

รหัสโครงการ SUT7-707-48-12-70



รายงานการวิจัย

**การออกแบบอุปกรณ์ซับการสั่นของชิลเลอร์ในระบบทำความเย็น  
(Design of Vibration Absorber for Chiller in Cooling System)**

ได้รับทุนอุดหนุนการวิจัยจาก  
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ผลงานวิจัยเป็นความรับผิดชอบของหัวหน้าโครงการวิจัยแต่เพียงผู้เดียว



## รายงานการวิจัย

การออกแบบอุปกรณ์ช้บการสั่นของซิลเลอร์ในระบบทำความเย็น  
(Design of Vibration Absorber for Chiller in Cooling System)

คณะผู้วิจัย

หัวหน้าโครงการ

จิระพล ศรีเสวีสุผล

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ได้รับทุนอุดหนุนการวิจัยจากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ปีงบประมาณ พ.ศ. 2548

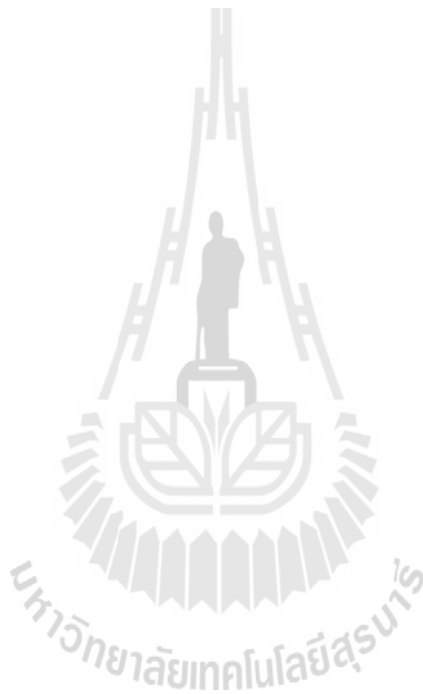
ผลงานวิจัยเป็นความรับผิดชอบของหัวหน้าโครงการวิจัยแต่เพียงผู้เดียว

กันยายน 2551



## กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารีที่ได้ให้การสนับสนุนทุนวิจัยสำหรับโครงการนี้  
คณาจารย์ในสาขาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ และ ครอบครัวที่คอยให้  
คำแนะนำ และกำลังใจในการทำงานวิจัย



## บทคัดย่อ

ในงานทางด้านวิศวกรรมนั้น การสั่นทางกลถือว่าเป็นปัญหาที่สำคัญของการออกแบบเครื่องจักรกล และการซ่อมบำรุง สำหรับระบบที่ไม่ต้องการให้มีการสั่นสะเทือนเกิดขึ้น เช่น การสั่นโครงสร้างของสะพาน อาคารหรือในเครื่องยนต์ การสั่นที่ไม่พึงประสงค์นี้เองที่ทำให้เกิดปัญหาต่าง ๆ ตามมา เช่น การสั่นที่รบกวนสิ่งแวดล้อม เกิดเสียงรบกวน เกิดความล้าในวัสดุของโครงสร้าง ฯลฯ ดังนั้นวิธีการลด ควบคุมหรือป้องกันการสั่นสะเทือนเหล่านี้ ซึ่งสามารถทำได้ 2 วิธีคือ 1. การกำจัดการสั่นตั้งแต่ขั้นตอนการออกแบบ โดยให้เครื่องจักรมีความสมดุล เรียกว่า การถ่วงดุล (Balancing) ซึ่งการทำถ่วงดุลให้สมบูรณ์นั้น เป็นวิธีที่ทำได้ยาก สิ้นเปลืองและเสียเวลาในการดูแลรักษา สำหรับวิธีที่สองคือ การควบคุมการสั่น

สำหรับระบบทำความเย็นขนาดใหญ่ นั้น จะเห็นว่า ได้มีการติดตั้งไว้ตามตัวอาคารทั้งนอกและใน โดยอาจติดตั้งไว้บนพื้นหรือโดยเฉพาะการติดตั้งไว้บนอาคาร เนื่องจากเป็นระบบทำความเย็นขนาดใหญ่ อุปกรณ์ต่าง ๆ ที่เป็นองค์ประกอบของระบบจึงมีขนาดใหญ่ ดังนั้นการสั่นที่เกิดขึ้นตลอดเวลาจะทำให้เกิดเสียงรบกวนและเกิดแรงพลวัตกระทำตลอดเป็นเวลานาน ซึ่งจะมีผลกระทบและเป็นอันตรายต่อโครงสร้าง จึงได้มีแนวคิดในการควบคุมและลดการสั่นในอุปกรณ์เหล่านี้

วิธีในการควบคุมการสั่นสะเทือนของระบบวิธีหนึ่งคือ การติดตั้งตัวดูดซับการสั่น (Vibration Absorber) เพิ่มเติมเข้าไปในระบบเพื่อที่จะลดขนาดของการสั่นที่เกิดขึ้น ซึ่งโดยทั่วไปค่าความแข็งสปริงของตัวดูดซับการสั่นจะถูกปรับค่าให้มีความถี่ธรรมชาติเท่ากับค่าความถี่ของแรงฮาร์โมนิกส์ที่กระทำต่อระบบ แต่ระบบส่วนใหญ่ในอุตสาหกรรมเราพบว่า แรงฮาร์โมนิกส์ที่กระทำต่อระบบนั้นมีหลายขนาด (Amplitude) และหลายความถี่ที่แตกต่างกัน ดังนั้นการปรับแต่งค่าความแข็งสปริงของตัวดูดซับการสั่นให้มีความถี่ธรรมชาติที่เหมาะสมที่สุดจึงมีความสามารถจำกัดในการลดขนาดการสั่นของระบบ บทความวิจัยนี้ได้ศึกษาวิธีการปรับแต่งค่าความแข็งสปริงของตัวดูดซับการสั่นแบบคานมวลคู่ (Dual Mass Cantilever) ให้มีค่าที่เหมาะสม และมีประสิทธิภาพดีที่สุดต่อการลดขนาดการสั่นที่เกิดขึ้นของคาน โดยการประยุกต์ใช้วิธีแบบปรับความถี่ดูดซับ (Tuned Absorption Frequency) และการควบคุมแบบปรับตัว (Adaptive Control)

คำสำคัญ: การสั่นทางกล, ทฤษฎีการควบคุม และระบบปรับตัวได้

## Abstract

In engineering, the mechanical vibration is considered a major problem in machine design and maintenance condition. For systems that don't want the vibration caused by vibration of structures such as bridges, building and engine. Vibration is occurred problems that disturb with the environment and fatigue of the material structure, etc. So how to reduce, control or prevent these vibrations. This can be approved two ways: The first method is to eliminate of the vibration from the design process by providing a well-balanced machine. The second method is to control vibration. The large air-refrigeration systems were installed outside the building may be installed on the ground or on building. Therefore, the vibration occurs creating the noise and the force all the time that constantly affect and destroy the structure. The one of the most common methods for the vibration control is the use of the vibration absorber for suppressing the amplitude of vibration. Normally, the stiffness of the vibration absorber is adjusted to have the natural frequency equal to the frequency of harmonic force that acts on the system. However, it is found in most systems in industry that such a harmonic force has many different magnitudes and frequencies. Therefore, the stiffness adjustment of absorber to the optimized natural frequency has a limit to suppress the vibration of system. This paper studies the method for adjusting the absorber stiffness of the type of dual mass cantilever to have the optimized value and to be most efficient for suppressing the beam vibration by using the tuned absorption frequency and adaptive control.

Keywords Mechanical vibration, Control theory and Adaptive system



## สารบัญ

	หน้า
กิตติกรรมประกาศ .....	ก
บทคัดย่อภาษาไทย .....	ข
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ .....	ค
สารบัญ .....	ง
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหาการวิจัย .....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย .....	2
1.3 ขอบเขตของการวิจัย .....	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ .....	2
บทที่ 2 วิธีดำเนินการวิจัย	
2.1 ตัวคูณจัดการสันสะเทือนแบบไร้ความหน่วง.....	5
2.2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบ.....	7
2.3 อัลกอริทึมที่ใช้ปรับค่าความแข็งแกร่ง.....	11
บทที่ 3 ผลการวิจัย	
3.1 ผลการทดลอง.....	20
บทที่ 4 สรุปและข้อเสนอแนะ	
4.1 สรุป .....	34
4.2 ข้อเสนอแนะ.....	34
บรรณานุกรม .....	35
ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก ผลผลิตจากงานวิจัย.....	ก-1
ภาคผนวก ข ประวัติผู้วิจัย.....	ก-2

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหาการวิจัย

ปัจจุบันความรู้เกี่ยวกับการสั่นสะเทือนถือได้ว่ามีพอสมควร ในงานทางด้านวิศวกรรมนั้นมีทั้งระบบที่ต้องการการการสั่นสะเทือน เช่น เครื่องเขย่า (Shaker) หรือการทำความร้อนโดยการสั่นด้วยความถี่สูง และระบบที่ไม่ต้องการให้มีการสั่นสะเทือนเกิดขึ้น เช่น เกิดในโครงสร้างของสะพาน อาคารหรือในเครื่องยนต์ สำหรับในกรณีระบบที่มีชิ้นส่วนที่เคลื่อนที่จะต้องมีการสั่นเกิดขึ้นเสมอไม่ว่าระบบนั้นจะถูกออกแบบมาดีเพียงใดก็ตาม และการสั่นที่ไม่พึงประสงค์นี้เองที่ทำให้เกิดปัญหาต่าง ๆ ตามมา เช่น การสั่นที่รบกวนสิ่งแวดล้อม เกิดเสียงรบกวน เกิดความล้าในวัสดุของโครงสร้าง ฯลฯ ดังนั้นจึงมีการคิดหาวิธีการต่าง ๆ ในการลด ควบคุมหรือป้องกันการสั่นสะเทือนเหล่านี้ ซึ่งสามารถทำได้ 2 วิธีคือ 1. การกำจัดการสั่นตั้งแต่ขั้นตอนการออกแบบ คือ ออกแบบให้ระบบหรือเครื่องจักรมีความสมดุล เรียกว่า การถ่วงดุล (Balancing) ซึ่งการทำ การถ่วงดุลให้สมบูรณ์นั้น เป็นวิธีที่ทำได้ยาก สิ้นเปลืองและเสียเวลาในการดูแลรักษา สำหรับวิธีที่สองคือ การควบคุมการสั่น

สำหรับระบบทำความเย็นขนาดใหญ่ นั้น จะเห็นว่า ได้มีการติดตั้งไว้ตามตัวอาคารทั้งนอกและใน โดยอาจติดตั้งไว้บนพื้นหรือโดยเฉพาะการติดตั้งไว้บนอาคาร เนื่องจากเป็นระบบทำความเย็นขนาดใหญ่ อุปกรณ์ต่าง ๆ ที่เป็นองค์ประกอบของระบบจึงมีขนาดใหญ่ ดังนั้นการสั่นที่เกิดขึ้นตลอดเวลาจะทำให้เกิดเสียงรบกวนและเกิดแรงพลวัตกระทำตลอดเป็นเวลานาน ซึ่งจะมีผลกระทบและเป็นอันตรายต่อโครงสร้าง จึงได้มีแนวคิดในการควบคุมและลดการสั่นในอุปกรณ์เหล่านี้

ในการควบคุมการสั่นนั้น หลัก ๆ เราทำได้ดังนี้คือ ควบคุมความถี่ธรรมชาติของระบบ เพิ่มตัวหน่วง ติดตั้งฉนวนการสั่น และติดตั้งอุปกรณ์ซับการสั่น (Absorber) สามวิธีแรกที่กล่าวมาจะเป็นวิธีที่เน้นไปทางการปรับปรุงหรือเปลี่ยนแปลงที่ระบบ หรือกระทำตั้งแต่ขั้นตอนการออกแบบ ส่วนการติดตั้งอุปกรณ์ซับการสั่นนั้น ถือเป็นการแก้ปัญหาที่เกิดขึ้นในภายหลังที่ตีความเหมาะสมวิธีหนึ่ง สำหรับระบบที่มีช่วงความถี่ในการทำงานกว้าง การใช้อุปกรณ์ซับการสั่นนั้นดูจะไม่เพียงพอในการตอบสนองต่อทุกความถี่ที่เกิดการสั่นจึงได้มีการคิดค้นอุปกรณ์ซับการสั่นที่สามารถปรับค่าได้ให้เหมาะสมกับความถี่ในการสั่นของระบบที่เปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลา เพื่อให้การควบคุมการสั่นได้ผลมากที่สุด

## 1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการวิจัย

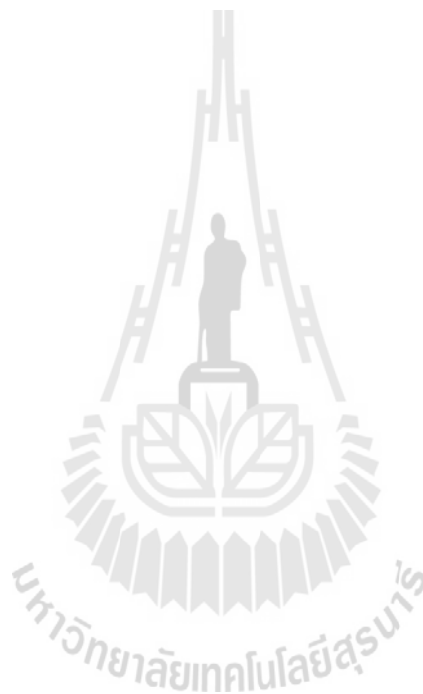
เพื่อศึกษาและออกแบบอุปกรณ์จัดการสั่นชนิดปรับค่าได้ สำหรับใช้กับ โครงสร้างระนาบที่มีการสั่นสะเทือน

## 1.3 ขอบเขตของการวิจัย

การออกแบบอุปกรณ์จัดการสั่นเพื่อลดการสั่นที่เกิดขึ้นของซีลเลอร์ในระบบทำความเย็น

## 1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

วิธีการและแนวคิดใหม่ ๆ ในการควบคุมการสั่น. ให้ได้ช่วงการตอบสนองต่อความถี่ได้หลายค่า ซึ่งมีประโยชน์ในด้านวิศวกรรมศาสตร์ และภาคอุตสาหกรรม





## บทที่ 2

### วิธีดำเนินการวิจัย

ในโครงสร้างหลักเมื่อมีการสั่นสะเทือนเกิดขึ้น ถ้าหากเราทำการติดตั้งอุปกรณ์ซับการสั่น อุปกรณ์ซับการสั่นจะดูดกลืนการสั่นไปและจะสั่นแทนอุปกรณ์หรือโครงสร้างหลัก ทำให้อุปกรณ์หรือโครงสร้างหลักหยุดสั่นหรือสั่นน้อยลง การที่จะเกิดการซับการสั่นจากโครงสร้างหลักไปได้นั้น จะต้องติดตั้งอุปกรณ์ซับการสั่นที่มีความถี่ธรรมชาติที่เหมาะสมเข้ากับอุปกรณ์หรือโครงสร้างหลัก กล่าวคือ ถ้าอุปกรณ์ซับการสั่นมีความถี่ธรรมชาติที่เหมาะสม จะทำให้การสั่นของอุปกรณ์หรือโครงสร้างหลักลดลง การสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นในระบบ มีผลต่ออายุการใช้งาน ความแข็งแรง คงทนของเครื่องจักรและฐานราก นอกจากนี้ยังมีผลเสียต่อคนที่อยู่ในบริเวณนั้นอีกด้วย สำหรับการควบคุมการสั่นด้วยการใช้ตัวดูดซับการสั่น เป็นอีกวิธีหนึ่งที่น่าสนใจในปัจจุบัน โดยทั่วไปตัวดูดซับการสั่นจะประกอบไปด้วย มวล – สปริง และอาจจะมีตัวหน่วงประกอบร่วมอยู่ด้วย เมื่อนำตัวดูดซับการสั่นนี้ติดตั้งเข้ากับระบบหลัก (Primary System) ซึ่งอาจจะเป็นเครื่องจักร เครื่องยนต์ หรือโครงสร้างที่มีการสั่นสะเทือน ในการออกแบบตัวดูดซับการสั่น โดยทั่วไปจะออกแบบให้ ความถี่ธรรมชาติของตัวดูดซับ (Natural Frequency of Absorbers,  $\omega_a$ ) หรือความถี่ดูดซับ (Absorption Frequency) เท่ากับความถี่ธรรมชาติของระบบหลัก ( $\omega_n$ ) เพื่อป้องกันการสั่นพ้อง (Resonance) ที่อาจจะเกิดขึ้น เนื่องจากความถี่ของแรงที่กระทำ (Exciting Frequency,  $\omega_f$ ) ตรงกับความถี่ธรรมชาติของระบบหลัก ซึ่งเมื่อติดตั้งตัวดูดซับการสั่นแล้ว ความถี่ของการสั่นพ้อง (Resonance Frequency) การสั่นของระบบหลักจะเท่ากับศูนย์ กล่าวคือ ความถี่นี้ตัวดูดซับการสั่นจะมีประสิทธิภาพสูงที่สุด และจะลดลงเมื่อความถี่ของภาระที่กระทำมีการเปลี่ยนแปลงไป จึงได้มีการประดิษฐ์ตัวดูดซับการสั่นที่สามารถปรับเปลี่ยนค่าความถี่ดูดซับได้ โดยการปรับค่าความหน่วงมวล หรือความแข็งสปริง เพื่อให้สอดคล้องกับความถี่ที่เปลี่ยนไป อย่างไรก็ตามในระบบทางกลจะมีแรงที่มากกระทำแบบฮาร์โมนิกส์เกิดขึ้น ซึ่งขนาดและความถี่ของแรงดังกล่าวมักจะไม่คงที่ และมีขนาดของแรงที่มีหลายๆความถี่ผสมกันอยู่ ดังนั้นการปรับค่าความถี่ดูดซับ ( $\omega_a$ ) จึงไม่มีประสิทธิภาพที่ดีพอเพียงพอต่อการลดขนาดการสั่นแบบฮาร์โมนิกส์ที่เกิดขึ้นได้

อุปกรณ์ซับการสั่นทางพลวัต (Dynamic Vibration Absorber, DVA) ถูกคิดค้นขึ้นครั้งแรกเมื่อปี 1909 โดยเป็นระบบตายตัวประกอบด้วย มวล-สปริง-ตัวหน่วง (Mass-Spring-Damper) ซึ่ง Den Hartog [1] ได้นำเสนอหลักการลดค่าขนาดที่มากที่สุดในการตอบสนองของระบบหลัก โดยใช้ อุปกรณ์ซับการสั่นทางพลวัตแบบมีตัวหน่วง Hunt [2] ได้เสนอการนำวิธีการของอุปกรณ์ซับการสั่นทางพลวัตแบบปรับค่าได้ (ADVA) มาประยุกต์ใช้กับเฮลิคอปเตอร์ โดยพัฒนาระบบไฮดรอลิกของใบพัดหลัก (rotor) ขึ้นมาใหม่ และติดตั้งอุปกรณ์ตรวจจับและป้อนกลับสัญญาณ 2 ชุด ที่

ใบพัดหลักและลำตัวของเฮลิคอปเตอร์ ซึ่งสัญญาณทั้งสองชุดจะถูกนำไปขยายและควบคุมเซอร์โวลวาล์วเพื่อควบคุมไฮดรอลิก ระหว่างใบพัดหลักและลำตัวของเฮลิคอปเตอร์ Lamancusa [3] ได้ทำการทดลองวิธีการขับการสั่นแบบ Adaptive-Passive กับงานทางด้านเสียงรบกวนจากเครื่องยนต์ ซึ่งในช่วงการตอบสนองแบบๆ บางช่วงจะมีการสั่นรบกวนขึ้น ปรากฏว่าวิธีนี้สามารถทำงานได้ดีสำหรับตัวอย่างการประยุกต์ใช้อุปกรณ์ขับการสั่นแบบปรับตัวได้ Franchek, Ryan และ Bernhard[4] ทำการควบคุมการสั่นสะเทือนของแบบจำลองอาคาร 4 ชั้นที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับการสั่นแบบปรับตัวไว้ชั้นบนสุด และกระตุ้นให้เกิดการสั่นที่ฐานด้วยช่วงความถี่ 6.1-7.4 Hz โดยใช้เกณฑ์การปรับค่าความถี่จุดขับให้เท่ากับความถี่ของแรง ซึ่งจากการทดลองพบว่าการใช้อุปกรณ์ขับการสั่นแบบปรับตัวสามารถลดการสั่นได้ 24 dB ต่อมาในปี 1997 คณะวิจัยของ Buhr, Franchek และ Bernhard[5] ได้ทำการพัฒนาวิธีการควบคุมการสั่นของระบบที่ไม่สามารถติดตั้งตัวจุดขับและตัวตรวจวัด ณ ตำแหน่งที่ต้องการควบคุมได้ โดยใช้แบบจำลองเดิม คือแบบจำลองอาคาร 4 ชั้น ที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับการสั่นไว้ชั้นบนสุด ซึ่งต้องการควบคุมการสั่นในชั้นที่ 2 และ 3 โดยตัวควบคุมการสั่นจะใช้ความต่างของมุมเฟสที่ได้จากการถอดสัญญาณมอดูเลท(Modulate)มาร่วมใช้ในการประมวลผล ซึ่งผลที่ได้คือ เมื่อฐานถูกกระตุ้นด้วยความถี่ 6 Hz อุปกรณ์ขับการสั่น สามารถขับการสั่นได้ 19.4 dB และ 24.3 dB ในชั้นที่ 2 และชั้นที่ 3 ตามลำดับ Carneal, Charette และ Fuller [8] ได้ศึกษาการเพิ่ม-ลด การแผ่กระจายของสนามเสียงจากแผ่นระนาบ โดยใช้ตัวขับการสั่นแบบปรับตัว โดยอาศัยการปรับค่าความแข็งสปริง ซึ่งควบคุมด้วยเกณฑ์วิธีควบคุม 2 แบบ เพื่อให้สนองตอบต่อการสั่นของแผ่นระนาบและควบคุมการเพิ่ม-ลดการแผ่กระจายของสนามเสียง ซึ่งเมื่อกระตุ้นระบบด้วยความถี่ 156 Hz จะเพิ่มกำลังการแผ่กระจายของสนามเสียงเฉลี่ยได้ 12 dB และสามารถลดได้ 16.5 dB ส่วนระบบที่ถูกกระตุ้นด้วยความถี่ 256 Hz จะสามารถเพิ่มกำลังเสียงเฉลี่ยได้ 4.9 dB และลดได้ 25.1 dB

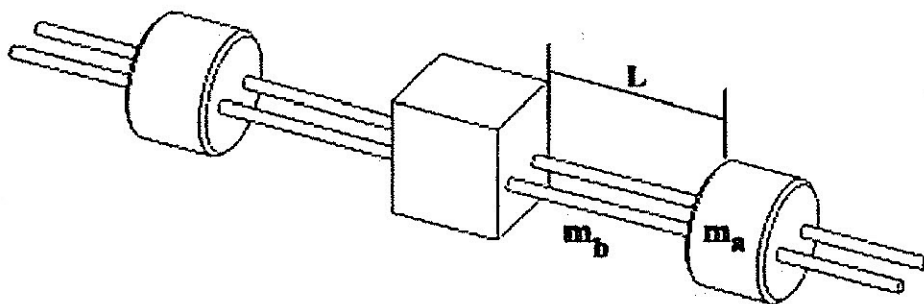
Christopher [9] ได้ศึกษาเปรียบเทียบอุปกรณ์ขับการสั่นสองแบบ คือ แบบสปริงอากาศ (Enclosed Air) และแบบคานมวลคู่ ซึ่งอุปกรณ์ขับการสั่นทั้งสองแบบจะปรับค่าความถี่ธรรมชาติของอุปกรณ์ให้เท่ากับความถี่ของแรง โดยปรับความแข็งเกร็งของตัวอุปกรณ์ และทำการทดสอบ ADVA ทั้งสองแบบกับคาน ผลการศึกษาของ Christopher คือ อุปกรณ์ขับการสั่นแบบสปริงอากาศสามารถลดการสั่นลงได้ 10 dB โดยสามารถทำงานได้ในช่วงความถี่ 47-60 Hz และมีความถี่รีโซแนนซ์ ที่ 53 Hz ส่วนประสิทธิภาพขึ้นอยู่กับชนิดของแผ่นไดอะแฟรมที่ใช้ทำปริมาตรปิดของอุปกรณ์ ส่วนอุปกรณ์ขับการสั่นแบบคานมวลคู่ นั้น มีความยืดหยุ่นและประสิทธิภาพในการใช้งานสูงกว่า โดยที่ระบบมีความถี่รีโซแนนซ์เดิมที่ 77 Hz และมีความสามารถทำงานได้ในช่วงความถี่ 47-95 Hz มีประสิทธิภาพในการขับการสั่น ได้สูงสุด 50 dB นอกจากนี้เสถียรภาพของระบบยังเชื่อถือได้ Simon [6],[7] ได้ทำการศึกษาต่อจาก Christopher โดยใช้อุปกรณ์ขับการสั่นแบบเดียวกันคือ คานมวลคู่ควบคุมการสั่นของแผ่นเหล็กระนาบสี่เหลี่ยม คาน และหม้อแปลงไฟฟ้าขนาดใหญ่ โดย

มุ่งเน้นศึกษาไปที่ การตอบสนองของอุปกรณ์ขับเคลื่อนที่โหมดการสั่น (Mode Shape) ต่างๆ ผลจากการศึกษาพบว่า การตอบสนองของอุปกรณ์สามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพในทุกโหมดการสั่น และตอบสนองได้ดีทุกตัวอย่างการทดสอบ นอกจากนี้ยังมีช่วงการทำงานกว้าง

แม้ว่าการตอบสนองของอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบคานมวลคู่ จะมีข้อดีและจุดเด่นอยู่มาก แต่ในการศึกษาของ Christopher และ Simon ต่างก็พบว่าเงื่อนไขสำคัญที่ทำให้อุปกรณ์ขับเคลื่อนทั้งแบบ สปริงอากาศ และแบบคานมวลคู่จะมีประสิทธิภาพในการทำงานก็คือเมื่อ ความถี่ของแรงที่กระทำกับระบบนั้นจะต้องมีเพียงความถี่เดียว ซึ่งในความเป็นจริงแล้วระบบที่มีการสั่นสะเทือนจะมีขนาดและความถี่ที่ซับซ้อนอีกทั้งยังมีขนาดและความถี่มากกว่าหนึ่งค่า บทความวิจัยนี้ได้ศึกษาและวิเคราะห์วิธีแบบปรับความถี่ซับซ้อน และการควบคุมแบบปรับตัวได้ สำหรับการปรับแต่งค่าความแข็งสปริงของตัวขับเคลื่อนแบบคานมวลคู่ให้มีค่าที่เหมาะสม และมีประสิทธิภาพดีที่สุดต่อการลดขนาดการสั่นที่เกิดขึ้นของคาน และสามารถทำงานได้อัตโนมัติ โดยการประยุกต์ใช้โปรแกรม LabVIEW version 8.0 และ MATLAB version 7.0 ในการตรวจวัดการสั่นและปรับค่าความแข็งสปริงของตัวขับเคลื่อน

## 2.1 ตัวขับเคลื่อนสั่นสะเทือนแบบไร้ความหน่วง

ในงานวิจัยนี้ใช้ตัวขับเคลื่อนชนิดไร้ความหน่วงแบบคานมวลคู่ เนื่องจากสร้างได้ง่าย มีราคาถูก และสามารถปรับแต่งค่าความแข็งสปริงของตัวขับเคลื่อนได้ โดยมีมอเตอร์เป็นตัวขับเคลื่อนที่มีเกลียวในการเปลี่ยนตำแหน่งมวลคู่ขับเคลื่อน ซึ่งลักษณะของตัวขับเคลื่อนนี้ จะมีมวลขับเคลื่อนอยู่ที่ปลายของเพลาคู่ทั้ง 2 ด้าน ดังแสดงในรูปที่ 2.1 ซึ่งการปรับระยะการเคลื่อนที่ ( $L$ ) ของมวลขับเคลื่อนที่ปลายทั้งสอง จะทำให้ค่าความแข็งสปริงเปลี่ยนไป เป็นผลให้ความถี่ธรรมชาติหรือความถี่คู่ขับเคลื่อนของตัวขับเคลื่อนเปลี่ยนแปลงตามไปด้วย



รูปที่ 2.1 ลักษณะของตัวขับเคลื่อนแบบคานมวลคู่



เกณฑ์สำคัญในการออกแบบตัวดูดซับการสั่นคือ ความถี่ดูดซับของตัวดูดซับการสั่น( $\omega_a$ ) เท่ากับความถี่ของแรง( $\omega_f$ ) โดยความถี่ดูดซับของตัวดูดซับการสั่นมีความสัมพันธ์กับค่าความแข็งสปริงคือ

$$\omega_a^2 \propto \frac{k_a}{m} \quad (2.1)$$

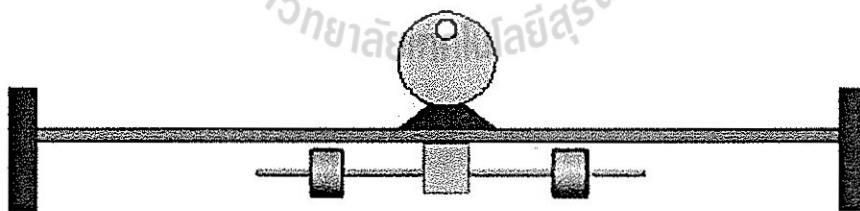
โดยที่  $k_a$  - ค่าความแข็งสปริงของตัวดูดซับการสั่นและ  $m$  - มวลตัวดูดซับการสั่น ความถี่ดูดซับของตัวดูดซับการสั่น โดยวิธีการประมาณของDunkerley สามารถหาได้จากสมการ

$$\omega_a = \sqrt{\frac{k_a}{m}} = \sqrt{\frac{76.2EI}{(3m_b + 25.4m_a)L^3}} \quad (2.2)$$

ดังนั้น 
$$k_a = \frac{76.2EI}{L^3} \quad (2.3)$$

โดยที่  $E$  - โมดูลัสความยืดหยุ่น,  $I$  - โมเมนต์ความเฉื่อยพื้นที่หน้าตัดของเพลลา,  $L$  - ระยะห่างระหว่างมวลดูดซับการสั่นถึงตัวดูดซับการสั่น,  $m_b$  - มวลของเพลลาและ  $m_a$  - มวลตัวดูดซับการสั่น

ระบบที่ใช้ทดสอบในงานวิจัยนี้ ระบบหลักจะเป็นคานตรงหน้าตัดสี่เหลี่ยม ขนาดกว้าง 25 mm หนา 13 mm และมีความยาว 840 mm โดยมีตัวกำเนิดการสั่นเป็นจานกลมเจาะรูเยื้องศูนย์กลางต่อเข้ากับเพลลามอเตอร์ติดตั้งอยู่ที่กึ่งกลางคาน ทำให้เกิดแรงฮาร์โมนิกส์เนื่องจากการหมุนที่ไม่สมดุลที่แปรผันตามความเร็วรอบของมอเตอร์ คือ  $F(t) = 0.0002581\omega^2 \sin(\omega t)$  โดยมีการทำงานอยู่ที่ความถี่( $\omega$ ) 21.91-62.83 rad/sec และติดตั้งตัวดูดซับการสั่นไว้ด้านล่างคานที่ตำแหน่งกึ่งกลางเช่นกัน ดังแสดงในรูปที่ 2.2

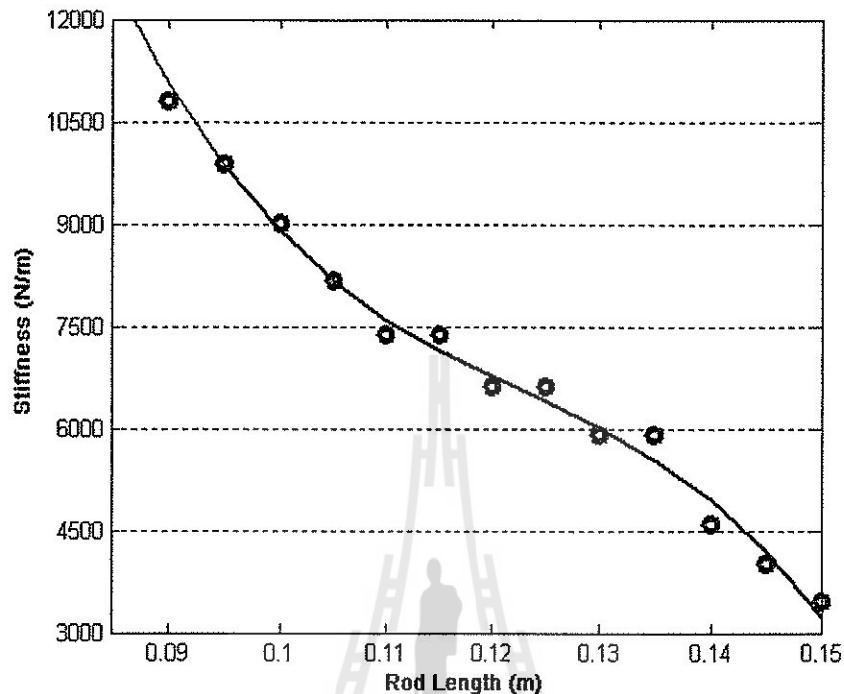


รูปที่ 2.2 ระบบที่ใช้ทดสอบในงานวิจัย

การทดลองหาความสัมพันธ์ของตำแหน่งมวลดูดซับการสั่น ( $L$ ) และความถี่ที่ตัวดูดซับการสั่นที่มีประสิทธิภาพในการดูดซับการสั่นมากที่สุด ซึ่งเราสามารถพิจารณาความสัมพันธ์ของตำแหน่งมวลดูดซับการสั่น ( $L$ ) กับค่าความแข็งสปริง ในช่วงระยะ 0.085-0.15 m หรือเท่ากับช่วงความแข็ง

สปริง 3327-11320 N/m ดังแสดงในรูปที่ 2.3 และมีสมการความสัมพันธ์ (Root mean square Error = 214.694 N/m) ดังนี้

$$k_a = -6.4356 \times 10^7 L^3 + 2.36 \times 10^7 L^2 - 2.957 \times 10^6 L + 1.3298 \times 10^5 \quad (2.4)$$



รูปที่ 2.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความแข็งสปริงกับระยะ L

## 2.2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบ

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบที่อยู่ภายใต้แรงกระทำซึ่งติดตั้งตัวดูดซับการสั่นเข้ากับระบบ ดังแสดงในรูปที่ 2.4 โดยที่มวล, ค่าความแข็งของสปริง, ตัวหน่วง และการขจัดของระบบหลัก คือ  $M, k, c$  และ  $X$  ตามลำดับ ส่วน  $m, k_a, X_a$  คือ มวล, ค่าความแข็งของสปริง และการขจัดของตัวดูดซับการสั่น ระบบที่อยู่ภายใต้การกระทำของแรงฮาร์โมนิกส์  $F(t)$  เราสามารถเขียนสมการการเคลื่อนที่ของระบบในรูปสมการสถานะ คือ

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k+k_a}{M} & -\frac{c}{M} & \frac{k_a}{M} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_a}{m} & 0 & -\frac{k_a}{m} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ M \\ 0 \end{bmatrix} F(t) \quad (5)$$

และสถานะเอาท์พุท คือ

$$y = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} \quad (6)$$

โดยที่  $x_1 = X$  ;  $x_2 = \dot{X}$  ;  $x_3 = X_a$  และ  $x_4 = \dot{X}_a$

จากสมการสถานะข้างต้น จะได้สมการผลการตอบสนองของระบบที่สถานะคงตัวภายใต้แรงกระทำ คือ

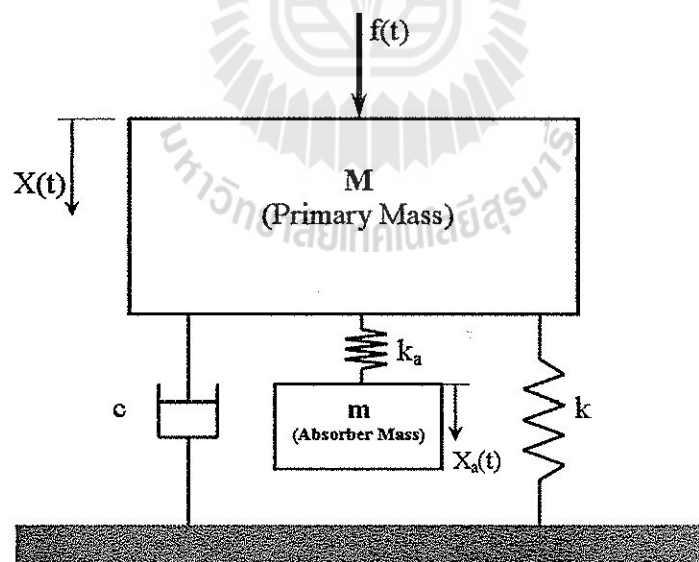
$$\frac{X}{F_0} = \sqrt{\frac{(k_a - m_a \omega_f^2)^2}{[(k - M\omega_f^2)(k_a - m_a \omega_f^2) - m_a k_a \omega_f^2 - \omega_f^2 b^2]^2 + [\omega_f b (k_a - m_a \omega_f^2)]^2}} \quad (7)$$

$$\frac{X_a}{F_0} = \sqrt{\frac{k_a^2}{[(k - M\omega_f^2)(k_a - m_a \omega_f^2) - m_a k_a \omega_f^2 - b^2 \omega_f^2]^2 + [\omega_f b (k_a - m_a \omega_f^2)]^2}} \quad (8)$$

จากสมการที่ (7) ซึ่งเป็นสมการการตอบสนองที่สภาวะคงตัว หากต้องการให้การสั่นเท่ากับศูนย์ เกณฑ์สำคัญในการออกแบบตัวดูดซับการสั่น คือ

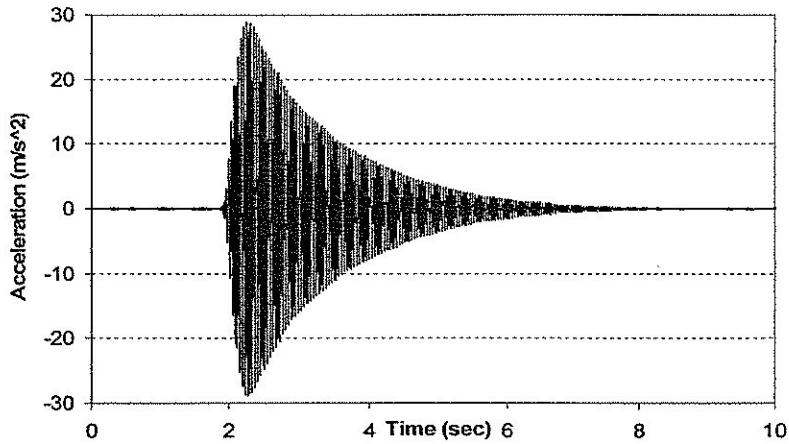
$$k_a = m \omega^2 \quad (9)$$

ผลทดลองหาฟังก์ชันการถ่ายโอน (Transfer Function) ของคาน จากรูปที่ 2 เมื่อมวลของคาน ( $m_1$ ) มีค่า 2.1 kg มวลของตัวกำเนิดการสั่น ( $m_2$ ) มีค่า 2.7 kg, ความถี่ธรรมชาติของคานที่ติดตั้งตัวกำเนิดการสั่น  $\omega_n = 144.324 \text{ rad/s}$  ( $f_n = 23 \text{ Hz}$ ) และมวลของคาน คือ  $M = 3.72 \text{ kg}$



รูปที่ 2.4 แบบจำลองทางกลของระบบที่ติดตั้งตัวดูดซับการสั่น





รูปที่ 2.5 กราฟของสัญญาณความเร่งจากการเคาะทดสอบ

สำหรับค่าอัตราส่วนความหน่วง (Damping ratio,  $\zeta$ ) สามารถหาได้จากการเคาะทดสอบ ดังแสดงผลในรูปที่ 2.5 ซึ่งค่าอัตราส่วนความหน่วงคำนวณได้จากสมการการลดลงแบบลอการิทึม (Logarithmic decrement,  $\delta$ ) คือ

$$\delta = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} = \ln\left(\frac{X_1}{X_2}\right) \quad (10)$$

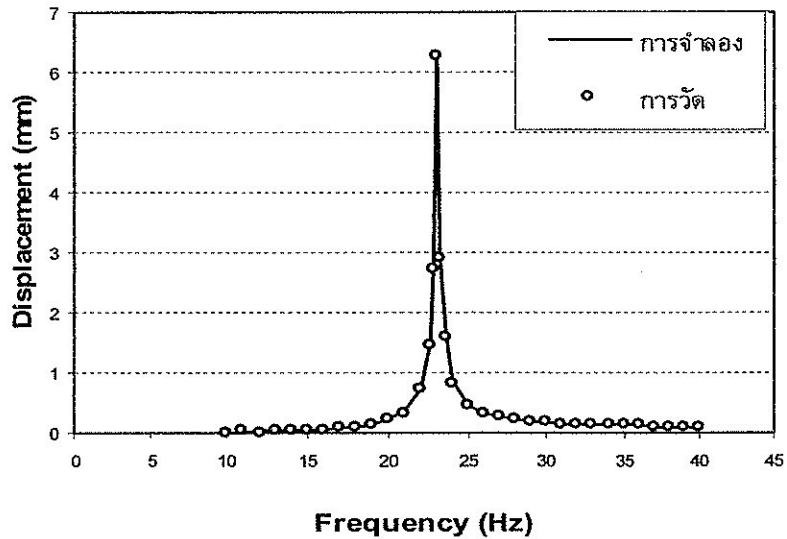
โดยที่  $X_1$  - ขนาดของสัญญาณความเร่งยอดแรก,  $X_2$  - ขนาดของสัญญาณความเร่งยอดถัดไปที่วิเคราะห์ จากความสัมพันธ์ข้างต้น สามารถคำนวณหาอัตราส่วนความหน่วงได้ คือ  $\zeta = 0.0055$  ดังนั้น จะได้สมการฟังก์ชันการถ่ายโอนของคาน

$$G(s) = \frac{K\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} = \frac{0.2688}{s^2 + 1.5885s + 20858} \quad (11)$$

โดยที่  $K\omega_n^2 = \frac{1}{m_{eff}}$

เมื่อ  $m_{eff}$  คือ มวลประสิทธิภาพ (Effective Mass) ของคานที่ตำแหน่งกึ่งกลาง ซึ่งมีค่าเท่ากับ  $m_{eff} = 0.4857m_1 + m_2$

ทำการทดสอบฟังก์ชันการถ่ายโอนของคานดังกล่าว โดยเปรียบเทียบขนาดการขจัดก้านที่ได้จากจำลองการสั่นด้วยโปรแกรม MATLAB และจากการวัดด้วยตัวตรวจวัดความเร่ง (Accelerometer) ซึ่งทำการแปลงค่าให้เป็นการขจัดโดยโปรแกรม LabVIEW (ซึ่งเปรียบวัดค่ากับไมโครมิเตอร์)



รูปที่ 2.6 กราฟเปรียบเทียบการขจัดกำลังของคานที่ได้รับการจำลองและจากการวัด

จากการทดสอบ ฟังก์ชันการถ่ายโอนของคานมีความถูกต้องสูงเพียงพอที่จะนำไปใช้ดำเนินการทดสอบในขั้นต่อไป อย่างไรก็ตามการหาค่าอัตราส่วนความหน่วงยังสามารถหาได้จากกราฟความสัมพันธ์ของการขจัดและกำลังที่ได้การวัด โดยคำนวณจากสมการ

$$\frac{(X/\delta_{st})_{peak} / \sqrt{2}}{2\zeta} = \frac{\omega_n}{\omega_2 - \omega_1} = \frac{f_n}{f_2 - f_1} \quad (12)$$

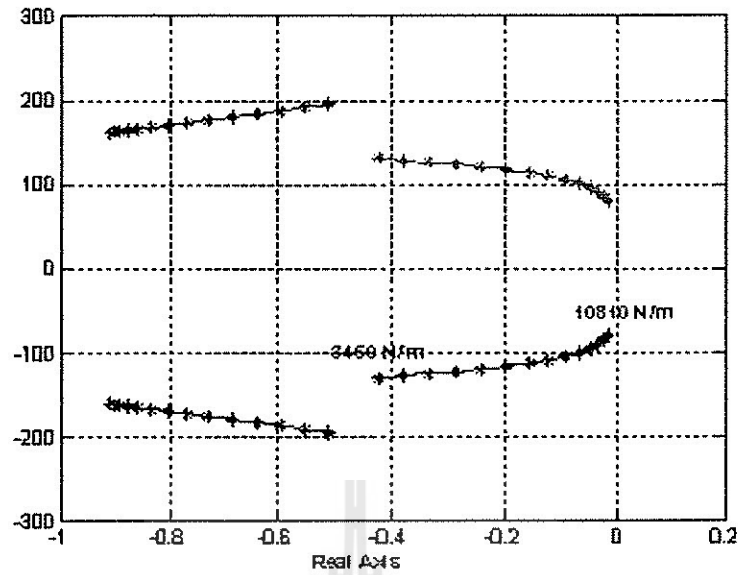
ออกแบบให้มวลตัวดูดซับการสั่น ( $m$ ) มีน้ำหนัก 0.51764 kg หลังจากติดตั้งตัวดูดซับการสั่นแล้วระบบจะเป็นระบบสองลำดับชั้นความเสรี (Two degree of freedom) จากสมการที่ 7 สามารถเขียนให้อยู่ในรูปฟังก์ชันการถ่ายโอนของระบบ (เมื่อค่า  $k_s = 5000$  N/m)

$$\frac{X(s)}{F(s)} = \frac{0.5176 s^2 + 5000}{1.9256 s^4 + 3.0588 s^3 + 61287 s^2 + 29546 s + 387326950}$$

ซึ่งผลที่ได้เปรียบเทียบการระจัดกำลังของคานที่ได้รับการจำลองและจากการวัด ดังแสดงในรูปที่

2.6

#### 4. การวิเคราะห์เสถียรภาพของระบบ



รูปที่ 2.7 แผนภาพแสดงตำแหน่งโพลระบบปิดที่มีการเปลี่ยนแปลงค่าความแข็งสปริงในช่วง 3450 - 10810 N/m บนระนาบเชิงซ้อน

ผลการวิเคราะห์ความเสถียรของระบบ โดยพิจารณาจากตำแหน่งโพลระบบปิด (Closed-loop Poles) เมื่อค่าความแข็งสปริงของตัวดูดซับการสั่นมีการเปลี่ยนแปลงในช่วง 3450 - 10810 N/m ดังแสดงในรูปที่ 2.7 จะพบว่าตำแหน่งโพลระบบปิดของระบบมีตำแหน่งอยู่ทางด้านซ้ายมือของระนาบเชิงซ้อน (Complex Plane) จึงสรุปได้ว่า การเปลี่ยนแปลงค่าความแข็งของสปริงในช่วงดังกล่าวระบบยังคงมีความเสถียร

#### 2.3. อัลกอริทึมที่ใช้ปรับแต่งค่าความแข็งสปริง

ขั้นตอนการปรับแต่งค่าความแข็งสปริง ดังแสดงในรูปที่ 2.8 ค่าต่าง ๆ ที่ได้จากตัวตรวจวัด (Transducer) จะส่งเข้าไปในอัลกอริทึม เพื่อทำการคำนวณและเลือกค่าความแข็งสปริงที่เหมาะสมในแก๊ตตัวดูดซับการสั่น ในการดำเนินการวิจัย จะศึกษาและทดลองอัลกอริทึมควบคุม (Control Algorithm) เพื่อใช้ปรับแต่งค่าความแข็งสปริงตัวดูดซับการสั่น โดยวิธีต่างๆ กัน ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

1. แบบปรับความถี่ดูดซับ เป็นการปรับค่าตัวดูดซับการสั่น โดยใช้การควบคุมแบบเปิด-ปิด (On-Off Control) โดยมีเกณฑ์ในการปรับค่า คือ  $err = \omega_f - \omega_a$  เป็นตัวควบคุมทิศทางการเคลื่อนที่ของมวลดูดซับการสั่น

2. การควบคุมแบบปรับตัว ซึ่งเกณฑ์ในการปรับค่าความแข็งสปริงตัวจุดขั้วการสั่นของอัลกอริทึม  
 2.1 Gradient Method นี้วิธีเป็นวิธีหนึ่งที่สามารถสร้างอัลกอริทึมในการปรับค่าความแข็งสปริงตัว  
 จุดขั้วการสั่น โดยทำให้ Loss function ( $J$ ) มีค่าน้อยที่สุด

เมื่อ  $J(k_a) = |X|$  โดยที่ Sensitivity function คือ  $D = \left(\frac{\partial X}{\partial k_a}\right)$

ตามเงื่อนไขของ MIT rule จะได้ตัวแปรปรับค่าได้สำหรับ  $k_a$  คือ

$$\frac{\partial k_a}{\partial t} = -\gamma \frac{\partial J}{\partial k_a} = -\gamma X \frac{\partial X}{\partial k_a} = -\gamma XD \quad (13)$$

โดยที่  $\gamma$  คือ Adaptation Gain ดังนั้นสมการการเคลื่อนที่แบบปรับตัวได้ของระบบ คือ

$$M \frac{\partial^2 D}{\partial t^2} + c \frac{\partial D}{\partial t} + (k + k_a)D = X_a - X \quad (14)$$

2.2 Lyapunov's direct method: โดยกำหนดให้ Lyapunov function คือ

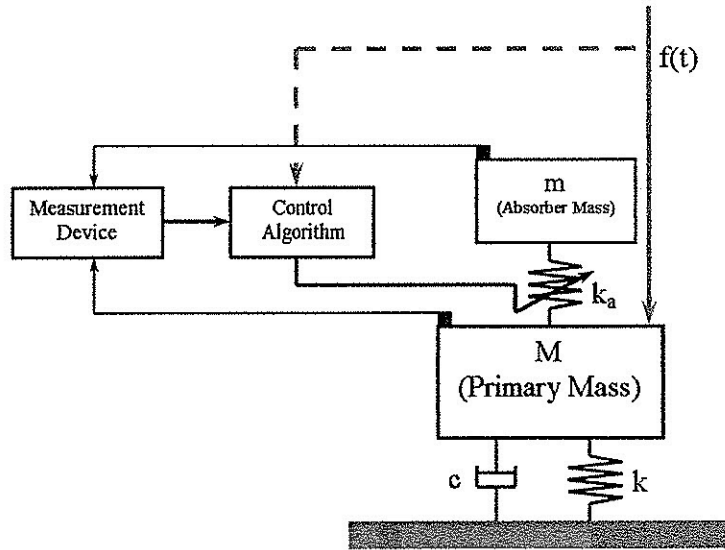
$$V = \frac{1}{2} \left( \frac{k + k_a}{M} \right) X^2 + \frac{1}{2} \dot{X}^2 + \frac{M}{2\gamma} \left( \frac{k_a + \hat{k}_a}{M} \right)^2 \quad (10)$$

ดังนั้นอนุพันธ์ของ  $V$  เราจะได้

$$\dot{V} = -\frac{c}{M} \dot{X}^2 + \frac{1}{\gamma} \left( \frac{k_a + \hat{k}_a}{M} \right) \left( \frac{\partial \hat{k}_a}{\partial t} + \gamma X_a \dot{X} \right) \quad (11)$$

ตามเงื่อนไขเสถียรภาพของ Lyapunov เราจะได้อัตราการปรับค่าของ  $\hat{k}_a$

$$\frac{\partial \hat{k}_a}{\partial t} = -\gamma X_a \dot{X} \quad (12)$$

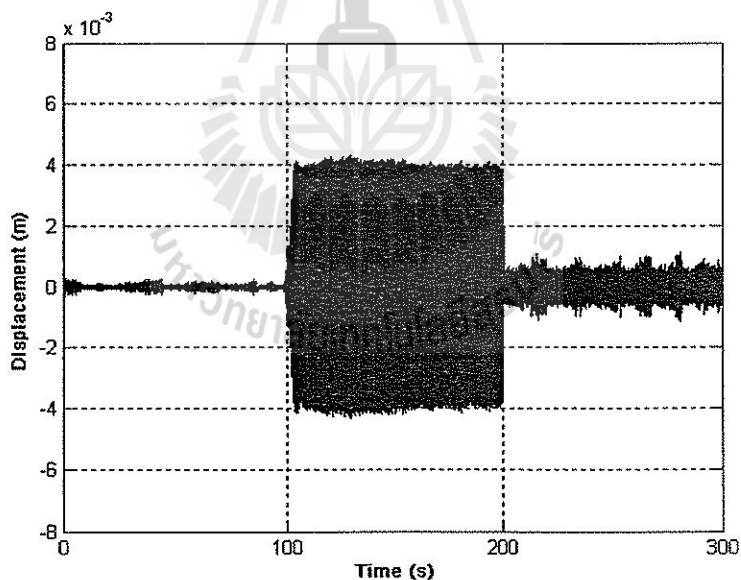


รูปที่ 2.8 แผนภาพขั้นตอนการทำงานของระบบ



### บทที่ 3 ผลการวิจัย

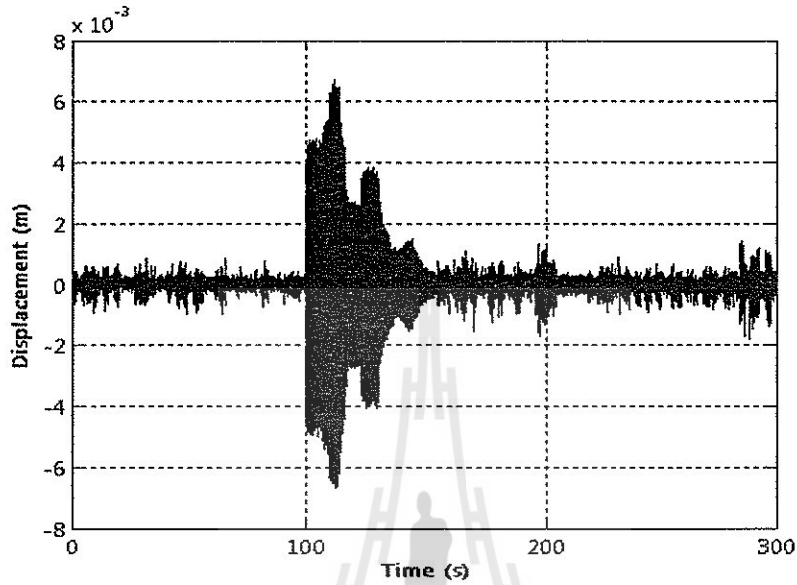
ตัวดูดซับการสั่นแบบตายตัว(passive absorber)โดยทั่วไปนั้นจะไม่สามารถปรับค่าได้ ดังนั้นตัวดูดซับการสั่นประเภทนี้จะถูกออกแบบให้ดูดซับการสั่นที่ความถี่ใดความถี่หนึ่ง ซึ่งโดยทั่วไปมักจะเป็นความถี่วิกฤตของระบบ ในการทดลองตัวดูดซับการสั่นแบบตายตัวนี้ ซึ่งมีความถี่ที่ต้องการควบคุมการสั่นอยู่ที่ 94.24 rad/s ทดสอบกระตุ้นระบบด้วยแรงฮาร์โมนิกส์ที่เกิดจากการหมุนที่ไม่สมดุล  $A\sin(\omega t)$  โดยที่  $A=0.0002581\omega^2$  ซึ่งมีความถี่( $\omega$ ) เป็น 3 ช่วง ช่วงละ 100 วินาที คือ 94.24, 144.51 และ 125.66 rad/s ตามลำดับ ซึ่งผลการสั่นของคานที่ติดตั้งตัวดูดซับการสั่นแบบตายตัวที่วัดได้นั้นจะสามารถดูดซับการสั่นได้ดีที่ความถี่ที่ออกแบบไว้ ดังแสดงในรูปที่ 3.1 จะเห็นว่าขนาดการสั่นของคาน เมื่อถูกกระทำด้วยแรงฮาร์โมนิกส์ที่มีความถี่ 94.24 rad/s จะมีขนาดน้อยมาก เพราะเป็นความถี่ดูดซับ ส่วนความถี่อื่นของแรงที่กระทำ ตัวดูดซับการสั่นแบบตายตัวจะสามารถดูดซับการสั่นได้เพียงบางส่วน ขนาดการสั่นจึงมีมากขึ้น ในช่วงเวลา 100-200 วินาที ระบบถูกกระตุ้นด้วยความถี่ 144.51 rad/s จะเกิดการสั่นที่รุนแรงเนื่องจากเป็นความถี่ที่อยู่ใกล้ความถี่รีโซแนนซ์ (ความถี่รีโซแนนซ์ของระบบหลังจากติดตั้งตัวดูดซับการสั่นแบบตายตัว จะอยู่ที่ 149.54 และ 82.94 rad/s )



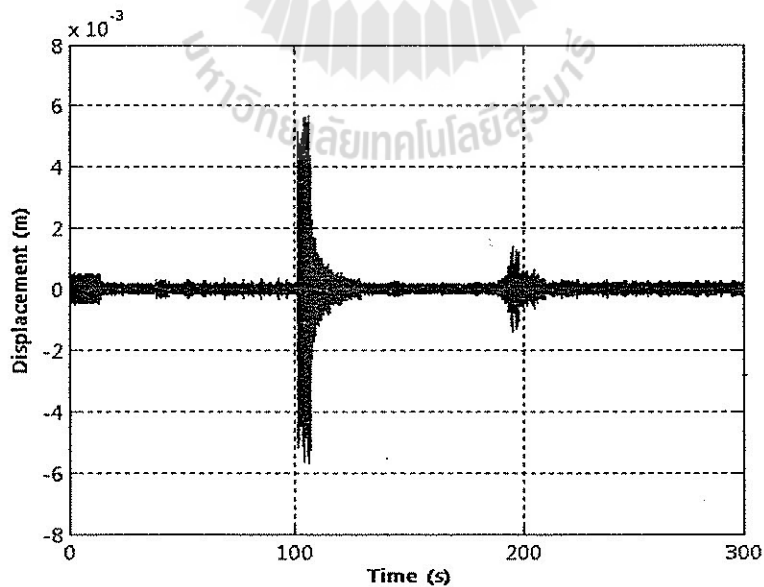
รูปที่ 3.1 แสดงผลการวัดขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งตัวดูดซับการสั่นแบบตายตัว

สำหรับการทดลองตัวดูดซับการสั่นแบบปรับค่าได้ จะทำการเปรียบเทียบขนาดการสั่นของคานที่เกิดขึ้น ซึ่งมีตัวดูดซับการสั่นที่ใช้อัลกอริทึมควบคุมแบบปรับความถี่ดูดซับ และแบบควบคุมปรับตัวได้ในการควบคุมการทำงาน โดยใช้แรงกระตุ้นระบบที่มีลักษณะเดียวกับที่ใช้ทดสอบตัวดูด

ชั้นการสั่นแบบตายตัว และกำหนดระยะห่างของมวลชั้นการสั่นถึงตัวชั้นการสั่นเริ่มต้นไว้ที่ 140 mm. (ค่าความแข็งสปริงเท่ากับ 4557 N/m) ซึ่งผลการทดลองของระบบที่ใช้อัลกอริทึมควบคุมแบบปรับความถี่คู่ควบ และแบบปรับตัวได้ดังแสดงในรูปที่ 3.2 และรูปที่ 3.3 และการจำลองสถานการณ์ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ของระบบที่ใช้อัลกอริทึมควบคุมแบบปรับตัวได้ดังแสดงในรูปที่ 3.4

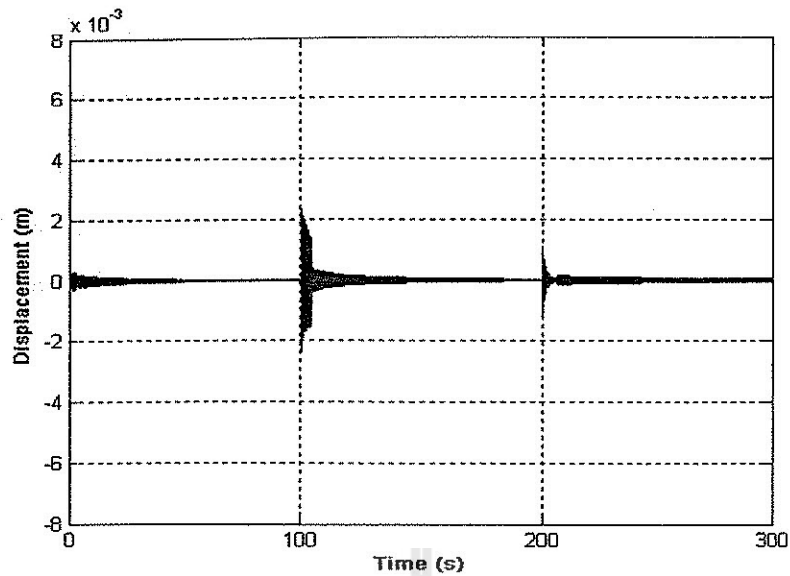


รูปที่ 3.2 แสดงผลการวัดขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งตัวควบคู่ชั้นการสั่นที่ใช้อัลกอริทึมควบคุมแบบปรับความถี่คู่ควบ



รูปที่ 3.3 แสดงผลการวัดขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งตัวควบคู่ชั้นการสั่นที่ใช้อัลกอริทึมควบคุมแบบปรับตัวโดยวิธี gradient method ที่ได้จากการวัด





รูปที่ 3.4 แสดงขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งตัวดูดซับการสั่นที่ใช้อัลกอริทึมควบคุมแบบปรับตัว โดยวิธี gradient method ที่ได้จากการจำลองสถานการณ์

ขนาดการสั่นของคานที่ได้จากการวัดจะเห็นว่า ระบบที่ใช้อัลกอริทึมควบคุมทั้ง 2 แบบ สามารถดูดซับการสั่นให้ลดลงได้ โดยระบบที่ตัวดูดซับการสั่นที่ควบคุมด้วยอัลกอริทึมแบบปรับความถี่ดูดซับ จะมีการสั่นมากกว่า อันเนื่องมาจากระบบที่ใช้ในการทดลองนั้น ยังมีความถี่อื่นๆ เกิดขึ้นอีก เช่นความถี่ของการสั่นที่เกิดขึ้นในคลัทช์ลูกปืนที่จุดรองรับทั้ง 2 ข้างของคาน ซึ่งจะมีผลทำให้มวลดูดซับการสั่นไม่หยุดนิ่ง กล่าวคือ เมื่อตัวดูดซับการสั่นปรับค่าจนกระทั่งมีความถี่ดูดซับ ( $\omega_d$ ) เท่ากับความถี่ของแรง ( $\omega_f$ ) แล้วมวลดูดซับการสั่นจะยังคงมีการเคลื่อนที่ไป-มา สั้นๆ ตลอดเวลา อย่างไรก็ตามตัวดูดซับการสั่นก็ยังคงจับการสั่นได้ดี ซึ่งค่าความแข็งสปริงที่ได้คือ 4802 N/m ที่ความถี่ 94.24 rad/s, 10090 N/m ที่ความถี่ 144.51 rad/s และ 9107 N/m ที่ความถี่ 125.66 rad/s ส่วนระบบที่ใช้ตัวดูดซับการสั่นที่ควบคุมด้วยอัลกอริทึมแบบปรับตัวก็สามารถลดขนาดการสั่นได้ ซึ่งค่าความแข็งสปริงที่ได้คือ 4311 N/m ที่ความถี่ 94.24 rad/s, 10213 N/m ที่ความถี่ 144.51 rad/s และ 8246 N/m ที่ความถี่ 125.66 rad/s ส่วนค่าความแข็งสปริงตามทฤษฎีสามารถหาได้จาก  $k_d = 0.51764\omega^2$  เท่ากับ 4598 N/m ที่ความถี่ 94.24 rad/s, 10810 N/m ที่ 144.51 rad/s และ 8174 ที่ 125.66 rad/s ซึ่งผลที่ได้พบว่าระบบที่ใช้อัลกอริทึมควบคุมแบบปรับตัวได้จะปรับแต่งค่าความแข็งสปริงได้ใกล้เคียงกว่าระบบที่ใช้อัลกอริทึมควบคุมปรับความถี่ดูดซับ และสามารถทำงานได้อย่างอัตโนมัติ สำหรับการทดสอบกับระบบจริงนั้นจะมีปัจจัยอื่น ๆ เข้ามาเกี่ยวข้อง เช่น ความถี่ที่เกิดขึ้นในระบบไม่ใช้ความถี่เพียงความถี่เดียวอย่างแท้จริง รวมถึงสัญญาณรบกวนต่าง ๆ ในขณะที่ทำการทดสอบ นอกจากนี้ยังมีความเสียหายที่เกิดขึ้นในขณะที่ตัวดูดซับการสั่นมีการเคลื่อนที่ เป็นต้น

ผลที่ได้จากการวัดและการจำลองจึงมีความแตกต่างกัน อย่างไรก็ตามหากพิจารณาเปรียบเทียบผลการทดลองที่ได้จากการวัดกับผลจากการจำลองสถานการณ์จะใกล้เคียงกัน

โดยทั่วไปการสั่นในระบบทางกลที่เกิดขึ้นจะมีลักษณะเป็นแบบโคไซน์มิกซ์ ซึ่งมีขนาดและความถี่ของแรงมักจะไม่คงที่ และมีลักษณะเป็นแรงที่มีหลายๆความถี่ผสมกันอยู่ ดังนั้นขั้นตอนต่อไปเป็นการทดสอบระบบที่ติดตั้งตัวดูดซับการสั่นด้วยแรงฮาร์โมนิกส์ที่มีขนาดและความถี่แตกต่างกันพร้อมกันคือ

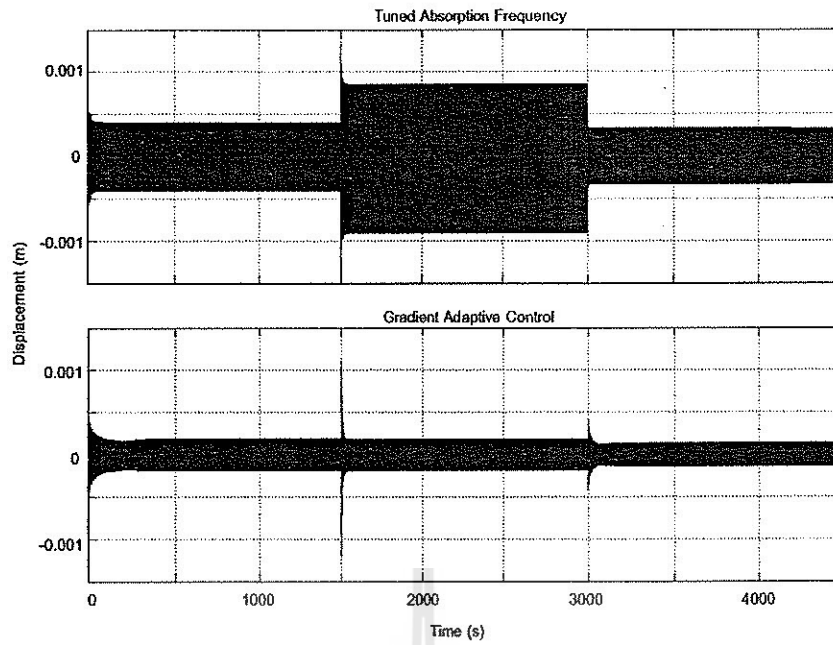
$$F(t) = 4.50 \sin(251t) + 3.38 \sin(188t) + 1.66 \sin(132t) \\ + 2.81 \sin(63t) + A \cdot \sin(\omega t)$$

โดยที่  $A = 0.0002581\omega^2$  คือขนาดของแรง และมีการเปลี่ยนแปลงความถี่เป็น 3 ช่วง คือ 94.24, 144.51 และ 125.66 rad/s ตามลำดับ

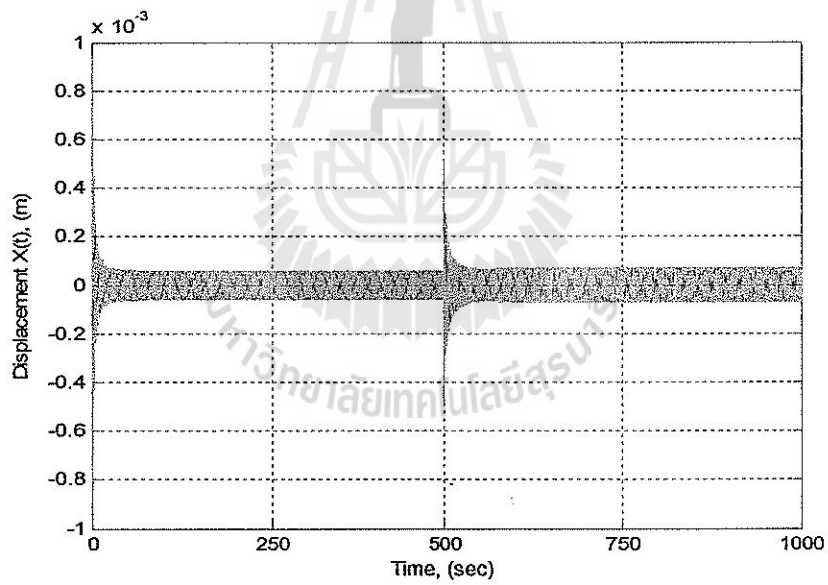
สำหรับการทดสอบดังกล่าวนี้ ในการทดลองของเราไม่สามารถทำได้เพราะแรงฮาร์โมนิกส์ที่ได้จะมีเพียงขนาดและความถี่เดียว ดังนั้นเราจะทำการทดสอบ โดยการจำลองสถานการณ์ด้วยโปรแกรม MATLAB แทน พิจารณากรณีที่หนึ่งผลการสั่นของคานที่ติดตั้งตัวดูดซับการสั่นที่ใช้อัลกอริทึมควบคุมแบบปรับความถี่ดูดซับ ในช่วงแรกจะมีค่าความแข็งสปริงคือ 5436 N/m ในช่วงที่สอง 5671 N/m และในช่วงที่สาม 5564 N/m ดังแสดงในรูปที่ 3.5 a). ซึ่งผลของการสั่นอันเนื่องมาจากแรงฮาร์โมนิกส์ดังกล่าวนี้ยังไม่ดีพอเพียง ทั้งนี้เพราะเกณฑ์ในการปรับค่าของอัลกอริทึมควบคุมแบบนี้ จะทำการปรับความถี่ดูดซับให้เท่ากับความถี่ของแรง แต่แรงที่กระทำต่อระบบมีหลายความถี่ ดังนั้นการเลือกค่าความแข็งสปริง (เลือกความถี่ดูดซับ) ให้เท่ากับความถี่ของแรงฮาร์โมนิกส์ดังกล่าวจึงไม่สามารถกระทำได้ดี

ในกรณีที่สองพิจารณาระบบที่ติดตั้งตัวดูดซับการสั่นที่ใช้อัลกอริทึมควบคุมแบบปรับตัวได้ จะทำการคำนวณและเลือกค่าความแข็งสปริงที่เหมาะสมต่อแรงฮาร์โมนิกส์ต่างๆที่กระทำต่อระบบ การดูดซับการสั่นของตัวดูดซับจึงมีประสิทธิภาพดี ดังนั้นขนาดการสั่นของคานจึงเกิดขึ้นน้อย ซึ่งในช่วงแรกจะมีค่าความแข็งสปริงคือ 4786 N/m ในช่วงที่สอง 10366 N/m และในช่วงที่สาม 7859 N/m ดังแสดงในรูปที่ 3.5 b).

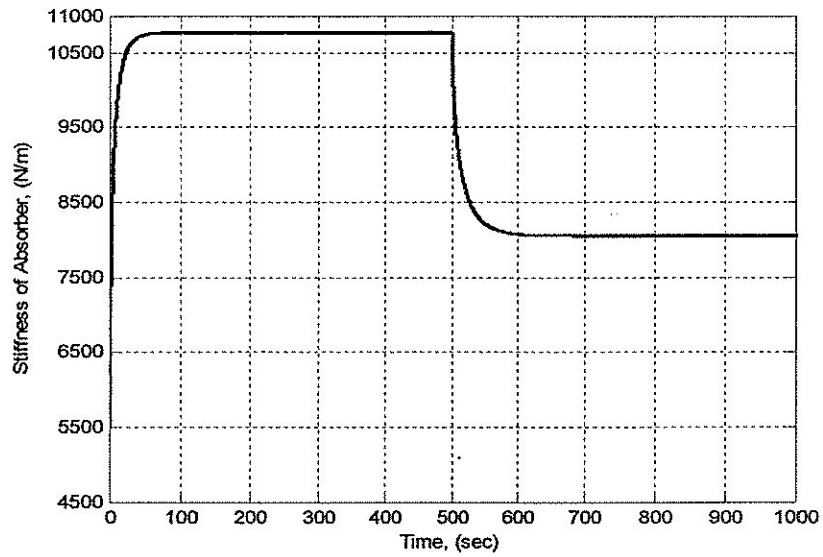
ส่วนการทดลองในการทดสอบอัลกอริทึมควบคุมแบบปรับตัวได้ gradient method และ Lyapunov's direct method โดยมีขนาดแรงที่กระทำเริ่มต้น  $2.29 \sin(94.24t) + 5.38 \sin(144.51t)$  N เมื่อเวลาผ่านไป 500 sec เปลี่ยนเป็น  $4.07 \sin(125.66t)$  ซึ่งผลการสั่นที่ปรับค่าความแข็งสปริงที่ใช้อัลกอริทึมควบคุมแบบปรับตัวได้ gradient method ดังแสดงในรูปที่ 3.6 และ 3.7 และอัลกอริทึมควบคุมแบบปรับตัวได้ Lyapunov's direct method ดังแสดงในรูปที่ 3.8 และ 3.9 โดยมีการปรับค่าความแข็งสปริงในช่วงที่หนึ่งได้ 10660 N/m และในช่วงที่สองมีค่าความแข็งของสปริงเท่ากับ 7905 N/m



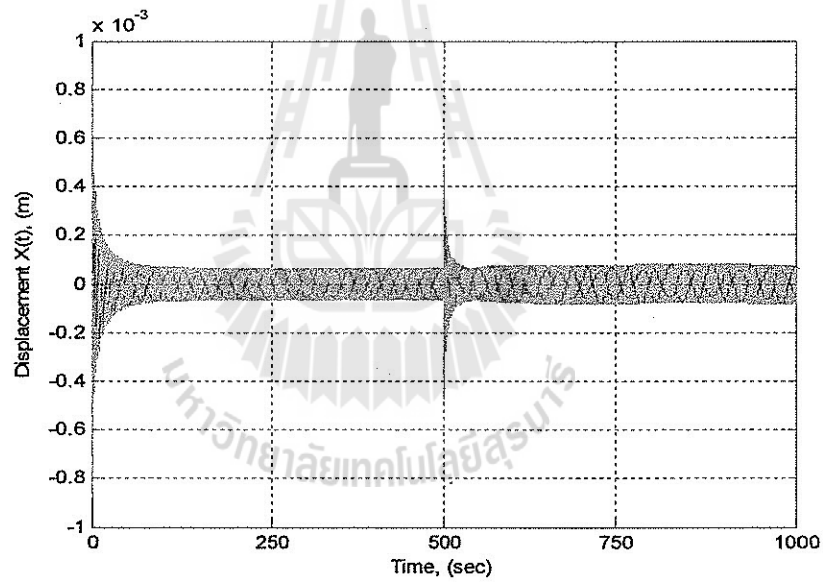
รูปที่ 3.5 แสดงผลการจำลองขนาดการสั่นของกานที่ติดตั้งตัวดูดซับการสั่นที่ใช้อัลกอริทึมควบคุม (a)แบบปรับความถี่ดูดซับ (b)แบบปรับตัวได้



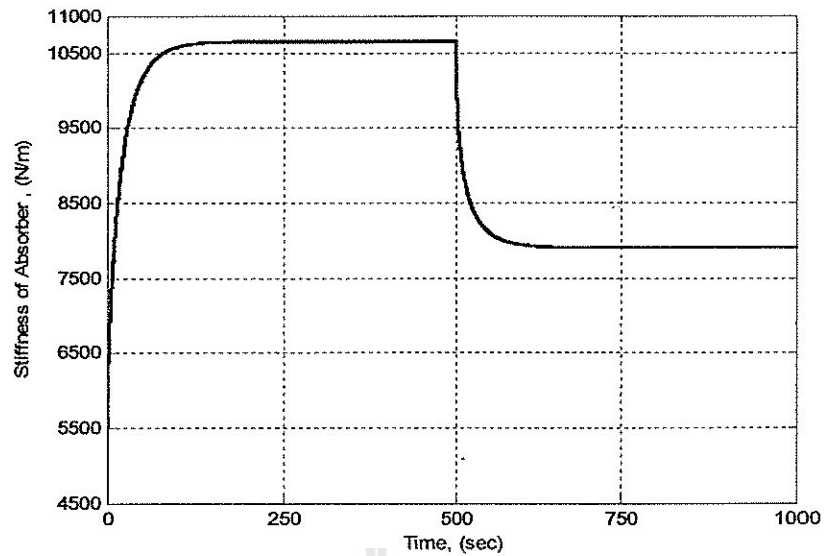
รูปที่ 3.6 แสดงผลการจำลองขนาดการสั่นของกานที่ติดตั้งตัวดูดซับการสั่นที่ใช้อัลกอริทึมควบคุมแบบปรับตัวได้ gradient method



รูปที่ 3.7 แสดงผลการปรับค่าความแข็งของสปริง โดยอัลกอริทึมควบคุมแบบปรับตัวได้ gradient method



รูปที่ 3.8 แสดงผลการจำลองขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งตัวดูดซับการสั่นที่ใช้อัลกอริทึมควบคุมแบบปรับตัวได้ Lyapunov's direct method

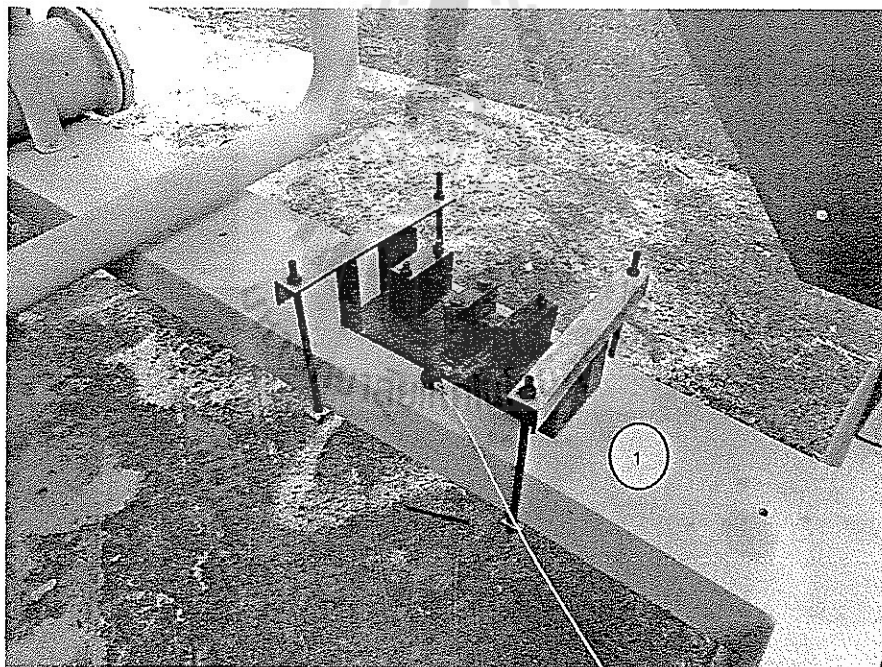
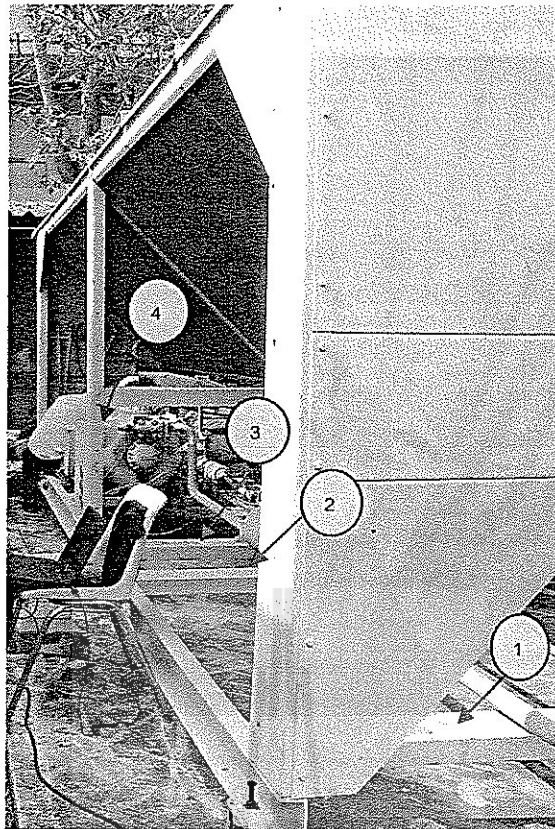


รูปที่ 3.9 แสดงผลการปรับค่าความแข็งของสปริง โดยอัลกอริทึมควบคุมแบบปรับตัวได้  
Lypuanov's direct method

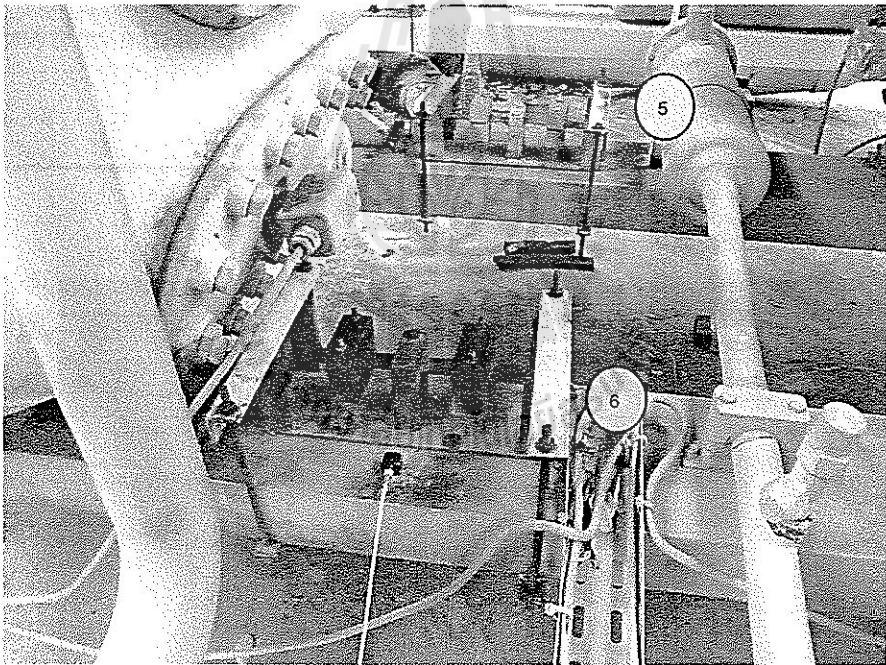
### 3.1 ผลการทดลอง

ในการทดลองติดตั้งตัวดูดซับการสั่นกับซิลิเลอร์ ที่อาคารวิจัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี จำนวน 7 ตำแหน่ง พร้อมเครื่องมือวัดการสั่นดังแสดงในรูป 3.10 – 3.12 ผลการวัดการสั่นแสดงค่าความเร่ง ความเร็วและการกระจัดของซิลิเลอร์ ณ ตำแหน่งต่างๆ ก่อนและหลังติดตั้งตัวดูดซับการสั่นที่ได้ปรับค่าความแข็งของสปริงบน โดเมนความถี่ ดังแสดงในรูปที่ 3.13 – 3.33



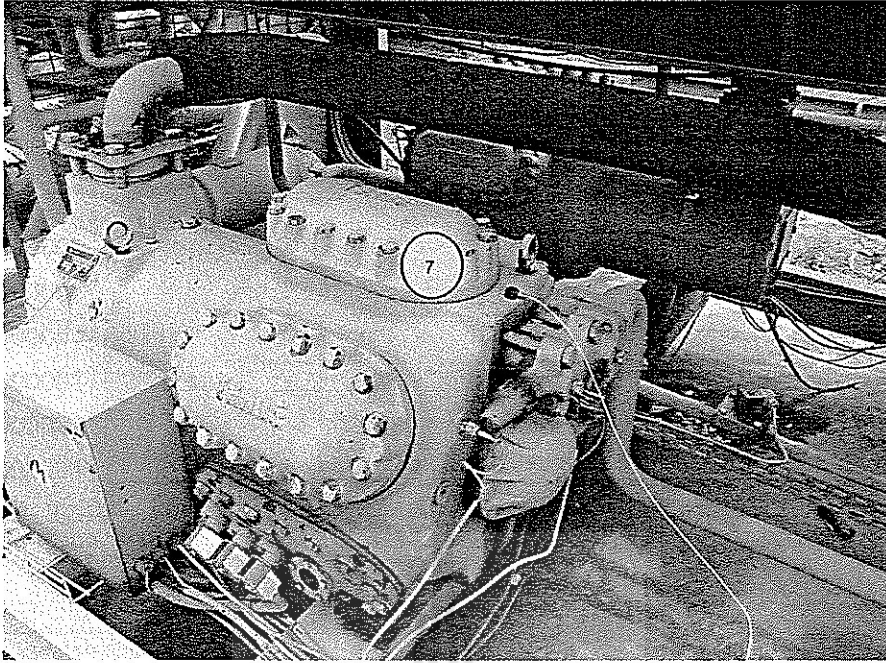


รูป 3.10 แสดงตำแหน่งการติดตั้งตัวควบคุมการสั่น 1-4 พร้อมอุปกรณ์วัดการสั่น ที่ซิลเลอรั ฌ อาคารวิจัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

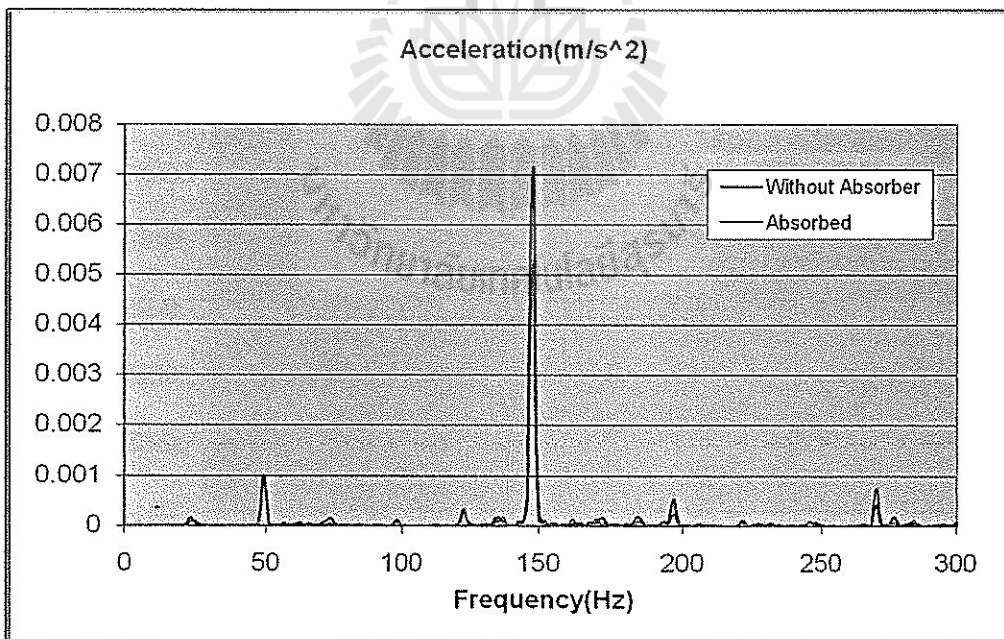


รูป 3.11 แสดงตำแหน่งการติดตั้งตัวควบคุมการสั่น5-6 พร้อมอุปกรณ์วัดการสั่น ที่ซิลเลอร์ ณ อาคารวิจัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

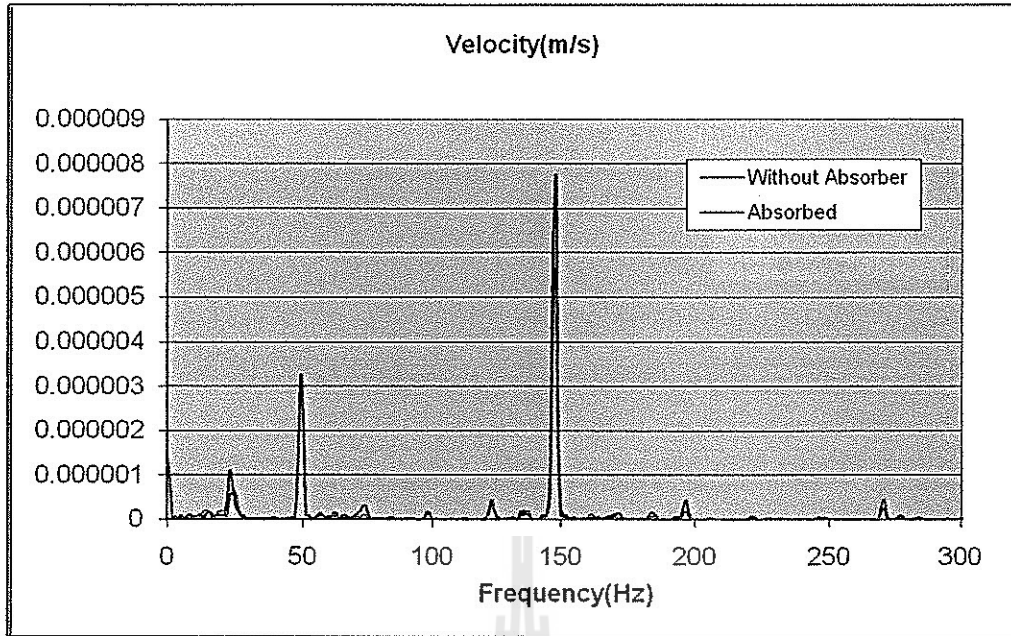




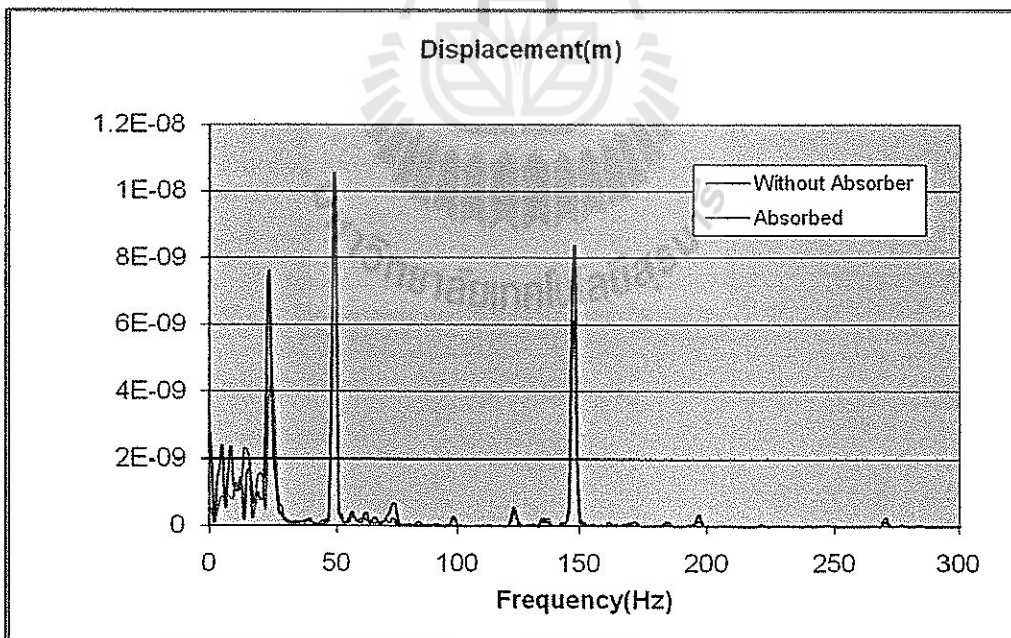
รูปที่ 3.12 แสดงตำแหน่งการติดตั้งตัวดูดซับการสั่น 7 พร้อมอุปกรณ์วัดการสั่น ที่ซิลเลอร์ ณ อาคารวิจัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



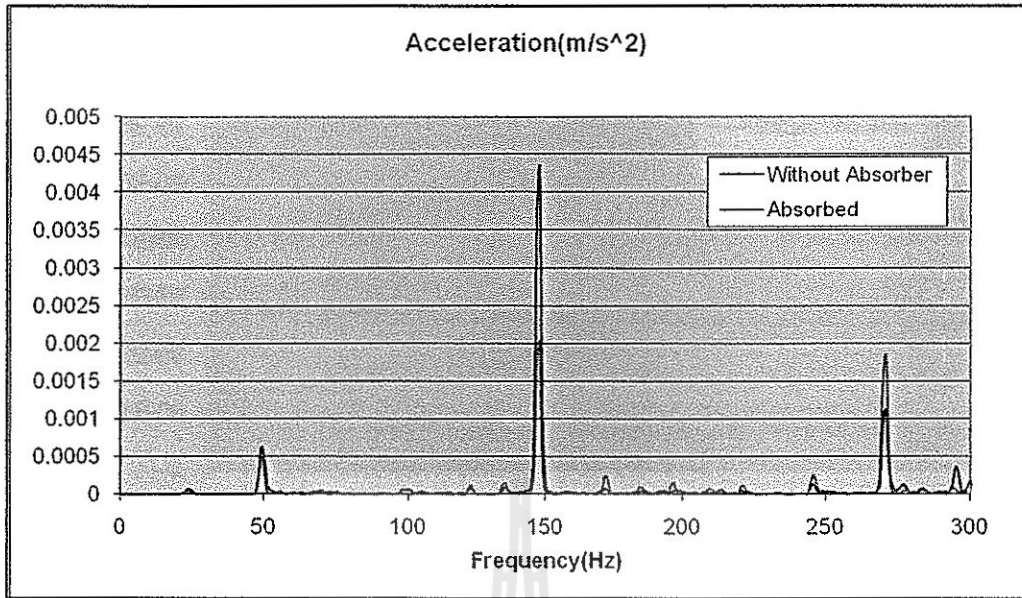
รูปที่ 3.13 แสดงแอมพลิจูดของความเร่งก่อนและหลังการติดตั้งตัวดูดซับ ณ ตำแหน่งที่ 1



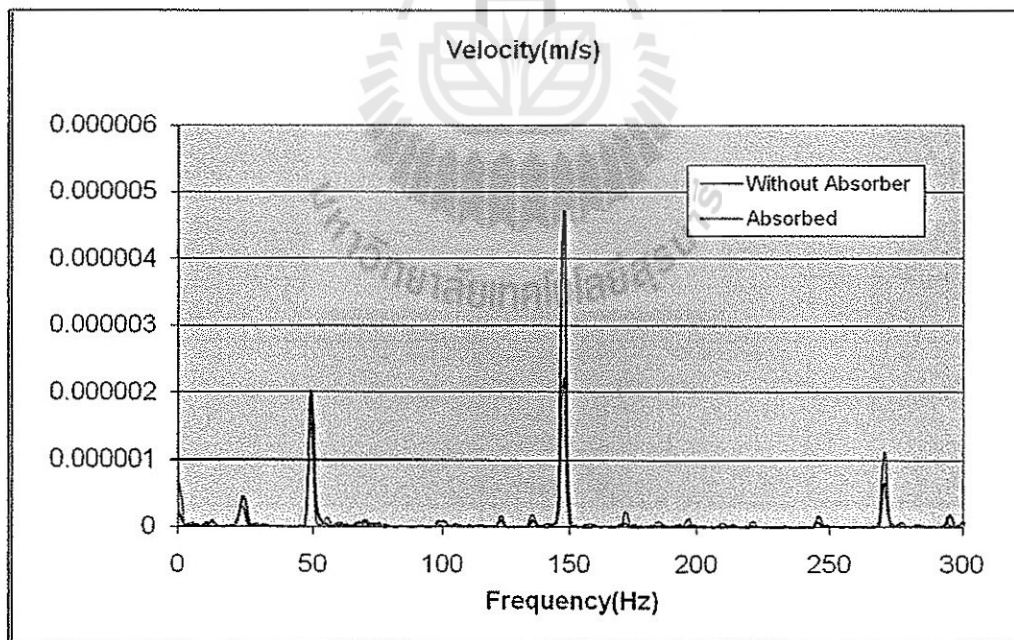
รูปที่ 3.14 แสดงแอมพลิจูดของความเร็วก่อนและหลังการติดตั้งตัวดูดซับ ณ ตำแหน่งที่ 1



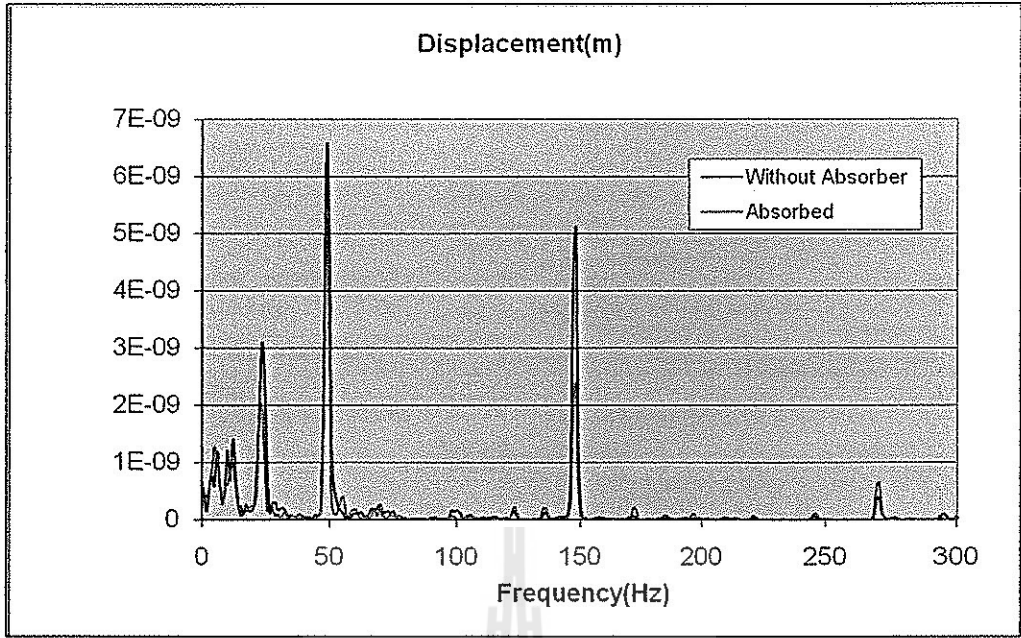
รูปที่ 3.15 แสดงแอมพลิจูดของการกระจัด ก่อนและหลังการติดตั้งตัวดูดซับ ณ ตำแหน่งที่ 1



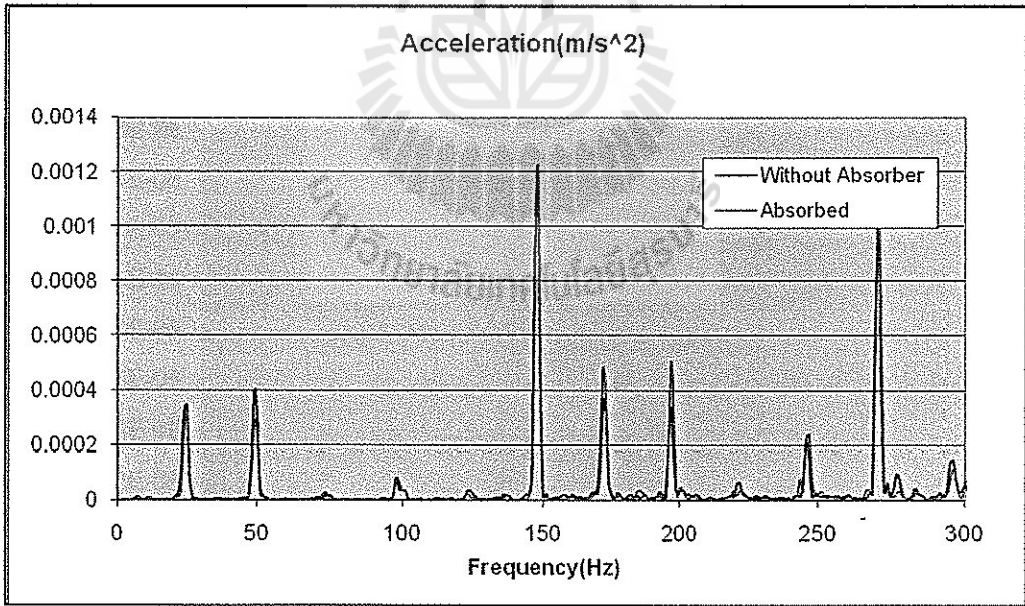
รูปที่ 3.16 แสดงแอมพลิจูดของความเร่งก่อนและหลังการติดตั้งตัวดูดซับ ณ ตำแหน่งที่ 2



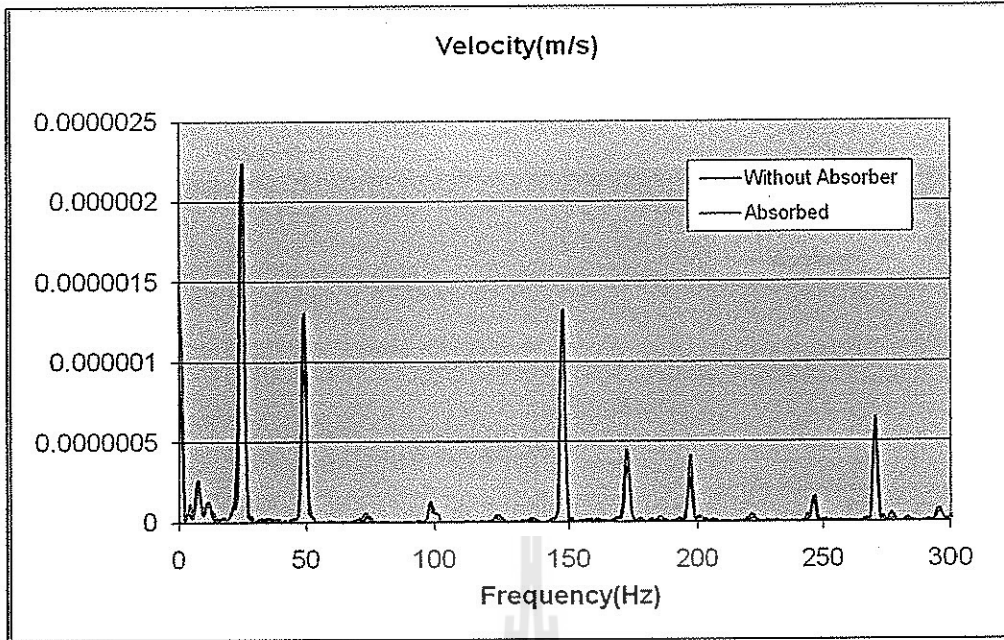
รูปที่ 3.17 แสดงแอมพลิจูดของความเร็วก่อนและหลังการติดตั้งตัวดูดซับ ณ ตำแหน่งที่ 2



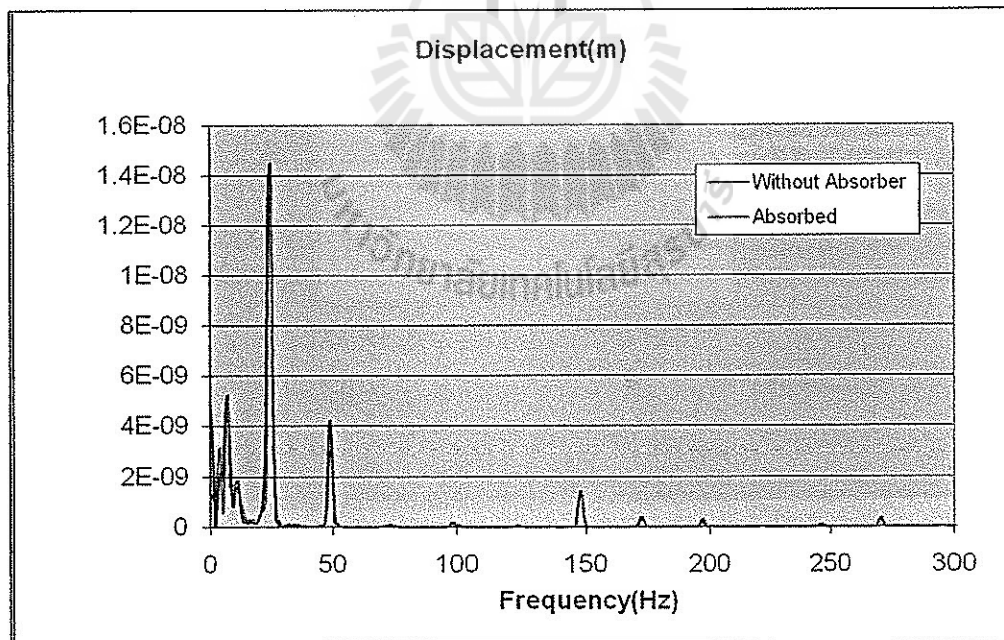
รูปที่ 3.18 แสดงแอมพลิจูดของการกระจัด ก่อนและหลังการติดตั้งตัวดูดซับ ณ ตำแหน่งที่ 2



รูปที่ 3.19 แสดงแอมพลิจูดของความเร่งก่อนและหลังการติดตั้งตัวดูดซับ ณ ตำแหน่งที่ 3

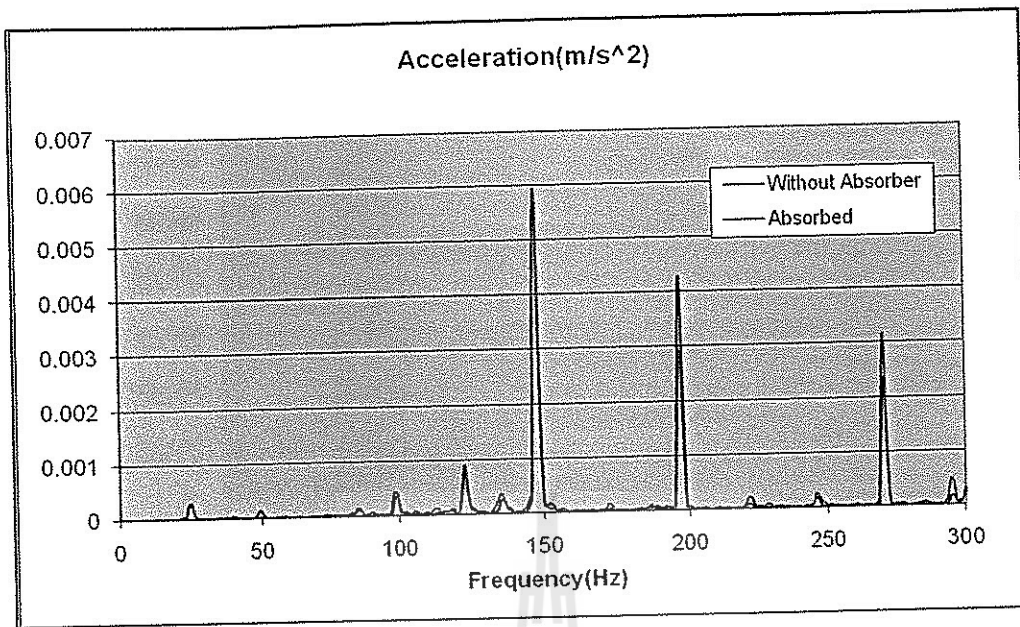


รูปที่ 3.20 แสดงแอมพลิจูดของความเร็วก่อนและหลังการติดตั้งตัวดูดซับ ณ ตำแหน่งที่ 3

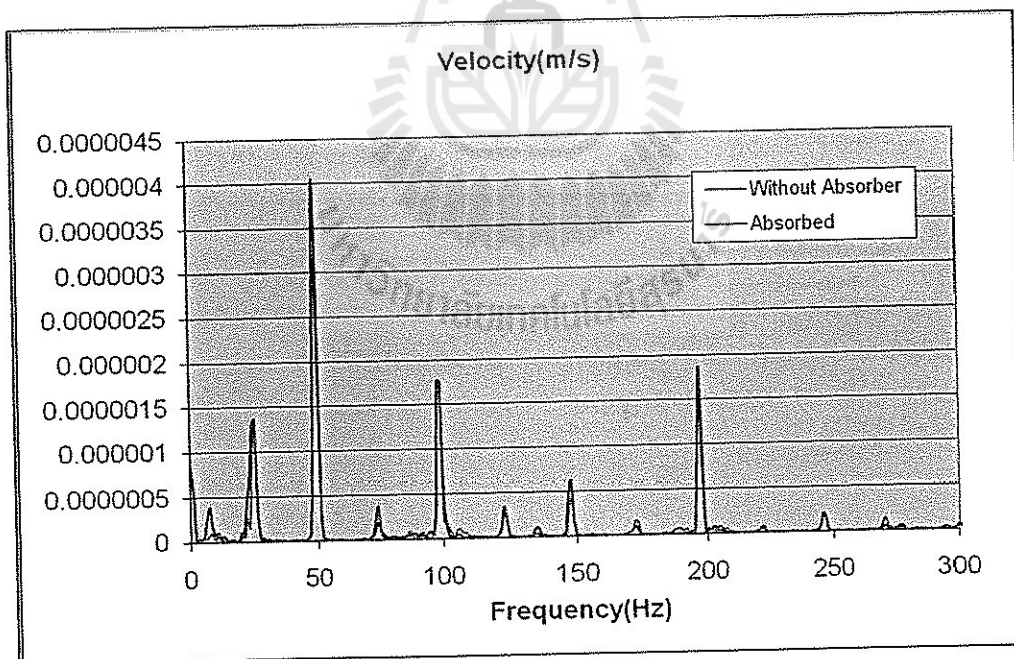


รูปที่ 3.21 แสดงแอมพลิจูดของการกระจัด ก่อนและหลังการติดตั้งตัวดูดซับ ณ ตำแหน่งที่ 3

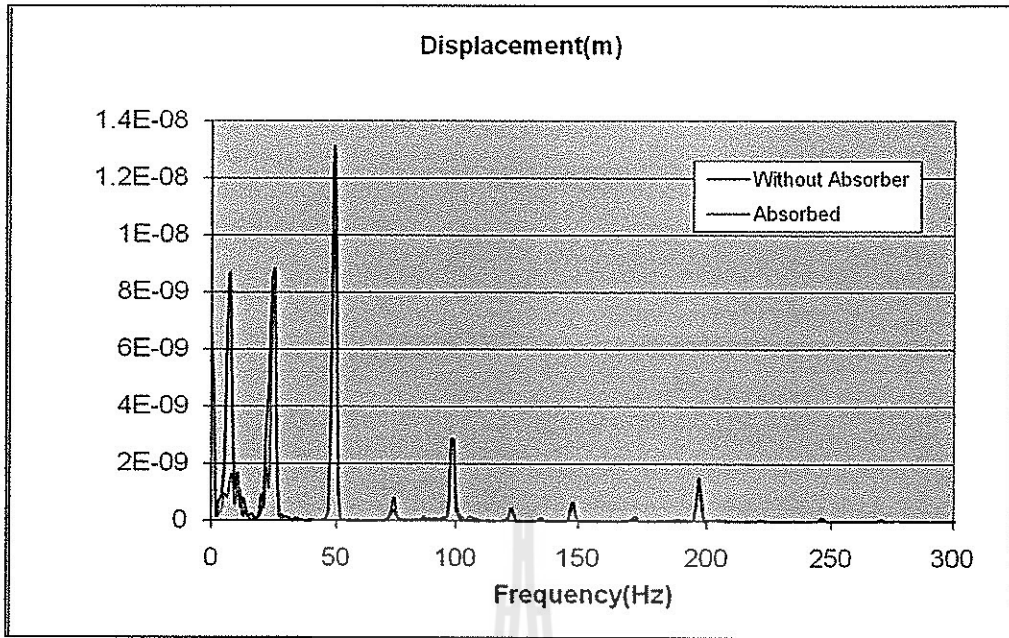




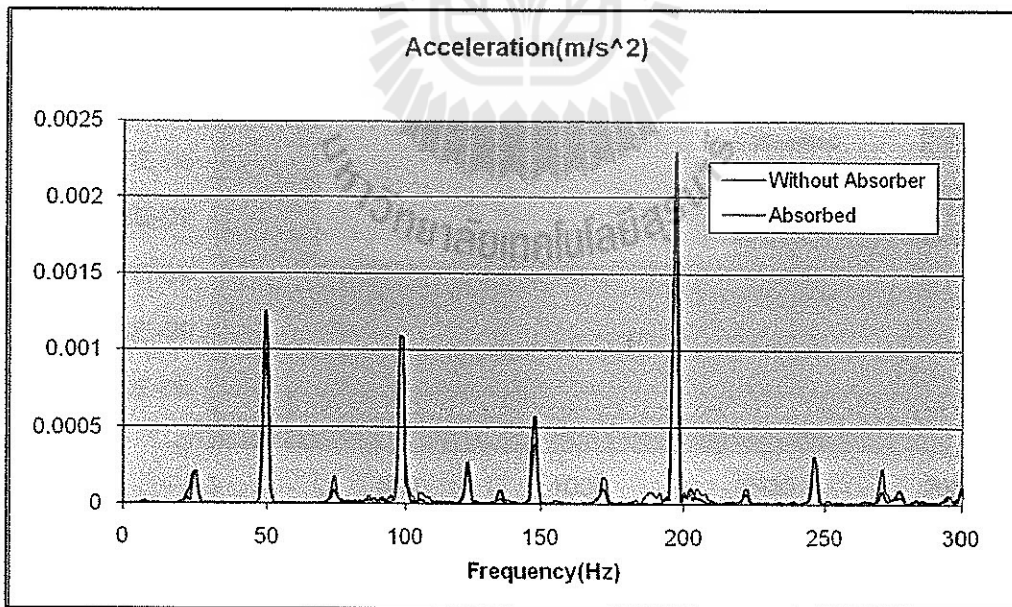
รูปที่ 3.22 แสดงแอมพลิจูดของความเร่งก่อนและหลังการติดตั้งตัวดูดซับ ณ ตำแหน่งที่ 4



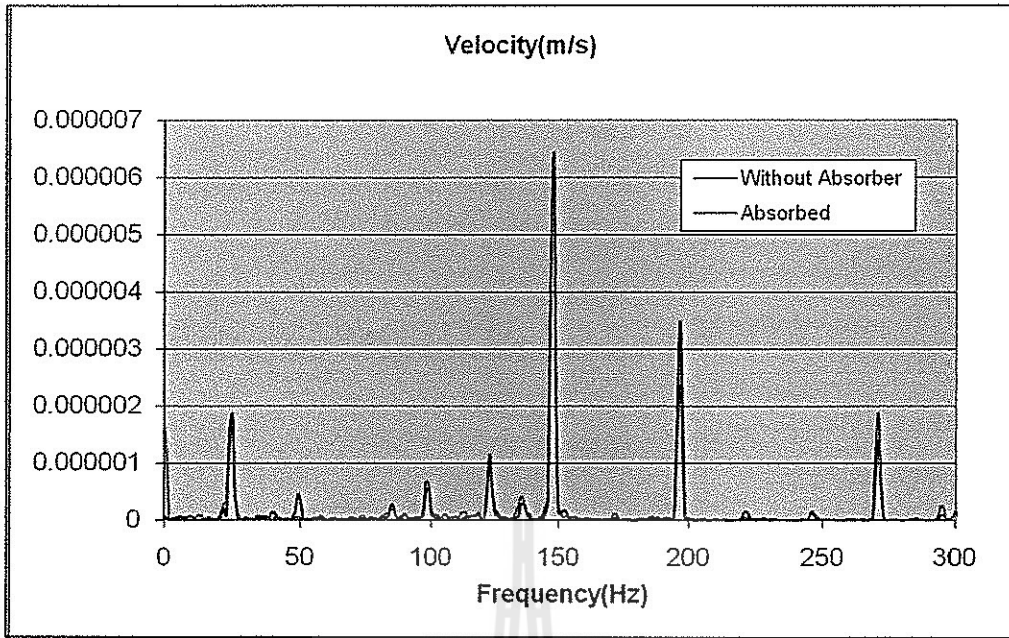
รูปที่ 3.23 แสดงแอมพลิจูดของความเร็วก่อนและหลังการติดตั้งตัวดูดซับ ณ ตำแหน่งที่ 4



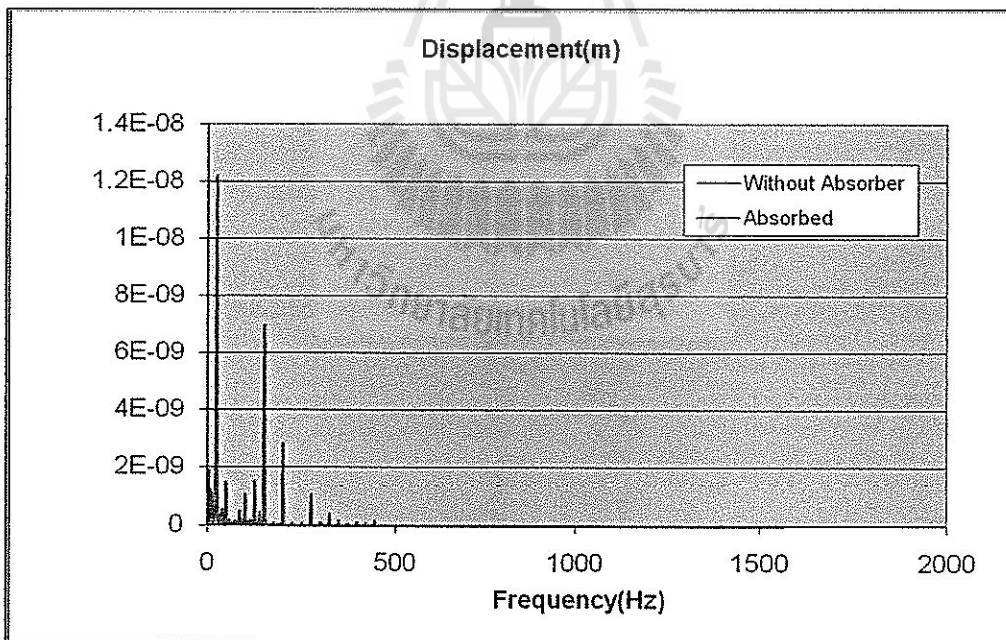
รูปที่ 3.24 แสดงแอมพลิจูดของการกระจัด ก่อนและหลังการติดตั้งตัวดูดซับ ณ ตำแหน่งที่ 4



รูปที่ 3.25 แสดงแอมพลิจูดของความเร่ง ก่อนและหลังการติดตั้งตัวดูดซับ ณ ตำแหน่งที่ 5

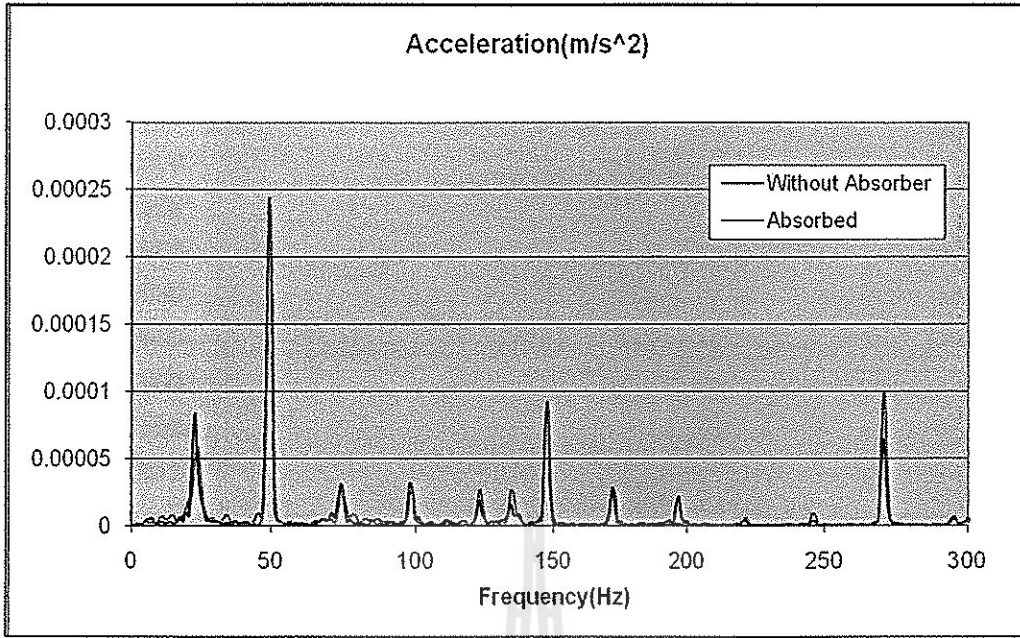


รูปที่ 3.26 แสดงแอมพลิจูดของความเร็วก่อนและหลังการติดตั้งตัวดูดซับ ณ ตำแหน่งที่ 5

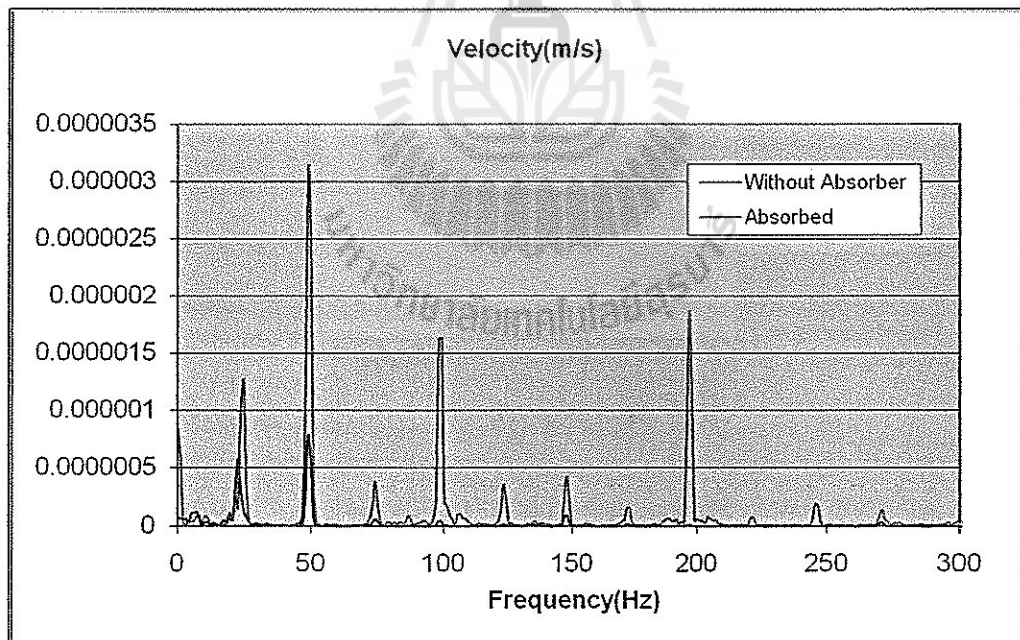


รูปที่ 3.27 แสดงแอมพลิจูดของการกระจัด ก่อนและหลังการติดตั้งตัวดูดซับ ณ ตำแหน่งที่ 5

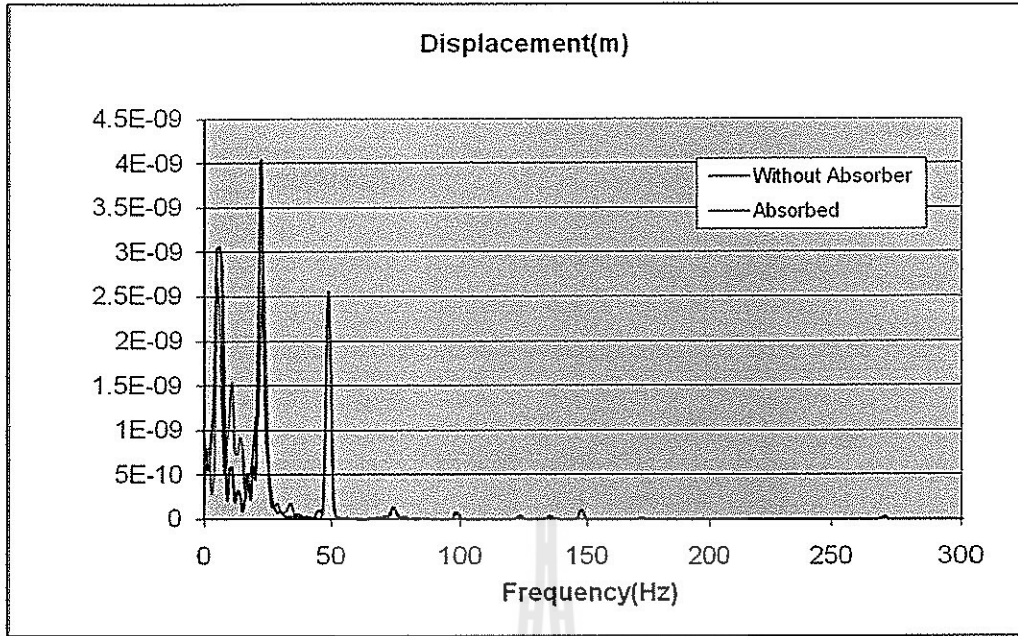




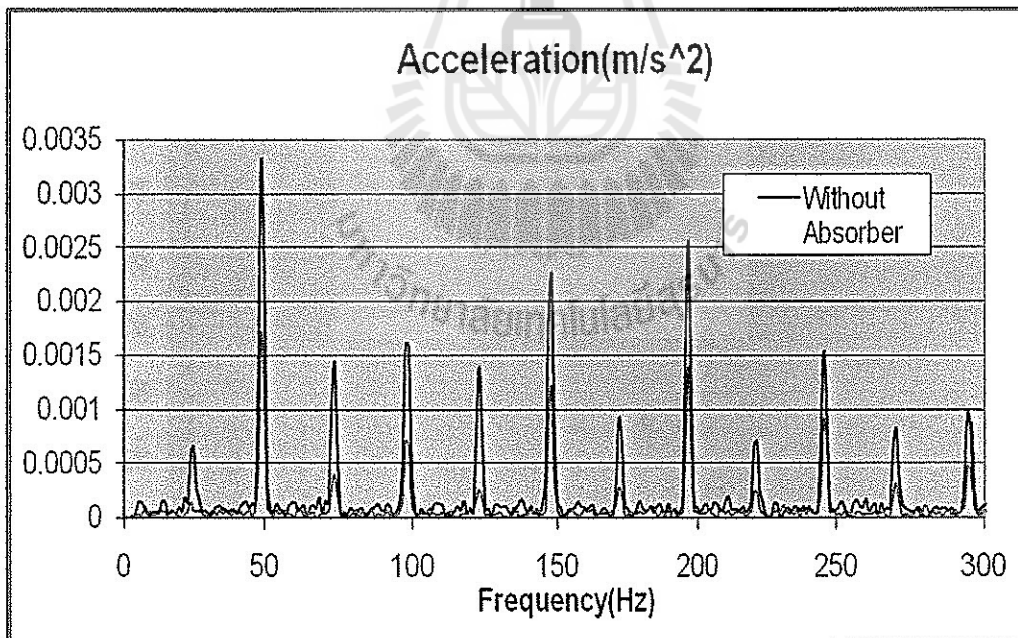
รูปที่ 3.28 แสดงแอมพลิจูดของความเร่ง ก่อนและหลังการติดตั้งตัวดูดซับ ณ ตำแหน่งที่ 6



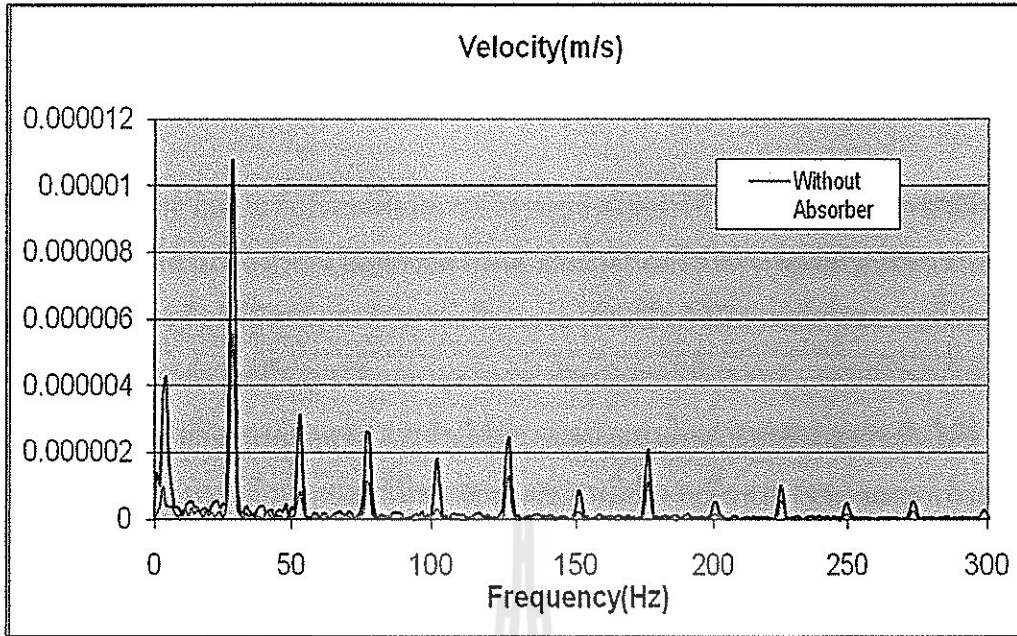
รูปที่ 3.29 แสดงแอมพลิจูดของความเร็ว ก่อนและหลังการติดตั้งตัวดูดซับ ณ ตำแหน่งที่ 6



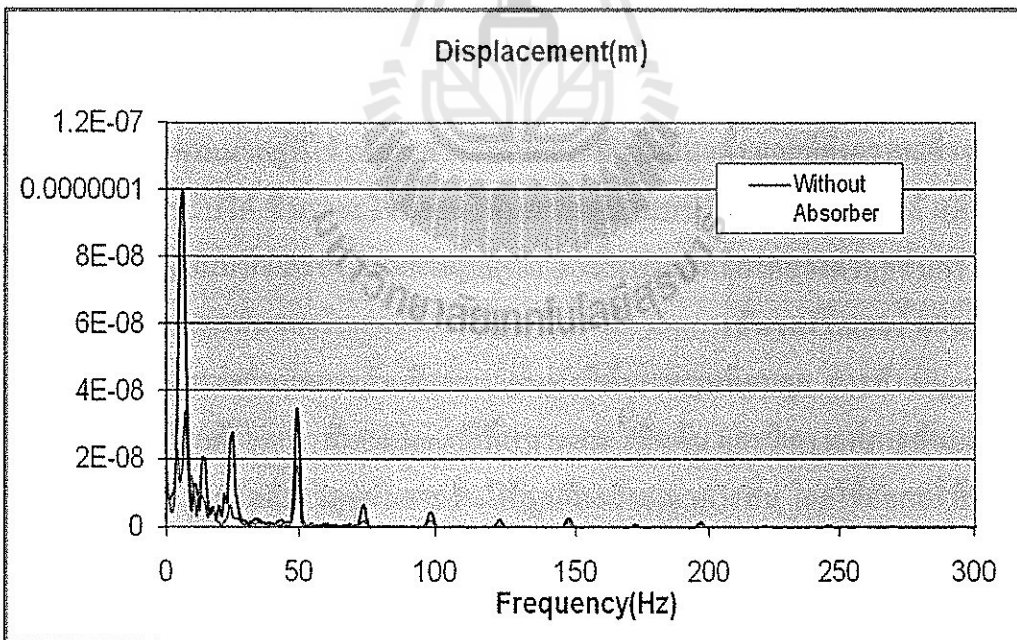
รูปที่ 3.30 แสดงแอมพลิจูดของการกระจัด ก่อนและหลังการติดตั้งตัวดูดซับ ณ ตำแหน่งที่ 6



รูปที่ 3.31 แสดงแอมพลิจูดของความเร่ง ก่อนและหลังการติดตั้งตัวดูดซับ ณ ตำแหน่งที่ 7



รูปที่ 3.32 แสดงแอมพลิจูดของความเร็วก่อนและหลังการติดตั้งตัวดูดซับ ณ ตำแหน่งที่ 7



รูปที่ 3.33 แสดงแอมพลิจูดของการกระจัด ก่อนและหลังการติดตั้งตัวดูดซับ ณ ตำแหน่งที่ 7

## บทที่ 4

### สรุปและข้อเสนอแนะ

#### 4.1 สรุป

ผลการศึกษาและวิเคราะห์เปรียบเทียบการทำงานของอัลกอริทึมควบคุมที่ใช้ในการปรับแต่งค่าความแข็งสปริง ที่สามารถทำงานได้อย่างอัตโนมัติ พบว่าอัลกอริทึมควบคุมแบบปรับความถี่ดูดซับจะสามารถชดเชยการสั่นได้ดีหากแรงที่กระทำเป็นแรงฮาร์โมนิกส์ที่มีความถี่เพียงความถี่เดียว แม้ว่าความถี่ของแรงดังกล่าวจะมีการเปลี่ยนแปลงก็ตาม ส่วนอัลกอริทึมควบคุมแบบปรับตัวได้สามารถปรับค่าความแข็งสปริงของตัวดูดซับการสั่นได้อย่างเหมาะสมต่อการลดขนาดการสั่นได้ดี ทั้งกรณีที่แรงกระทำต่อระบบหลักเป็นแรงที่มีขนาดและความถี่เดียวหรือหลายขนาดและหลายความถี่ ดังนั้นอัลกอริทึมควบคุมแบบปรับตัวได้ เป็นวิธีหนึ่งที่มีประสิทธิภาพที่ดีในการปรับค่าความแข็งสปริงของตัวดูดซับการสั่นแบบคานมวลคู่ ซึ่งสามารถนำไปประยุกต์ใช้ในการปรับค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ชดเชยการสั่นแบบไร้ตัวหน่วงในอุตสาหกรรมทั่วไปได้

#### 4.2 ข้อเสนอแนะ

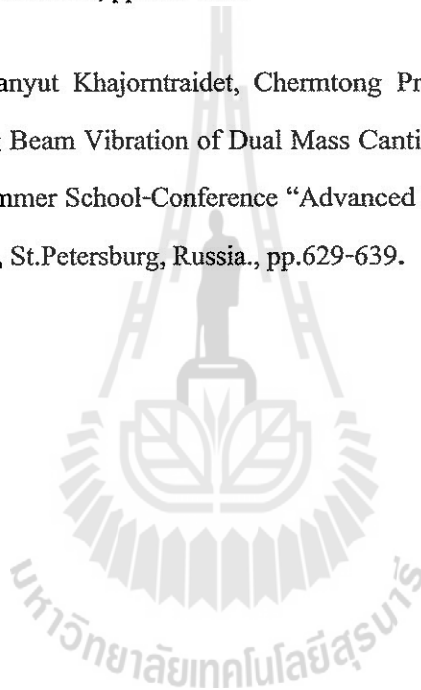
ในการทดลองที่ได้ประยุกต์ใช้ลดการสั่นของซิลิเดอร์ที่อาคารวิจัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี นั้น แหล่งที่มาของการสั่นที่เกิดขึ้นนั้น มาจากความไม่สมดุลในการหมุนของคอมแพรสเซอร์ที่ 50 Hz แต่ลักษณะการสั่นที่แสดงนั้นมีรูปร่างการสั่น (Mode shape) ที่มีหลายแบบ ที่ความถี่ต่างๆกัน ตัวดูดซับการสั่นแบบคานมวลคู่ที่ใช้ เหมาะสำหรับการลดการสั่นในแนวตั้ง และมีค่าความแข็งของสปริงที่จำกัดที่สามารถปรับได้ ซึ่งเราจะใช้อัลกอริทึมควบคุมแบบปรับความถี่ดูดซับได้ แต่การสั่นที่เกิดขึ้นมีความซับซ้อนมากและสั่นในหลายรูปแบบ ดังนั้นประสิทธิภาพของตัวดูดซับการสั่นแบบคานมวลคู่ในการลดการสั่นของซิลิเดอร์จึงไม่ดีพอ ถ้าเราต้องลดการสั่นของซิลิเดอร์ ควรจะต้องทำการลดการสั่นของแหล่งกำเนิดการสั่นเสียก่อน เช่นทำให้การหมุนที่สมดุล การทำ alignment ลดการหลวมคลอน เลือกตัวลดการสั่น (Isolator) ให้เหมาะสม เป็นต้น และวิเคราะห์การสั่นและรูปร่างการสั่นที่เกิดขึ้น เพื่อจะติดตั้งตัวดูดซับการสั่นให้ถูกต้องกับแนวการสั่น โดยใช้อัลกอริทึมควบคุมแบบปรับความถี่ดูดซับได้ ในการเลือกค่าความแข็งของสปริงที่เหมาะสมในการลดขนาดการสั่นให้มีประสิทธิภาพขึ้น

## บรรณานุกรม

- [1] Den Hartog, J.P., 1956. Mechanical Vibrations (4<sup>th</sup> edition), New York, McGraw-Hill.
- [2] Hunt, J.B., 1979. Dynamic Vibration Absorbers, Mechanical Engineering Publications, London.
- [3] Lamancusa, J.S., 1987. An Actively Tuned, Passive Muffler System for Engine Silencing, Proceedings of Noise-Con87, pp.313-318
- [4] Franchek, M.A., Ryan, M.W., and Bernhard, R.J.,1995. Adaptive-passive vibration control. Journal of Sound and Vibration. Vol.189, Issue 5, pp.565-585.
- [5] Buhr, C., Franchek, M.A., and Bernhard, R.J., 1997. Non-collocated adaptive- vibration control, Journal of Sound and Vibration. Vol.206, Issue 3, pp.371-398.
- [6] Simon G. Hill., Scott D.Snyder., Ben S. Cazzolato., 2002. An adaptive vibration absorber, Proceedings of the Annual Australian Acoustical Society Conference, Adelaide, Australia, pp.34-41.
- [7] Simon G. Hill., Scott D. Snyder., 2002. Design of an adaptive vibration absorber to reduce electrical transformer structural vibration, Transactions of the ASME, Journal of Vibration and Acoustics, Vol.124, No.4, pp.606-611
- [8] Carneal, J.P., Charette, F., Fuller, C.R., 2004. Minimization of sound radiation from plates using adaptive tuned vibration absorbers, Journal of Sound and Vibration, Vol.270, Issue 4-5, pp.781-792.
- [9] Christopher Ting-Kong, 1998. Design of adaptive dynamic vibration absorber, Master thesis, University of Adelaide, 97 pp.
- [10]Korenev, B.G., Reznikov, L.M. (1993). Dynamic vibration absorbers-Theory and Technical Applications, New York, Wiley.

## ผลผลิตจากงานวิจัย

1. Chermtong Prattanaruk, Jiraphon Srisertpol (2004), "Synthesis Algorithm of Adaptive Dynamic Vibration Absorber to Suppress Beam Vibration", Proceedings of the 8<sup>th</sup> Annual National Symposium on Computational Science and Engineering., pp 389-392.
2. Chermtong Prattanaruk, Jiraphon Srisertpol (2006) "Stiffness Adjustment of Dual Mass Cantilever Absorber for Suppressing Beam Vibration", Proceedings of the 20<sup>th</sup> National Mechanical Engineering Conference, pp.621-628.
3. Jiraphon Srisertpol, Chanyut Khajorntraidet, Chermtong Prattanaruk (2008) " Adaptive Algorithms for Suppressing Beam Vibration of Dual Mass Cantilever Absorber", Proceedings of the 36<sup>th</sup> International Summer School-Conference "Advanced Problems in Mechanics-2008 (APM08)", 6-10 July 2008, St.Petersburg, Russia., pp.629-639.



## แบบประวัติส่วนตัว

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

111 ถ.มหาวิทยาลัย ต.สุรนารี อ.เมือง จ.นครราชสีมา 30000

โทรศัพท์ 0 4422 3117 โทรสาร 0 4422 4413



jiraphon@sut.ac.th

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จิระพล ศรีเสริฐผล

Assistant Professor Jiraphon Srisertpol, Ph.D

การศึกษา/คุณวุฒิ

2003 Ph.D. (System analysis, Control and Processing information) St.Petersburg State University of Aerospace Instrumentation, Russia. (ทุนสหพันธ์รัฐรัสเซีย)

1998 M.E. (Technical Maintenance Aviation Electrosystems and Pilot- Navigation Complexes) St.Petersburg State Academy of Aerospace Instrumentation, Russia.

- หลักสูตร ผู้บริหารมหาวิทยาลัยรุ่นใหม่ รุ่นที่ 1
- “Energy and Sustainable Development” at the International Centre for Sustainable Energy Development in Moscow, UNESCO/The Russian Federation Co-Sponsored Fellowships Program from 14 October to 25 November 2010.

## ตำแหน่งปัจจุบัน

1. หัวหน้าสาขาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
2. ผู้ช่วยศาสตราจารย์ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
3. ผู้ดูแลหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (แมคคาทรอนิกส์) สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
4. คณะกรรมการสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี พ.ศ.2552 – ปัจจุบัน
5. คณะกรรมการ, สมาคมวิศวกรเครื่องกลไทย (TSME)

6. หัวหน้า, ห้องปฏิบัติการระบบอัตโนมัติเพื่อการผลิตสำหรับภาคอุตสาหกรรม
7. คณะกรรมการวิทยานิพนธ์ศึกษา มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี พ.ศ.2553– ปัจจุบัน
8. ที่ปรึกษา องค์กรนักศึกษา มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี พ.ศ.2553– ปัจจุบัน

#### **ผลงานวิชาการ (Academic works)**

- วารสารวิชาการนานาชาติ (International Journal) จำนวน 3 ฉบับ
- วารสารวิชาการระดับชาติ (National Journal) จำนวน 2 ฉบับ
- การประชุมวิชาการนานาชาติ (International Conference) จำนวน 16 ฉบับ
- การประชุมวิชาการระดับชาติ (National Conference) จำนวน 18 ฉบับ

#### **สิทธิบัตร และลิขสิทธิ์ (Patents and Property Right)**

- เครื่องมือวัดความหนืด โดยใช้เทคนิคการชดเชย (Viscometer using Compensated Technique)

#### **เอกสารคำสอน และตำรา**

- รองศาสตราจารย์.ร.อ.ดร. กนต์ธร ชำนิประศาสน์ และดร.จิระพล ศรีเจริญผล (2548) “ เอกสารคำสอน รายวิชา 402401 ระบบควบคุมอัตโนมัติ”, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี, 265 หน้า

#### **รายงานผลการวิจัย (Research report)**

- โครงการเขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อหาฟังก์ชันการถ่ายโอนของวัสดุ โดยใช้คุณสมบัติความยืดหยุ่น หนืดเชิงเส้น

ผู้ให้ทุน : มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี (รหัสโครงการ SUT7-707-48-12-71)

**งานวิจัยที่สนใจ:** Adaptive System, System Identification and Vibration Control