงดังรูป 10 โดยการ trial-and-error ค่า β_e ในแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ทำให้ทราบค่า bulk modulus ของระบบยกน้ำหนักคือ $\beta_e = 1.40 \times 10^9 \text{ N/m}^2$

3.3 ตรวจสอบค่า effective bulk modulus

ด้วยการคำนวณ

ค่าคงที่ที่ใช้ในการตรวจสอบ [12]

$$\beta_o = 1.6 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

(Shell Tellus 37 oil, ความดันและอุณหภูมิ โดยเฉลี่ย 100 bar 50 °C)

$$\beta_C = 1.0 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$$

(reinforce flexible hose แบบ double-wire-braid high pressure hose)

เมื่อแทนค่าลงในสมการ (5) พบว่า

$$\beta_e = 1.38 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

จะเห็นว่า β_e ที่คำนวณได้ มีความใกล้เคียงกันกับค่า β_e ที่วิเคราะห์ได้จากการทดสอบด้วย frequency response test

3.4 ตรวจสอบค่า effective bulk modulus

ด้วยการใช้ step responses

เพื่อเพิ่มความน่าเชื่อถือให้กับข้อมูลและวิธีการที่เสนอ ค่า β_e ที่วิเคราะห์ได้ถูกนำมาตรวจสอบอีกครั้ง โดยการใช้ step input และตรวจวัดในโดเมนของเวลา ตำแหน่งกึ่งกลางของลูกสูบถูกตั้งให้เป็นจุดอ้างอิงเท่ากับศูนย์ ดังนั้นสัญญาณ step input จึงถูกทดลองปรับเปลี่ยนทดลองให้อยู่ในระหว่าง -5 ถึง 5 mm, -10 ถึง 10 mm, -15 ถึง 15 mm สัญญาณจะถูกปรับจากค่าลบเป็นค่าบวก และจากค่าบวกเป็นค่าลบ เพื่อทำให้กันสูบเกิดการเคลื่อนตัวผ่านจุดกึ่งกลางของกระบอกสูบซึ่งเป็นจุดอ้างอิง การเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองและผลจากการ simulation ดังรูป 10-12 ซึ่งได้แสดงให้เห็นถึงความสอดคล้องของข้อมูลทั้งสองชุด

4. บทสรุป

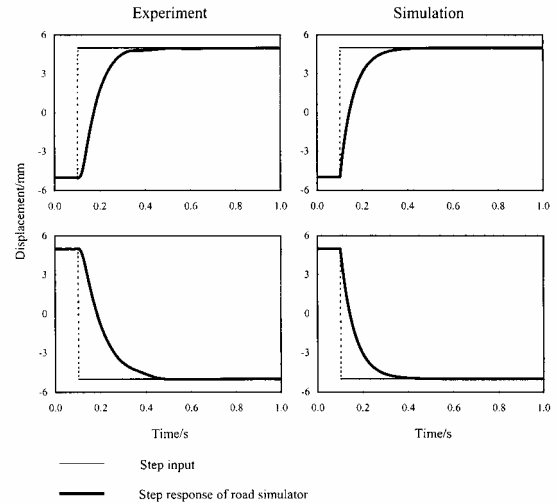
จากการตรวจสอบในห้องปฏิบัติการ และจากการวิเคราะห์ด้วย parallel law พบว่าการใช้ท่ออ่อน (flexible hose) ในระบบไฮดรอลิก ทำให้ค่า effective bulk modulus ของระบบโดยรวมมีการลดค่าลงไปมากกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับการใช้ท่อแบบ reinforce flexible hose (double-wire-braid high pressure hose) ถึง 85% นั่นคือการออกแบบในเชิง transient response ประเภทของท่อที่ใช้งานจะต้องมีการพิจารณาไว้ในขั้นตอนการออกแบบด้วย

ทฤษฎีการกระจายของคลื่น (wave propagation) เป็นทางเลือกหนึ่ง ที่สามารถใช้ในการวิเคราะห์หาค่า effective bulk modulus ของระบบซึ่งเกิดจากผลรวมกันระหว่างน้ำมันไฮดรอลิกและ ท่อน้ำมันได้ดี แต่วิธีการนี้จำเป็นต้องใช้เครื่องมือวัดอัตราการไหล ความดัน ที่มีคุณภาพดี และระบบ data acquisition system ที่มี sampling rate สูง นอกจากนี้แล้วยังต้องการระบบท่อ ที่มีความยาวมากๆ เพื่อให้ได้ delay time ที่เพียงพอมาใช้ในการคำนวณ

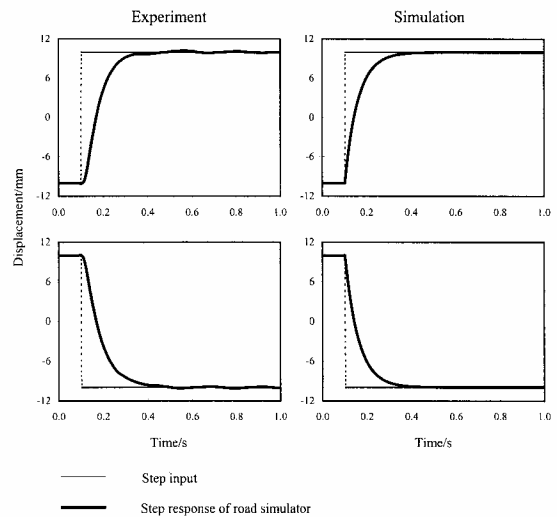
ข้อดีของการใช้เทคนิค FFT ทำให้การเปรียบเทียบในเชิงกว้างทำได้ง่าย และครอบคลุมทั้งสภาวะ transient และ steady state อีกทั้งยังเหมาะสมอีกด้วยสำหรับระบบที่มีการออกแบบไว้แล้ว (existing system) อย่างไรก็ตาม ข้อจำกัดของวิธีการนี้ก็คือจำเป็นต้องมีแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ และต้องระมัดระวังในเรื่องของสัญญาณรบกวน (noise) จากการตรวจวัด จากผลการวิเคราะห์พบว่าค่า effective bulk modulus และแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มีความถูกต้องอยู่ในช่วงความถี่ 0.2 - 50 Hz

กิตติกรรมประกาศ

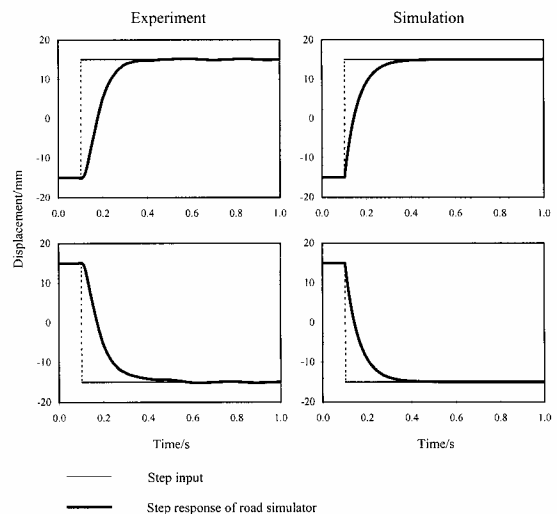
ขอขอบคุณบริษัท Festo Thailand Co., Ltd. ที่เอื้อเฟื้ออุปกรณ์ Two-channel proportional amplifier เพื่อใช้ในการงานวิจัยนี้



รูป 11: Step responses between -5 and +5mm



รูป 12: Step responses between -10 and +10mm



รูป 13: Step responses between -15 and +15mm

เอกสารอ้างอิง

- [1] Watton J. and Al-Baldawi R A H "Performance optimization of an electrohydraulic position control system with load-dependent supply pressure", Proc Instn Mech Engrs, 1991, Vol. 205, pp. 175-189
- [2] Stoten DP "Implementation of minimal control synthesis on a servo-hydraulic testing machine" , Proc Instn Mech Engrs, 1992, Vol. 206, pp. 189-194
- [3] Plummer AR and Vaughan N D, "Robust adaptive control for hydraulic servosystems", Journal of Dynamics, Measurement, and Control", June 1996, Vol.118, pp. 237-244
- [4] Edge KA, "An adaptively controlled electrohydraulic servo-mechanism Part 1 : adaptive controller design", Proc Instn Mech Engrs, 1987, Vol. 201 No. B3, pp. 175-189
- [5] Margolis DL. and Hennings C., "Stability of hydraulic motion control system", Journal of Dynamics, Measurement, and Control", December 1997, Vol.119, pp. 605-613
- [6] Bobrow JE. and Lum K. "Adaptive, high bandwidth control of a hydraulic actuator", Journal of Dynamics, Measurement, and Control", December 1996, Vol.118, pp. 714-720
- [7] Lee JG. and Kim OH. "Development of a new hydraulic servo cylinder with mechanical feedback, Control Engineering Practice 7, 1999, pp. 327-334
- [8] Plummer AR. "Feedback linearization for acceleration control of electrohydraulic actuators", Proc Instn Mech Engrs, 1997, Vol. 211 Part 1, pp. 395-406
- [9] Watton J and Hawkley C.J. "An approach for the synthesis of oil hydraulic transmission line dynamics utilizing in situ measurements", Proc Instn Mech Engrs, 1996, Vol. 210, pp. 77-93
- [10] Watton J "Modeling of eletrohydraulic systems with transmission lines using modal approximations", Proc Instn Mech Engrs, 1988 No. B3, Vol. 202, pp. 153-163
- [11] Watton J. and Tadmori MJ. "A comparison of techniques for the analysis of transmission line dynamics in electrolhydraulic control system", Appl. Math. Modeling, October 1988, Vol 12, pp.457-466
- [12] Watton J. "Fluid power systems: Modeling, simulation, analog and microcomputer control", 1989, Prentice Hall
- [13] LabView, National Instruments, July 2000 Edition
- [14] MATLAB user's guide. The MathWorks, Inc., 2002.
- [15] Surawattanawan P. "Modeling and Control of an Electrohydraulic Active Suspension", 12th International Pacific Conference on Automotive Engineering, Bangkok, Thailand, 2003
- [16] LVDT displacement transducer data sheet. RDP Electronics Limited, Grove Street, Heath Town, Wolverhampton, West Midlands, WV10 0PY UK, 1994.
- [17] Operating manual of 1200 signal processor. Solartron Instrumentation Group, Victoria Road, Farnborough, Hampshire, GU14 7PW, England, UK, April 1983.
- [18] Operating manual of PL202 real-time FFT analyser. Diagnostic Instruments Limited, 2 Michaelson Square, Kirkton Campus, Livingston, EH54 7DP, Scotland, UK, August 1996.