การออกแบบเครื่องตรวจสอบหัวอ่านฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์แบบอัตโนมัติความเร็วสูงโดยใช้ภาพ

นายประธาน ชมเมืองปัก

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเมคคาทรอนิกส์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
ปีการศึกษา 2558

DESIGN OF HIGH-SPEED AUTOMATIC VISUAL INSPECTION MACHINE FOR HEAD GIMBAL ASSEMBLY (HGA)

Prathan Chommuangpuck

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Master of Engineering in Mechatronic Engineering

Suranaree University of Technology

Academic Year 2015

การออกแบบเครื่องตรวจสอบหัวอ่านฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์
แบบอัตโนมัติความเร็วสูงโดยใช้ภาพ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้นับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญามหาบัณฑิต

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

(ผศ. ดร.กีรติ สุลักษณ์)
ประธานกรรมการ

(รศ. ดร.จิระพล ศรีเสริฐผล)
กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)

(อ. ดร.โศรฎา แข็งการ)
กรรมการ

(ศ. ดร.ชูกิจ ลิมปิจำนงค์)
รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการและนวัตกรรม

(รศ. ร.อ. ดร.กนต์ธร ชำนิประศาสน์)
คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ประธาน ชมเมืองปัก : การออกแบบเครื่องตรวจสอบหัวอ่านฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์แบบอัตโนมัติความเร็วสูงโดยใช้ภาพ (DESIGN OF HIGH-SPEED AUTOMATIC VISUAL INSPECTION MACHINE FOR HEAD GIMBAL ASSEMBLY (HGA)) อาจารย์ที่ปรึกษา : รองศาสตราจารย์ ดร.จิระพล ศรีเสริฐผล, 109 หน้า.

ในปัจจุบันเครื่องจักรอัตโนมัติถูกใช้อย่างแพร่หลายในอุตสาหกรรมต่างๆ เช่น อุตสาหกรรมฮาร์ดดิสก์ไดรว์ฟ เพื่อเป็นการเพิ่มขีดความสามารถของกระบวนการผลิต ซึ่งในบริษัทเวสเทิร์นดิจิตอล (ประเทศไทย) จำกัด นั้นได้มีการใช้เครื่องจักรอัตโนมัติในการตรวจสอบชิ้นงานหัวอ่านเขียนฮาร์ดดิสก์ไดร์วฟด้วยความสามารถในการตรวจสอบชิ้นงานประมาณ 2,700 ชิ้นงานต่อชั่วโมง ซึ่งความสามารถในปัจจุบันนี้ทำให้เครื่องจักรดังกล่าวเป็นคอขวด (Bottleneck) ในกระบวนการผลิตหัวอ่านเขียนฮาร์ดดิสก์ไดรว์ฟแบบอัตโนมัติ ดังนั้นในการกำจัดคอขวดของกระบวนการผลิตจึงต้องมีการออกแบบเครื่องจักรใหม่เพื่อให้สามารถตรวจสอบชิ้นงานได้ที่ 3,600 ชิ้นต่อชั่วโมง ซึ่งหลังจากที่ได้ทำการออกแบบเครื่องพบว่าเครื่องจักรสามารถตรวจชิ้นงานได้ตามปริมาณที่ต้องการ แต่กลับพบว่าคุณภาพของภาพที่ใช้ในการตรวจสอบนั้นอยู่ในเกณฑ์ที่ต่ำทำให้เกิดความผิดพลาดในการตรวจสอบชิ้นงานขึ้น ซึ่งสาเหตุดังกล่าวเกิดจากการสั่นสะเทือนในเครื่องจักรที่มีต้นเหตุมาจากอุปกรณ์ขับเคลื่อนในเครื่องจักร ในงานวิจัยนี้ได้ประยุกต์หลักการแยกการสั่นสะเทือน (Vibration Isolation) เพื่อทำการออกแบบจักรและปรับปรุงคุณภาพของรูปภาพที่ใช้ในการตรวจสอบชิ้นงานให้มีความแม่นยำและความเที่ยงมากขึ้น ซึ่งจากการผลการวิจัยพบว่าหลังจากที่ได้ทำการติดตั้งอุปกรณ์แยกการสั่นสะเทือน (Isolators) สามารถลดการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนในเครื่องจักรได้ประมาณ 85-98%, 30-95% และ 54-98% ในแกน X, แกน Y และแกน Z ตามลำดับ แต่กลับพบว่าที่ความเร็วรอบต่ำค่าแอมพลิจูดของเครื่องจักรมีค่าสูงขึ้น ซึ่งเป็นผลมาจากช่วงขยายการสั่นสะเทือนตามหลักการแยกการสั่นสะเทือน และที่ความเร็วรอบสูงของชุดต้นกำลังนั้นพบว่าค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานของขนาดความโตของรูที่ใช้ในการอ้างอิงเพื่อตรวจสอบชิ้นงานมีค่าลดลงจาก 1.70 ไมโครเมตร เหลือ 0.50 ไมโครเมตร หรือสามารถกล่าวได้ว่าเครื่องจักรมีความเที่ยงเพิ่มขึ้น 70.59% ซึ่งสามารถยืนยันได้ว่าเครื่องตรวจสอบชิ้นงานหัวอ่านเขียนแบบอัตโนมัติความเร็วสูงนั้นสามารถตรวจชิ้นงานได้ตามความปริมาณที่ต้องการ โดยที่คุณภาพของรูปที่ใช้ในการตรวจสอบยังอยู่ในเกณฑ์ที่ดี

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล ลายมือชื่อนักศึกษา ____________

ปีการศึกษา 2558 ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา ____________

PRATHAN CHOMMUANGPUCK : DESIGN OF HIGH-SPEED AUTOMATIC VISUAL INSPECTION MACHINE FOR HEAD GIMBAL ASSEMBLY (HGA). THESIS ADVISOR : ASSOC. PROF. JIRAPHON SRISERTPOL, Ph.D., 109 PP.

VIBRATION ISOLATION/ AUTOMATIC VISUAL INSPECTION/ MACHINE DESIGN/ HEAD GIMBAL ASSEMBLY

Nowadays, automation machine and system are widely used in Hard Disk Drive (HDD) industry for high production and inspection process. Western Digital Company (WD) also used auto inspection machine to inspect Head Gimbal Assembly (HGA) by 2,700 HGAs per hour. But with its present performance, this machine become the bottleneck in HGA automation process. In order to eliminate the bottleneck, the machine should operate to achieve machine units per hour (UPH) of 3,600 HGAs. Thus, this research aimed to design the high-speed automatic visual inspection machine in HGA automation process to achieve machine Units per Hour (UPH) of 3,600 HGAs. Consequently, the driven components of machine have to operate at high speed in order to achieve 3,600 UPH and it cause the vibration taking place in machine which arise from the dynamics responses in machine component. Moreover, the large amplitude of vibration responses are affected to the resolution of images and it decreased machine efficiency to justify whether HGA has defect or not. The vibration isolation approach is demonstrated in this research by changing the boundary condition or adding the isolator into traditional machine to reduce the force transmissibility from vibration sources. After the isolator are installed, the results shown that the amplitude of vibration responses decreased to 85-98%, 30-95%, and 54-98% of displacement transmissibility for X, Y, and Z axes, respectively.

shown that the amplitude of vibration responses decreased to 85-98%, 30-95%, and 54-98% of displacement transmissibility for X, Y, and Z axes, respectively. However, the machine cannot refrain the low speed of driven components. Nevertheless, it can operate at high speed to examine 3,600 of HGAs per hour. As well as, the standard deviation of HGA's reference hole is reduced from 1.70 microns to 0.50 microns or about 70.59% of machine's precision increased and it can ensure that the machine can examine 3,600 of HGAs per hour.

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

School of Mechanical Engineering | Student's Signature ______________

Academic Year 2015 | Advisor's Signature ______________

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดีเนื่องจากได้รับความช่วยเหลือในด้านต่างๆ ทั้งด้านคำแนะนำทางวิชาการและการสนับสนุนอุปกรณ์ เครื่องจักร เครื่องมือต่างๆ ที่ใช้ในงานวิจัยครั้งนี้เป็นอย่างดี ซึ่งทางผู้จัดทำขอขอบพระคุณผู้ที่มีส่วนร่วมในการสนับสนุนงานวิจัยครั้งนี้ ได้แก่

บริษัทเวสเทิร์นดิจิตอล (ประเทศไทย) จำกัด ที่ได้เอื้อเฟื้อสถานที่ในการทำวิจัย รวมไปถึงให้การสนับสนุนในด้านข้อมูลสำคัญ เครื่องมือ เครื่องจักร ตลอดจนงบประมาณที่ได้ในการทำวิจัยครั้งนี้ นอกจากนี้ยังให้การสนับสนุนด้านบุคลากรที่ช่วยให้คำแนะนำ ในการออกแบบและพัฒนาเครื่องจักรเป็นอย่างดี ซึ่งงานวิจัยครั้งนี้จะไม่สามารถสำเร็จได้หากไม่ได้รับการสนับสนุนจากบริษัทนี้

รองศาสตราจารย์ ดร.จิระพล ศรีเสริฐผล อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ และ อ.ดร.โศรฎา แข็งการ ที่ได้ให้ความรู้และคำปรึกษาต่างๆ ในงานวิจัยครั้งนี้ ตลอดไปจนคอยชี้แนะ แนะนำแนวทางในการทำวิจัยเพื่อให้ประสบความสำเร็จ ซึ่งไม่เพียงแค่คำแนะนำในการทำวิจัยแต่ยังรวมไปถึงการใช้ชีวิตประจำวัน แนวทางการศึกษาต่อ จนทำให้ผู้จัดทำสามารถฝ่าฟันอุปสรรคต่างๆ ในการทำวิจัยไปได้เป็นอย่างดี ท้ายนี้ข้าพเจ้าขอขอบคุณ บิดา มารดา รวมไปถึงบุคคลในครอบครัวของข้าพเจ้าที่คอยให้กำลัง และสนับสนุน ส่งเสริมการศึกษาของข้าพเจ้าตลอดการศึกษาในระดับปริญญาโทครั้งนี้ และขอขอบพระคุณครูบาอาจารย์ทุกท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทความรู้ รวมทั้งถ่ายทอดประสบการณ์ในการทำงานจนทำให้ข้าพเจ้าสามารถนำมาประยุกต์ใช้ในการประกอบอาชีพ และการศึกษาของข้าเจ้า ขอแสดงความขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ประธาน ชมเมืองปัก

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ (ภาษาไทย) ก
บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ) ข
กิตติกรรมประกาศ ง
สารบัญ จ
สารบัญตาราง ฉ
สารบัญรูป ช

บทที่

1 บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา 1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย 4
1.3 ขอบเขตของการวิจัย 4
1.4 วิธีการดำเนินวิจัย 5
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ 6

2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 กล่าวนำ 7
2.2 การสั่นสะเทือนคืออะไร 7
2.3 เบื้องต้นเกี่ยวกับการสั่นสะเทือน 8
2.4 ทฤษฎีการสั่นสะเทือน 17
2.5 เครื่องมือและอุปกรณ์ในการวัด 27
2.6 การติดตั้งและการกำหนดตำแหน่งการวัด 35
2.7 การตรวจวัดและการจัดเก็บข้อมูล 38
2.8 การป้องกันการสั่น 40
2.9 วิธีควบคุมการสั่น 41
2.10 การคำนวณการป้องกันแรงที่จะส่งผ่านสู่ฐาน 46

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

2.11 การคำนวณการลดการส่งผ่านแรงไปสู่ระบบ 49
2.12 การลดแรงสู่ฐานเนื่องจากการหมุนที่ไม่ได้ผล 50
2.13 การป้องกันการสั่นของระบบที่ติดตั้งบนฐานที่ยืดหยุ่นได้ 50
2.14 การป้องกันแรงกระแทก 53
2.15 เครื่องซับการสั่น 54
2.16 เครื่องซับการสั่นแบบมีความหน่วง 62
2.17 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง 64
3 วิธีดำเนินการวิจัย
3.1 กล่าวนำ 69
3.2 การออกแบบการทดลอง 70
3.3 การออกแบบและพัฒนาเครื่องจักร 73
3.4 การวิเคราะห์ค่าทางสถิติของรูอ้างอิงบนชิ้นงาน 75
4 สรุปผลการวิจัย
4.1 ค่าการสั่นสะเทือนก่อนทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน 77
4.2 การเลือกอุปกรณ์ลดการสะเทือน 80
4.3 ค่าการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนหลังจากทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน 81
4.4 ค่าความสามารถในการส่งผ่านการสั่นสะเทือน 81
4.5 การวิเคราะห์ค่าทางสถิติของขนาดรูอ้างอิงบนชิ้นงาน 83
5 อภิปรายผลการวิจัย และข้อเสนอแนะ
5.1 อภิปรายผลการวิจัย 92
5.2 ข้อเสนอแนะ 92
บรรณานุกรม 94
ภาคผนวก
ภาคผนวก ก. บทความวิชาการที่ได้ตีรับการตีพิมพ์เผยแพร่ในขณะศึกษา 97
ภาคผนวก ข. ข้อมูลทางเทคนิคของอุปกรณ์แยกการสั่นสะเทือน 104

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

ภาคผนวก ค. ข้อมูลทางเทคนิคของที่ใช้ในการตรวจสอบ
ชิ้นงานหัวอ่านเขียนฮาร์ดดิสก์ไดร์ 107
ประวัติผู้เขียน 109

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สารบัญตาราง

ตารางที่ **หน้า**

4.1 การลดลงของแอลพลิจูดในแต่ละความเร็วรอบที่ความถี่ 35 เฮิร์ตซ์ 82

4.2 ผลการวิเคราะห์ทางสถิติของค่าขนาดของรูอ้างอิงบนชิ้นงานก่อน 83
และหลังจากทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน

4.3 ผลการวิเคราะห์ค่าเฉลี่ยของ 2 ตัวแปร ในทางสถิติแบบ t-test 85

4.4 ผลการวิเคราะห์ค่าความแปรปรวนแบบทางเดียว 87

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สารบัญรูป

รูปที่ หน้า

1.1 กระบวนการผลิตหัวอ่านฮาร์ดดิสก์ไดร์ฟ 2

1.2 เครื่องตรวจสอบหัวอ่านฮาร์ดดิสก์ไดร์ฟแบบอัตโนมัติ 2

1.3 แสดงขั้นตอนการทำงานของเครื่อง 3

1.4 แสดงการเปรียบเทียบเมื่อปรับความเร็วรอบของเซอร์โวมอเตอร์ กับเวลาการทำงานและการสั่นไหวของภาพ 4

2.1 ตัวอย่างการสั่นสะเทือนโดยอิสระ (Free Body Vibration) 10

2.2 การสั่นสะเทือนแบบขบกันหรือเคลื่อนที่ผ่าน (Meshing or Passing Vibration) 10

2.3 การสั่นสะเทือนจากแรงเสียดทาน (Frictional Vibration) 11

2.4 รอบของการเคลื่อนที่ (Cycle of Motion) ของเพลา 12

2.5 รอบของการเคลื่อนที่ (Cycle of Motion) ของสปริงแผ่น 12

2.6 ขนาดการสั่นสะเทือน (Amplitude) 13

2.7 สปริงที่มีวัตถุซึ่งมีมวล m (Kg) แขวนติดอยู่ที่ปลาย 15

2.8 การทดสอบความถี่ธรรมชาติของวัตถุที่มีขนาดแตกต่างกัน 15

2.9 ความสัมพันธ์ระหว่างการกระจัด ความเร็ว และความเร่ง 17

2.10 การเคลื่อนที่แบบฮาร์โมนิก 2 ค่า โดยที่มีมุมเฟสต่างกัน 19

2.11 การเคลื่อนที่แบบไม่เป็นฮาร์โมนิก (Non-Harmonic Motion) 20

2.12 แบบจำลองของระบบเชิงกลที่มีการสั่นแบบอิสระ 22

2.13 ผลตอบสนองของระบบที่สั่นอิสระแบบมีความหน่วงต่ำ 25

2.14 ผลตอบสนองของระบบที่สั่นอิสระแบบความหน่วงวิกฤติ 26

2.15 ผลตอบสนองของระบบที่สั่นอิสระแบบความหน่วงสูง 27

2.16 การติดตั้งของหัววัดการกระจัด (Displacement Probe) หรือ Eddy Probe 28

2.17 แสดงการทำงานของ Proximity Probe 29

2.18 แสดงหัววัดแบบความเร็ว(Velocity Probe) 31

2.19 แสดงหัววัดแบบความเร่ง (Accelerometers) 32

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ **หน้า**

2.20 สายนำสัญญาณที่ใช้สำหรับการวัดการสั่นสะเทือน 33
2.21 มิเตอร์วัดการสั่นสะเทือน (Vibration Meter) 34
2.22 เครื่องมือเก็บข้อมูลและวิเคราะห์ผล (Analyzer) 34
2.23 เครื่องมือวิเคราะห์แบบทันทีทันใด (Real time analyzer) 34
2.24 แสดงการตอบสนองต่อความถี่สูงสุดของMounting แต่ละแบบ 37
2.25 แสดงการตอบสนองต่อความถี่ธรรมชาติของ Mounting แต่ละแบบ 37
2.26 การทำงานของเครื่องวิเคราะห์การสั่นสะเทือนเมื่อผ่านกระบวนการ FFT 39
2.27 กราฟโดเมนเวลาที่ประกอบไปด้วยความถี่ซ้อนกันหลายความถี่ 40
2.28 แสดงความสัมพันธ์ของการสั่นสะเทือนบนโดเมนเวลากับโดเมนความถี่ 40
2.29 ระบบป้องกันการสั่นสะเทือน 45
2.30 อัตราส่วนการส่งผ่านแรง 48
2.31 การป้องกันการสั่นของระบบฐานที่ยืดหยุ่นได้ 51
2.32 อุปกรณ์ซับการสั่น 55
2.33 ผลกระทบของการติดตั้งเครื่องซับการสั่น 58
2.34 ค่าความถี่ธรรมชาติของระบบรวม 61
2.35 เครื่องซับการสั่นแบบมีความหน่วง 62
2.36 ผลกระทบของการติดตั้งเครื่องซับการสั่นแบบมีความหน่วง 64
3.1 แสดงขั้นตอนวิธีดำเนินการออกแบบและวิจัย 70
3.2 แสดงส่วนประกอบหลักของเครื่องและหลักการทำงานของเครื่อง 71
3.3 แสดงขั้นตอนการทำงานและเวลาที่ใช้ในการทำงานของแต่ละขั้นตอน ตามความเร็วรอบของชุดเซอร์โวมอเตอร์ 72
3.4 แสดงตำแหน่งของการวัดค่าการส่งผ่านและการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือน 72
3.5 แสดงเครื่องมือวัดและวิเคราะห์ค่าความถี่ของการสั่นสะเทือน 73
3.6 แสดงตำแหน่งการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน 74
3.7 แสดงเครื่องจักรหลังจากที่ได้ทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน 74
3.8 แสดงแบบจำลองของการสั่นสะเทือนในเครื่องจักร 75

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ **หน้า**

3.9 แสดงการประมวลผลภาพของเครื่องตรวจสอบหัวอ่านเขียนฮาร์ดดิสก์ไดร์ว 76
4.1 แสดงการส่งผ่านการสั่นสะเทือนจากชุดต้นกำลังในแกน X 77
4.2 แสดงการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนในแกน X 78
4.3 แสดงการส่งผ่านการสั่นสะเทือนจากชุดต้นกำลังในแกน Y 78
4.4 แสดงการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนในแกน Y 79
4.5 แสดงการส่งผ่านการสั่นสะเทือนจากชุดต้นกำลังในแกน Z 79
4.6 แสดงการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนในแกน Z 80
4.7 แสดงการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนที่ความเร็วรอบ 150 รอบต่อนาที ของชุดเซอร์โวมอเตอร์หลังจากที่ได้ทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน 84
4.8 แสดงการเปรียบเทียบค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานก่อนและหลังทำการติดตตั้ง อุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน 84
4.9 แสดงการทดสอบสมมติฐานทางสถิติของการวัดค่าเส้นผ่านศูนย์กลางของรูอ้างอิง 86
4.10 แสดงค่า Residual Plots ของเส้นผ่านศูนย์กลางที่ได้จากการวัดก่อน ทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน 88
4.11 แสดงการเปรียบเทียบค่าความแตกต่างแบบ Fisher ที่ระดับความเชื่อมั่น 95% ในแต่ละความเร็วรอบ ก่อนทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน 88
4.12 แสดง Boxplots ของค่าที่ได้จากการวัดก่อนติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน 89
4.13 แสดงค่า Residual Plots ของเส้นผ่านศูนย์กลางที่ได้จากการวัดหลังจาก ทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน 90
4.14 แสดงการเปรียบเทียบค่าความแตกต่างแบบ Fisher ที่ระดับความเชื่อมั่น 95% ในแต่ละความเร็วรอบ หลังจากทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน 90
4.15 แสดง Boxplots ของค่าที่ได้จากการวัดหลังติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน 91

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

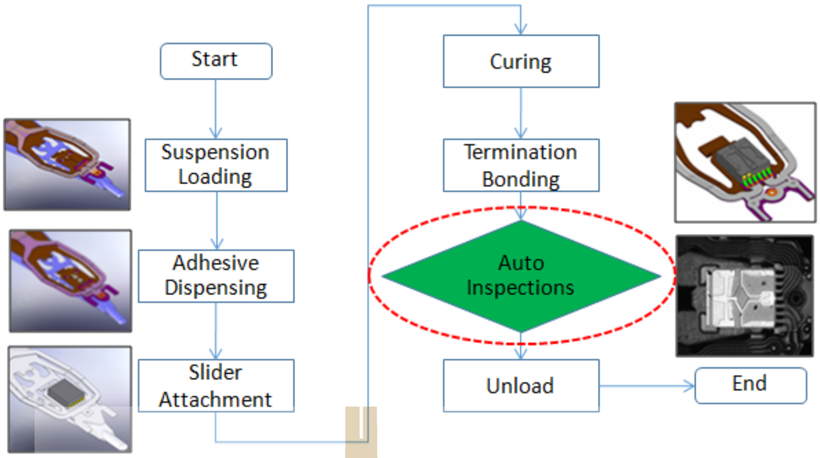
บทที่ 1
บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์มีการพัฒนาขึ้นอย่างรวดเร็วเพื่อตอบสนองความต้องการของผู้บริโภค ทั้งในด้านความจุ ความรวดเร็วในการเข้าถึงข้อมูล ในอนาคตผู้บริโภคมีแนวโน้มทีจะนิยมใช้ฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์เป็น Personal server หรือ could server เพื่อจัดเก็บข้อมูลทั้ง ในด้านรูปแบบมัลติมีเดียเช่น วีดีโอ รูปภาพ หนัง เพลง ข้อมูลต่างเป็นต้นโดยส่วนใหญ่ข้อมูลจะถูกถ่ายโอนจาก Smart Phone หรือ Tablet หรือการ Download ในขณะที่ขนาดไฟล์มีเดียต่างๆ ทั้งหนัง เพลง รูปภาพได้มีการพัฒนาในรูปแบบต่างๆ เพื่อเพิ่มความคมชัดและรายละเอียดที่มากขึ้นยิ่งทำให้ขนาดข้อมูลมีขนาดใหญ่ตามไปด้วย ผู้ผลิตได้คำนึงถึงความต้องการของผู้บริโภคในแง่มุมนี้ จึงพยามยามพัฒนาความจุของฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์ ให้ได้มากที่สุด โดยได้มีการคิดค้นพัฒนาในหลายรูป อาทิเช่น เทคโนโลยีHAMR (Heat-Assisted Magnetic Recording) เป็นต้นซึ่งเทคโนโลยีนี้ยังไม่ได้นำไปใช้ในการผลิตจริง ในขณะที่เทคโนโลยีที่ใช้ในปัจจุบันคือเทคโนโลยี PMR (Perpendicular Magnetic Recording) ก็ยังคงได้รับการพัฒนาอย่างต่อเนื่องและเพื่อตอบสนองความต้องการของผู้บริโภคอย่างทันท่วงทีทางผู้ผลิตจึงได้ทำการพัฒนาการเพิ่มความจุของฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์โดยทำการเพิ่มจำนวนแผ่นดิสก์ให้มากขึ้น ซึ่งการเพิ่มจำนวนแผ่นดิสก์นั้น ต้องเพิ่มจำนวนหัวอ่านเขียนตามไปด้วย ทำให้ผู้ผลิตหัวอ่านเขียนต้องเพิ่มกำลังการผลิตมากขึ้น

การผลิตหัวอ่านเขียนนั้นมีขั้นตอนเริ่มตั้งแต่นำแขนจับหัวอ่านเขียนใส่ลงในตัวจับยึด จากนั้นทำการหยอดกาว ติดหัวอ่านเขียน อบกาว เชื่อมวงจรระหว่างหัวอ่านเขียนและแขนจับหัวอ่านเขียนเข้าด้วยกันสุดท้ายเป็นกาตรวจสอบความถูกต้อง และตำหนิที่ต่างๆที่เกิดขึ้นบนตัวหัวอ่านเขียน ก่อนส่งมอบให้กับขบวนการถัดไป

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 1.1 กระบวนการผลิตหัวอ่านฮาร์ดดิสก์ไดร์ฟ

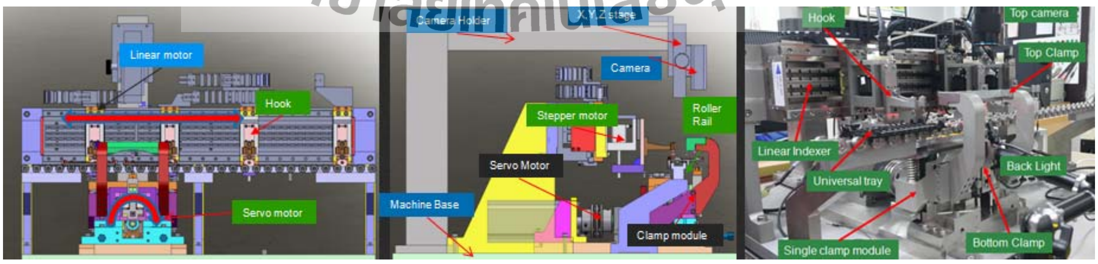
การตรวจสอบความถูกต้อง และตำหนิบนตัวหัวอ่านเขียนนั้น ใช้เครื่องจักรแบบอัตโนมัติในการตรวจสอบ โดยเครื่องตรวจสอบอัตโนมัตินั้นมีส่วนประกอบหลัก 4 ส่วน คือ

1)ชุดนำพาชิ้นงานขับเคลื่อนโดยใช้ลิเนียร์มอเตอร์เพื่อพาชิ้นงานเคลื่อนที่ไปยังตำแหน่งที่ตรวจสอบและนำพาชิ้นงานออกไปยังตำแหน่งถัดไป

2)ชุดจับยึดชิ้นงานทำงานโดยอาศัยต้นกำลังจากเซอร์โวมอเตอร์เพื่อหมุนชุดจับยึดชิ้นงานเพื่อจับยึดงานให้อยู่ในตำแหน่งที่ถูกต้องก่อนทำการตรวจสอบ

3) ชุดกล้องตรวจสอบชิ้นงานซึ่งทำหน้าที่ตรวจสอบชิ้นงาน โดยกล้องจะยึดติดกับแขนจับกล้องและตั้งอยู่บนพื้นของเครื่อง

4)ชุดพื้นเครื่องจักรประกอบด้วยพื้นเครื่องและตัวโครงเครื่องจักร

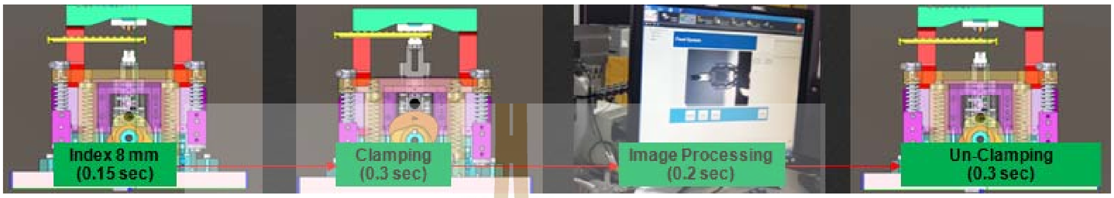


รูปที่ 1.2 เครื่องตรวจสอบหัวอ่านฮาร์ดดิสก์ไดร์ฟแบบอัตโนมัติ

เครื่องตรวจสอบอัตโนมัติมีขั้นตอนการทำงาน โดยเริ่มตั้งแต่เมื่อชิ้นงานซึ่งอยู่ในถาดใส่งานอยู่ในตำแหน่งเริ่มต้นชุดนำพาจะทำการพาชิ้นงานส่งต่อไปยังตำแหน่งที่จะใช้จับยึดโดยตัว

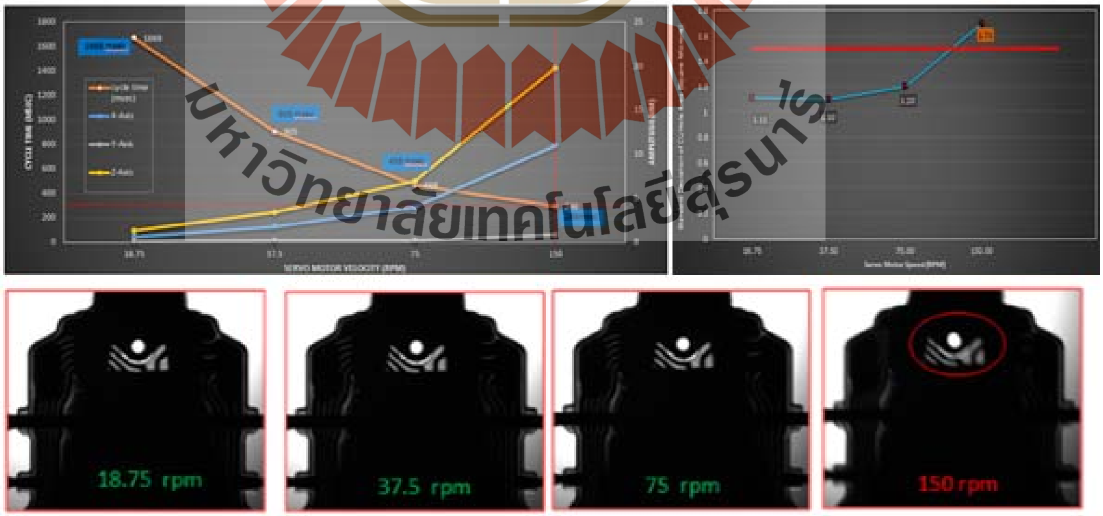
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

นำพานี้จะทำงานโดยใช้ลีเนียร์มอเตอร์ และเมื่อชิ้นงานอยู่ในตำแหน่งเครื่องจะทำการส่งสัญญาณให้เซอร์โวมอเตอร์หมุนเพื่อทำให้ชุดจับยึดชิ้นงานทำการจับยึดชิ้นงาน หลังจากนั้นเครื่องจะทำการตรวจสอบชิ้นงานด้วยกล้องและเมื่อตรวจสอบเสร็จเครื่องจะทำการสั่งให้เซอร์โวมอเตอร์ทำการหมุนเพื่อปลดล็อคการจับยึด ซึ่งขั้นตอนที่กล่าวมาทั้งหมดเบื้องต้นจะต้องทำให้แล้วเสร็จภายใน 1 วินาที



รูปที่ 1.3 แสดงขั้นตอนการทำงานของเครื่อง

ปัจจุบันเครื่องสามารถทำงานได้ความเร็วในระดับที่ต้องการคือ 0.95 วินาทีต่อ1ชิ้นงานหรือได้ผลผลิตมากกว่า 3600 ชิ้นต่อชั่วโมงโดยเวลาที่ใช้งานนานสุดคือช่วงการหมุนของเซอร์โวมอเตอร์เพื่อจับยึดชิ้นงานและปล่อยชิ้นงานโดยมีเวลาประมาณ 0.3 วินาทีแต่ปัญหาที่พบคือเมื่อเราเพิ่มความเร็วรอบของเซอร์โวมอเตอร์เพื่อให้ได้เวลาที่ต้องการกลับทำให้ภาพถ่ายที่ได้เกิดการสั่นไหวโดยเทียบได้จากการวัดขนาดของรูโดยค่าส่วนเบี่ยงมาตรฐานของรูมีค่าสูงขึ้นอย่างมีนัยสำคัญ ซึ่งทำให้ความสามารถในการตรวจสอบภาพมีความถูกต้อง แม่นยำลดลงตามไปด้วย



รูปที่ 1.4 แสดงการเปรียบเทียบเมื่อปรับความเร็วรอบของเซอร์โวมอเตอร์กับเวลาการทำงานและการสั่นไหวของภาพ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

โดยเมื่อเซอร์โวมอเตอร์ที่ใช้เป็นต้นกำลังของชุดจับยึดหมุนด้วยความเร็วรอบสูงขึ้น ทำให้เกิดแรงสั่นสะเทือนส่งผ่านจากชุดมอเตอร์ผ่านไปยังฐานเครื่องและส่งต่อไปยังชุดขาจับยึดกล้องและกล้องตามลำดับ ทำให้กล้องสั่นไหวในขณะตรวจสอบภาพ ซึ่งเป็นสาเหตุที่ทำให้ภาพสั่นไหว ทำให้ความถูกต้องแม่นยำในการตรวจสอบชิ้นงานของเครื่องตรวจสอบแบบอัตโนมัติลดลง บทความนี้จะทำการออกแบบเครื่องตรวจสอบหัวอ่านฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์แบบอัตโนมัติความเร็วสูงโดยใช้ภาพเพื่อให้สามารถผลิตชิ้นงานให้ได้ตามความต้องการคือ3600 ชิ้นต่อชั่วโมงโดยที่ยังได้คุณภาพของภาพที่ใช้ในการตรวจสอบชิ้นงานที่ถูกและแม่นยำโดยดูได้จากค่าส่วนเบี่ยงมาตรฐานของขนาดรูCU hole ต้องมีค่าไม่เกิน1.5ไมโครเมตร(7.5% ของค่าพิกัดส่วนเผื่อ)

1.2 วัตถุประสงค์การวิจัย

1.2.1 ออกแบบเครื่องตรวจสอบหัวอ่านเขียนแบบอัตโนมัติ เพื่อให้สามารถผลิตงานได้มากกว่า 3600 ชิ้นต่อชั่วโมง โดยที่ยังได้คุณภาพของภาพที่ใช้ในการตรวจสอบชิ้นงานที่ถูกและแม่นยำโดยดูได้จากค่าส่วนเบี่ยงมาตรฐานของขนาดรู CU hole ต้องมีค่าไม่เกิน1.5ไมโครเมตร

1.2.2 ศึกษาและวิเคราะห์ผลการสั่นไหวของกล้องเนื่องจากการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือนจากแรงกระทำจากชุดมอเตอร์ที่ใช้สำหรับหมุนพาชุดจับยึดชิ้นงานและออกแบบฐานเครื่องโดยอาศัยหลักการVibration Isolationเพื่อลดการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือน

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1.3.1 ออกแบบเครื่องตรวจสอบหัวอ่านเขียนแบบอัตโนมัติ Gen.II (Prototype Machine) เพื่อให้สามารถผลิตงานได้มากกว่า 3600 ชิ้นต่อชั่วโมง เพื่อใช้สำหรับขบวนการผลิตหัวอ่านเขียนฮาร์ดดิสก์ไดร์ฟ ที่ใช้งานอยู่ในบริษัท เวสเทิร์นดิจิตอล (ประเทศไทย)

1.3.2 การศึกษาและทดสอบจะใช้การวัดส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานขนาดของรู CU hole ในการเปรียบเทียบโดยค่าที่ยอมรับได้คือส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานขนาดรูต้องน้อยกว่า 1.5um (7.5% of total tolerance)

1.3.3 ออกแบบฐานสำหรับจับยึดมอเตอร์และตัวจับยึดกล้อง เพื่อลดการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือนจากชุดมอเตอร์กล้องสำหรับตรวจสอบชิ้นงาน

1.3.4 ออกแบบและเลือกใช้ชุดลดการส่งผ่านแรง(Isolator) อย่างเหมาะสม

1.3.5 ในการออกแบบนี้ใช้กล้อง Basler Camera piA2400-17gm

1.3.6 การทดสอบจะใช้การวัดขนาดของรู CU hole ในการเปรียบเทียบ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

1.4 วิธีดำเนินการวิจัย

1.4.1 ขั้นตอนการดำเนินงาน

1.4.1.1 ค้นคว้าองค์ความรู้ ทฤษฎี และเอกสารที่เกี่ยวข้อง

1.4.1.2 ออกแบบเครื่องตรวจสอบหัวอ่านเขียนอัตโนมัติ

1.4.1.3 สร้างเครื่องตรวจสอบหัวอ่านเขียนอัตโนมัติ

1.4.1.4 ทำการทดสอบเครื่องตรวจสอบหัวอ่านเขียนอัตโนมัติและเก็บข้อมูล

1.4.1.5 สรุปผลและวิเคราะห์ผลและปัญหาของเครื่อง

1.4.1.6 ศึกษาพฤติกรรมการสั่นไหวของเครื่องตรวจสอบหัวอ่านโดยประยุกต์เทคนิคการวัดการสั่นไหว

1.4.1.7 เก็บข้อมูลการสั่นไหวของเครื่องตรวจสอบหัวอ่านในส่วนของต้นกำลังและกล้องตรวจสอบ

1.4.1.8 ออกแบบและผลิตชิ้นส่วนที่เกี่ยวข้องใหม่และติดตั้งชิ้นส่วนเข้ากับเครื่องตรวจสอบหัวอ่าน

1.4.1.9 ทดสอบและเก็บค่าการสั่นไหวของระบบหลังแก้ไข

1.4.1.10 นำข้อมูลที่ได้เปรียบเทียบ ระบบก่อนและหลังแก้ไขและสรุปผล

1.4.1.11 จัดทำเอกสารและรายงานการวิจัย

1.4.2 สถานที่ทำงานวิจัย

1.4.2.1 ห้องทดลองแผนกวิจัยและพัฒนา HGA บริษัท เวสเทิร์น ดิจิตอล (ประเทศไทย) จำกัด 140 หมู่2 ถนนอุดมสรยุทธ์ ตำบล คลองจิก อำเภอบางปะอิน อยุธยา 13160

1.4.3 เครื่องมือที่ใช้ในงานวิจัย

1.4.3.1 คอมพิวเตอร์ส่วนบุคคล

1.4.3.2 โปรแกรมANSYS ®

1.4.3.3 โปรแกรมSolid Work®

1.4.3.4 เครื่องตรวจวัดการสั่นไหว Bruel &Kjaer Type 3050-B-060

1.4.3.5 Accelerometer probe Type 4506-B

1.4.3.6 Servo Motor AC (3 Phase)

1.4.3.7 Linear motor 3 coil

1.4.3.8 Single clamp fixture

1.4.3.9 กล้อง Basler Camera PIA2400-17gm

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

สร้างเครื่องตรวจสอบหัวอ่านเขียนแบบอัตโนมัติ เพื่อให้สามารถผลิตงานได้มากกว่า 3600 ชิ้นต่อชั่วโมง โดยยังสามารถตรวจสอบได้อย่างถูกต้องแม่นยำ

1.5.1 ลดต้นทุนการผลิตเนื่องจากความสามารถในการผลิตที่มากขึ้น โดยเพิ่มจาก 2700 เป็น 3600 ชิ้นต่อชั่วโมง

ทำให้สามารถลดต้นทุนการผลิตได้ประมาณ $80,000/ ปีทำให้สามารถลดของเสียที่เกิดขึ้นในขบวนการผลิตเนื่องจากการตรวจสอบที่ผิดพลาด ทั้งยังสามารถลดต้นทุนการผลิตเนื่องจากของเสียนี้ด้วย

1.5.2 ลดต้นทุนการผลิตเนื่องจากความผิดพลาดในการตรวจสอบชิ้นงาน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 กล่าวนำ

การสั่นสะเทือนในเครื่องจักร เป็นอีกหนึ่งสาเหตุที่จะทำให้ความสามารถในการทำงานของเครื่องจักรนั้นๆลดลง เนื่องจากการสั่นนั้นสามารถส่งผ่านแรงที่ไม่ประสงค์ ต่อไปยังชิ้นส่วนต่างๆของเครื่องจักร ซึ่งเครื่องจักรบางเครื่องการสั่นไหวเพียงเล็กน้อยก็ส่งผลกระทบต่อความถูกต้องแม่นยำในการทำงานของเครื่องจักร อาทิเช่นเครื่องจักรที่ติดตั้งชุดกล้องความละเอียดสูง ซึ่งการสั่นไหวที่เกิดขึ้นนั้น ส่งผลกระทบต่อความสามารถในการตรวจสอบชิ้นงานของกล้อง เป็นต้น ดังนั้นวิธีการหาทางลดการสะเทือนในเครื่องจักร ดังนั้นการออกแบบเครื่องจักรอัตโนมัติต่างๆจึงต้องคำนึงถึงการออกแบบเพื่อให้เกิดการสั่นไหวที่จะกระทบต่อชิ้นส่วนที่ไวต่อการสั่น และมีการเลือกใช้อุปกรณ์เพื่อลดการส่งผ่านสั่นไหวของต้นกำลังอาทิเช่นจากชุดมอเตอร์ต่างๆต่อชิ้นส่วนอื่นๆ อาทิเช่นกล้องเป็นต้น

ในการออกแบบเครื่องจักรและการเลือกใช้อุปกรณ์ลดการสั่นไหวนั้นนั้นจำเป็นที่จะต้องทราบทฤษฎีพื้นฐานและที่มาของการเป็นแรงภายในหรือแรงภายนอกก็ได้ โดยทั่วไปแล้วการสั่นสะเทือนเป็นสิ่งที่เราไม่ต้องการ แต่หลีกเลี่ยงไม่ได้ อย่างดีที่สุดก็คือการพยายามจำกัดขนาดของการสั่นสะเทือนให้อยู่ในขอบเขตที่ยอมรับได้ สำหรับเครื่องจักรแล้ว การสั่นสะเทือนอาจเกิดได้หลายสาเหตุเช่น การไม่สมดุลของเครื่องจักรที่หมุน การเคลื่อนที่ของชิ้นส่วนของเครื่องจักรตามแนวเส้นตรง การขัดสีระหว่างชิ้นส่วนสองชิ้น การหลุดหลวมของชิ้นส่วนของเครื่องจักรเป็นต้น ซึ่งการสั่นสะเทือนเหล่านี้มักมีผลต่อสมรรถภาพและสภาพการใช้งานของเครื่องจักร ดังนั้นในการทำให้เครื่องจักรทำงานได้มีสามารถวิเคราะห์ปัญหาและแก้ไขได้ถูกต้อง

2.2 การสั่นสะเทือนคืออะไร

การสั่นสะเทือน (Vibration) ในความหมายก็คือ การสั่นหรือการแกว่งของวัตถุหรือชิ้นส่วนต่าง ๆ เมื่อเปรียบเทียบกับจุดที่ใช้อ้างอิง เช่น การสั่นสะเทือนของเครื่องจักรเมื่อเปรียบเทียบกับฐานของเครื่อง หรือการสั่นสะเทือนของตลับลูกปืน (Bearing) เมื่อเทียบกับตัวเรือน (Cage of Housing) การสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นอย่างรุนแรงจะสามารถทำให้เครื่องจักรเกิดความเสียหายได้ โดยการแตกหักหรือล้าตัวซึ่งความเสียหายที่เกิดขึ้นจะมากน้อย เร็วหรือช้าก็จะขึ้นอยู่กับ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ขนาดและทิศทางของแรงที่เกิดจากการสั่นสะเทือน เมื่อเทียบกับขนาดโครงสร้างและคุณสมบัติทางฟิสิกส์ของวัสดุนั้น ๆ ความสั่นสะเทือนเป็นการเคลื่อนที่ทางไดนามิกซ์ ซึ่งเป็นผลมาจากการส่งแรงกระตุ้นไปยังมวล โดยการวัดความสั่นสะเทือนจะช่วยให้

- ป้องกันการบาดเจ็บของบุคลากรที่ทำงานควบคุมเครื่องจักรในบริเวณนั้น หากเครื่องจักรมีการสั่นสะเทือนมากเกินกว่าที่จะทนได้ ส่วนประกอบของเครื่องจักรจะกระทบกันเองอย่างรุนแรง หรือหลุดแตกออกมาทำให้ผู้ที่ทำงานอยู่ในบริเวณนั้นเกิดการบาดเจ็บ หรือ ถึงขั้นเสียได้
- ลดต้นทุนค่าใช้จ่ายในการซ่อมแซม หากการทำงานของเครื่องจักรสะดุดหยุดลงฉันเนื่องมาจากความสั่นสะเทือนเกินระดับที่เครื่องสามารถทำงานได้
- หลีกเลี่ยงการเปลี่ยนส่วนประกอบของเครื่องจักรที่มีต้นทุนสูง หรือในบางครั้งอาจไม่สามารถซ่อมแซมได้ ต้องการมีการเปลี่ยนชุดใหม่ทั้งหมด

2.3 เบื้องต้นเกี่ยวกับการสั่นสะเทือน

การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนได้ถูกนำมาใช้ในการหาความถี่ และยังสามารถนำมาใช้ได้ดีสำหรับการวินิจฉัยหาสาเหตุของความผิดปกติของเครื่องจักรอุปกรณ์ต่าง ๆ โดยเฉพาะอย่างยิ่งเครื่องจักรอุปกรณ์เชิงกลในงานอุตสาหกรรมทั่วไป ซึ่งต้องมีการนำเทคนิคมาใช้อย่างเหมาะสมและถูกต้อง แต่การนำเทคนิคไปใช้ให้เกิดประโยชน์นั้นจะต้องทำความเข้าใจถึงหลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้องเสียก่อน

2.3.1 การสั่นสะเทือน

การสั่นสะเทือน (Vibration) คือ การเคลื่อนที่ของวัตถุรอบ ๆ จุดสมดุลในช่วงเวลาหนึ่งของการเคลื่อนที่ ไม่ว่าการเคลื่อนที่รอบจุดสมดุลนั้นเกิดขึ้นในแบบการเคลื่อนที่ซ้ำไปซ้ำมาหรือจะเป็นการแกว่ง (Oscillation) รอบจุดสมดุลก็ตาม ลักษณะทางกายภาพของปรากฏการณ์การสั่นสะเทือนจะเกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนรูปไปมาของพลังงาน สำหรับระบบที่มีการสั่นสะเทือนนั้นมีองค์ประกอบสำคัญคือ องค์ประกอบที่สะสมพลังงานศักย์ องค์ประกอบที่สะสมพลังงานจลน์ และองค์ประกอบที่หน่วงให้พลังงานของระบบลดลง ซึ่งการเปลี่ยนรูปไปมาของพลังงาน จะทำให้เกิดการเคลื่อนที่และการเคลื่อนที่นี้จะก่อให้เกิดการสั่นสะเทือนขึ้น กล่าวคือ เมื่อมีการสะสมพลังงานศักย์ขึ้นในระบบ พลังงานนี้จะถูกเปลี่ยนเป็นพลังงานจลน์ ซึ่งอยู่ในลักษณะการเคลื่อนที่ของมวลในระบบ และการเคลื่อนที่นี้จะก่อให้เกิดการสะสมพลังงานศักย์ขึ้นอีก เป็นเช่นนี้ไปเรื่อย ๆ ส่วนองค์ประกอบที่หน่วงพลังงานของระบบนั้น ก็จะเปลี่ยนพลังงานศักย์และพลังงานจลน์ของระบบให้

อยู่ในรูปอื่น เช่น เสียงหรือความร้อน เป็นต้น จนในที่สุดพลังงานของระบบหมดไป นอกเสียจากว่ามีสิ่งใดสิ่งหนึ่งมากระทำหรือกระตุ้นให้การสั่นสะเทือนยังคงมีอยู่

2.3.2 ที่มาของการสั่นสะเทือน (Vibration Source)

โดยปกติแล้ว การทำงานของชิ้นส่วนของเครื่องจักรหรือเครื่องจักรนั้นย่อมมีการสั่นสะเทือน เป็นธรรมชาติของมันอยู่แล้ว ถ้าระดับการสั่นสะเทือนมากเกินไปก็อาจส่งผลให้ชิ้นส่วนตลอดจนเครื่องจักรนั้น ๆ มีอายุการใช้งานที่สั้นลง เราจึงต้องหาสาเหตุและที่มาของการสั่นสะเทือนนั้นมาจากหลายสาเหตุ เช่น

1. ความไม่สมดุลในการหมุน (Unbalance) จะเกิดขึ้นเมื่อจุดศูนย์กลางของการหมุนและจุดศูนย์กลางของมวลไม่อยู่ในจุด ๆ เดียวกัน เช่น การไม่สมดุลหรือการแกว่งของเพลาที่คดงอหรือชำรุด การไม่สมดุลของใบพัด ล้อช่วยแรง ชิ้นส่วนที่เคลื่อนที่ในแนวรัศมีหรือในรูปวงกลม
2. ความไม่ได้ศูนย์ (Misalignment) ระหว่างเพลาของมอเตอร์และปั้มหรือเพลาของต้นกำลังกับเพลาของเครื่องจักร
3. การหลุดหลวมของชิ้นส่วนต่าง ๆ ของเครื่องจักร
4. การที่แบริ่งหรือบูช เกิดการชำรุดสึกหรอหรือขาดการหล่อลื่น
5. แท่นเครื่องหรือจุดจับยึดของเครื่องจักรไม่แน่น หรือไม่แข็งแรง

สำหรับความเสียหายที่เกิดจากการสั่นสะเทือนนั้นจะเกิดเนื่องจากแรงที่เกิดจากการเคลื่อนที่ของวัตถุที่สั่นสะเทือนนั้น ๆ โดยที่แรงที่เกิดขึ้นจะเป็นไปตามกฎข้อที่สองของนิวตัน (2nd Newton Laws)ดังสมการ

$$F = ma \tag{2.1}$$

โดยที่ F คือแรงกระทำที่เกิดขึ้น (N)

m คือ มวลของวัตถุหรือระบบที่เคลื่อนที่ (Kg)

a คือ อัตราเร่งที่เกิดขึ้นกับวัตถุหรือระบบที่เกิดการเคลื่อนที่ (m/s^2)

สำหรับการเคลื่อนที่เชิงมุมนั้นความไม่สมดุลของชิ้นส่วนที่หมุนก็จะเป็นต้นเหตุให้เกิดการสั่นสะเทือน โดยแรงที่เกิดจากการสั่นสะเทือนจะเป็นไปตามสมการ

$$F = m_r r\omega^2 \tag{2.2}$$

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

โดยที่ F คือ แรงกระทำที่เกิดขึ้นเนื่องจากความไม่สมดุลในการหมุน (N)

m_r คือ มวลของวัตถุหรือระบบที่เคลื่อนที่โดยการหมุน (Kg)

r คือ ระยะห่างระหว่างมวลที่ไม่สมดุล m_r จากศูนย์กลางการหมุน (m)

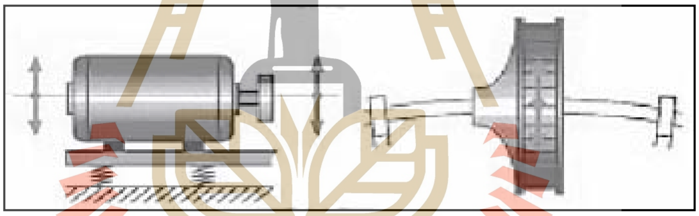
ω คือ ความเร็วเชิงมุม $(2\pi N_s)(m/s)$ โดยที่ N_s = รอบ/วินาที

2.3.3 รูปแบบของการสั่นสะเทือน (Vibration type)

การสั่นสะเทือนแบ่งออกได้เป็น 3 รูปแบบด้วยกันตามลักษณะและองค์ประกอบ คือ

- การสั่นสะเทือนโดยอิสระ (Free Body Vibration)

การสั่นสะเทือนโดยอิสระ (Free Body Vibration) คือ การสั่นสะเทือนที่ทิศทางของการสั่นสะเทือนเป็นไปได้โดยอิสระตามทิศทางของแรงที่เกิดขึ้นจากการสั่นสะเทือน โดยไม่มีส่วนที่เป็นวัตถุแข็งเกร็งขัดขวางทิศทางของชิ้นส่วนที่สั่นสะเทือนนั้น ๆ เช่น มอเตอร์ที่วางอยู่บนฐานรองรับที่มีความยืดหยุ่นและฐานที่มีความเป็นสปริงหรือใบพัดที่หมุนอยู่เพลายาวดังรูปที่ 2.1



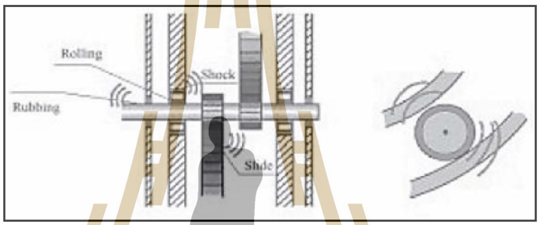
รูปที่ 2.1 ตัวอย่างการสั่นสะเทือนโดยอิสระ (Free Body Vibration)

รูปที่ 2.2 การสั่นสะเทือนแบบขบกันหรือเคลื่อนที่ผ่าน (Meshing or Passing Vibration)

- การสั่นสะเทือนแบบขบกันหรือเคลื่อนที่ผ่าน (Meshing or Passing Vibration)

การสั่นสะเทือนแบบขบกันหรือเคลื่อนที่ผ่าน (Meshing or Passing Vibration) คือการสั่นสะเทือนของชิ้นส่วนของเครื่องจักรที่เกิดขึ้นอย่างต่อเนื่องเมื่อเปรียบเทียบกับจุดอ้างอิงใดจุดหนึ่งที่ชิ้นส่วนที่เราวิเคราะห์การสั่นสะเทือนหมุนหรือเคลื่อนที่ผ่าน เช่น การสั่นสะเทือนของเฟืองที่ขบกันและหมุนไปเรื่อย ๆ โดยในตอนที่ฟันแต่ละฟันขบและจากกันก็จะมีการสั่นสะเทือนเกิดขึ้นหรือการสั่นสะเทือนของใบพัดของพัดลมดังรูปที่ 2.2

- การสั่นสะเทือนจากแรงเสียดทาน (Frictional Vibration) คือการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นจากแรงเสียดทานในการหมุนหรือเคลื่อนที่ของชิ้นส่วนต่าง ๆ ของเครื่องจักร เช่นการหมุนของเคลื่อนที่ของเม็ดลูกปืนหรือตลับลูกปืน การเคลื่อนที่และไถล (Slide) ของบูชที่รองรับการหมุนของชิ้นส่วนเครื่องจักรดังรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 การสั่นสะเทือนจากแรงเสียดทาน (Frictional Vibration)

2.3.4 ค่าและหน่วยที่ใช้ในการวัดการสั่นสะเทือน

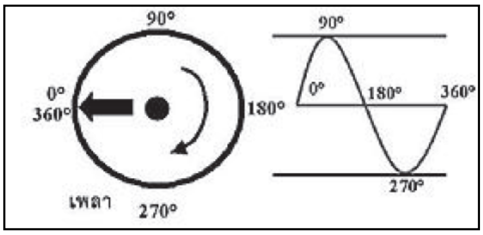
ในการวัดการสั่นสะเทือนนั้นเราจะต้องใช้ค่ามิติหรือหน่วยต่าง ๆ ในการอ้างอิง ดังนั้นเราจะต้องรู้จักและทำความเข้าใจค่า มิติและหน่วยงานต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องกับการวัดการสั่นสะเทือนก่อนที่เราจะลงลึกในรายละเอียดต่อไป

- รอบของการสั่นสะเทือน (Cycle of Vibration)

รอบของการสั่นสะเทือน (Cycle of Vibration) ในการเคลื่อนที่ของชิ้นส่วนต่าง ๆ ที่มีการเคลื่อนที่ในแนวรัศมีและแบบกลับไปกลับมา เช่น การหมุนของเพลาหรือ การแกว่งของวัตถุต่าง ๆ นั้น การเคลื่อนที่จะเริ่มจากจุดเริ่มต้นและสิ้นสุดที่ตำแหน่งเดิม เราเรียกว่า 1รอบของการเคลื่อนที่ (Cycle) หรืออาจเรียกว่าคาบ (Period) การเคลื่อนที่ ดังรูปที่ 2.4 เป็นการหมุนของเพลาซึ่งใน 1 รอบของการเคลื่อนที่ของเพลานั้นมี 360 องศา

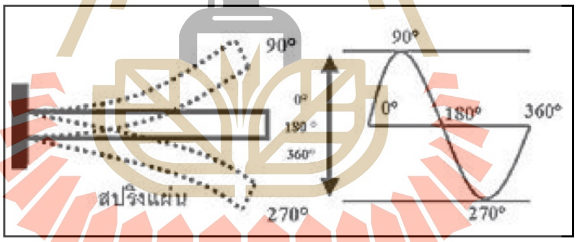
โดยการเคลื่อนที่แต่ละช่วงแบ่งเป็นวอเตอร์ ๆ ละ 90 องศา เมื่อเพลาหมุนครบ 1 รอบก็จะเป็นมุมในการเคลื่อนที่ครบ 360 องศาพอดี เราจะเห็นว่าเมื่อถ่ายทอดมุมของการเคลื่อนที่ครบ 360 องศาพอดี เราจะเห็นว่าเมื่อถ่ายทอดมุมของการเคลื่อนที่ของเพลาอยู่ในรูปของแอมพลิจูดแล้ว มุมที่

เป็นส่วนยอดของแอมพลิจูดด้านบน คือ มุม 90 องศา มุมที่เป็นส่วนยอดในด้านล่างคือมุม 270 องศา ส่วนมุม 0 องศา จะอยู่ในระนาบเดียวกับ 180 และ 360 องศา



รูปที่ 2.4 รอบของการเคลื่อนที่ (Cycle of Motion) ของเพลา

ส่วนรูปที่ 2.5 เป็นการเคลื่อนที่ในรูปของการแกว่งของสปริงแผ่น จะเห็นว่าในการเคลื่อนที่โดยการแกว่งครบ 1 รอบนั้นเริ่มต้นจากจุดเริ่มต้นที่ 0 องศา คือ จุดที่สปริงอยู่ในลักษณะตรงจากนั้นก็เคลื่อนที่ขึ้นไปยังจุดบนสุดซึ่งก็คือมุม 90 องศา และเคลื่อนที่ผ่านมายังจุดแรก ที่ตำแหน่ง180 องศาจากนั้นก็เคลื่อนที่เลยลงไปยังจุดต่ำสุดที่ 270 องศา และสุดท้ายเคลื่อนที่มาครบรอบที่จุดเดิม คือ 360 องศาก็จะได้เป็น 1 รอบของการเคลื่อนในรูปของการแกว่งของสปริงแผ่นดังกล่าว



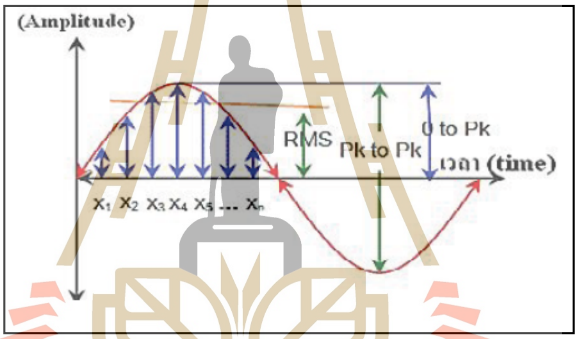
รูปที่ 2.5 รอบของการเคลื่อนที่ (Cycle of Motion) ของสปริงแผ่น

จะเห็นว่า ถ้าเรามองเผิน ๆ แล้วการเคลื่อนที่ของเพลาซึ่งเป็นการเคลื่อนที่เชิงมุมและสปริงแผ่นซึ่งเป็นการเคลื่อนที่แบบแกว่งนั้นจะต่างกัน แต่เมื่อเรานำมาพิจารณาอย่างละเอียดแล้วเราจะพบว่ามีลักษณะที่เหมือนกันในแง่ของรอบการเคลื่อนที่

- ขนาดความรุนแรงของการสั่นสะเทือนหรือแอมพลิจูด (Amplitude)

รอบของการเคลื่อนที่และได้กล่าวว่าใน 1 รอบของการเคลื่อนที่นั้นมี 360 องศาจุดที่สูงสุดด้านบนและด้านล่างของการเคลื่อนที่จะเท่ากับที่ 90 องศาและ 270 องศา ส่วนขนาดความสูงจากจุดบนที่ 90 องศา มาถึงจุดล่างที่ 270 องศานั้นเราเรียกว่าขนาดของแอมพลิจูด ซึ่งมีขนาดเป็นหน่วยระยะทางอาจเป็นมิลลิเมตรหรือนิ้วหรืออื่น ๆ ในหน่วยของระยะทางซึ่งก็แล้วแต่จะนำมาเป็นหน่วยวัด ในงานวัดความสั่นสะเทือนนั้นเราแบ่งขนาดความสูงของแอมพลิจูดออกเป็น 3 ประเภท ซึ่งก็คือ

- แบบเต็มคลื่น (Peak to Peak) เป็นการวัดขนาดของแอมพลิจูดจากยอดคลื่นบนที่ 90 องศาถึงยอดคลื่นล่างที่ 270 องศา ถ้าเราพิจารณาจากรูปที่ 5 เราเห็นว่าเป็นการวัดขนาดของการสั่นสะเทือนแบบเต็มคลื่น (Peak to Peak) นี้จะใช้กับการวัดการสั่นสะเทือนในหน่วยการวัดแบบการวัดระยะทาง (Displacement) ของเครื่องจักรที่มีรอบของการสั่นสะเทือนต่ำ ๆ เช่นเพลาที่หมุนด้วยความเร็วที่ไม่เกิน 600 รอบ/นาที
- แบบครึ่งคลื่น (Peak หรือ Zero to Peak) เป็นการวัดขนาดของการเคลื่อนที่หรือการสั่นสะเทือนโดยจะวัดระยะจากจุดเริ่มต้นที่ 0 องศาของแอมพลิจูดไปถึงจุดสูงสุดที่ 90 องศา หรือจาก 180 องศาไปยัง 270 องศา หรือค่าครึ่งหนึ่งของขนาดแอมพลิจูดในกรณีที่วัดค่าแอมพลิจูดที่ไม่มีความสม่ำเสมอค่า Root Mean Square นี้จะไม่ใช่ค่าเฉลี่ย การหาค่า RMS ทำได้โดยเอากำลังสองระยะแอมพลิจูดมารวมกันแล้วถอดรากที่สองออกมาโดยจะอยู่ในรูปสมการ
-



รูปที่ 2.6 ขนาดการสั่นสะเทือน (Amplitude)

ซึ่งในด้านคุณภาพของแรงสั่นสะเทือนที่นิยมใช้วัด ได้แก่ Peak value คือ ค่าสูงสุดของขนาดที่เกิดขึ้นในช่วงเวลาหนึ่ง Root MeanSquare value (RMS) คือ ค่าเฉลี่ยของผลรวมของแรงสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้น ส่วนค่า Peak to Peak คือค่าสูงสุด ถึงค่าต่ำสุดของขนาดที่เกิดขึ้นในช่วงเวลาหนึ่ง ๆ ค่าทั้งสามแบบที่กล่าวมาข้างต้น มักจะปรากฏอยู่ทั้งในมาตรฐานของการวัดการสั่นสะเทือนของเครื่องจักร และอุปกรณ์วัดแรงสั่นสะเทือนต่าง ๆ

- ความถี่ (Frequency)

ความถี่ (Frequency) คือ ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนรอบของการเคลื่อนที่หรือรอบของการหมุนต่อหน่วยเวลา ในหน่วย SI ซึ่งเป็นที่นิยมใช้กันในปัจจุบันจะวัดเป็นรอบต่อวินาที (Rev/s หรือ rps,Hz) ตัวอย่างถ้าหากเพลาหมุนด้วยความเร็ว 1500 รอบต่อนาที (rpm) ความถี่ในการหมุนก็

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

จะเท่ากับ 1500/60=25 รอบต่อวินาทีหรือ 25 Hz ความถี่ที่เรามักจะพูดถึงกันนั้นจะมีอยู่สองชนิดก็คือ

- ความถี่ในการสั่นสะเทือนของเครื่องจักร คือความถี่ที่เกิดจากการหมุนหรือการเคลื่อนที่จากการทำงาน ของชิ้นส่วนต่าง ๆ เช่น มอเตอร์หมุนด้วยความถี่ 25 Hz (1500 rpm) ซึ่งความถี่ที่เกิดจากการทำงานหรือการเคลื่อนที่ของเครื่องจักรนี้จะมากหรือน้อยก็จะขึ้นอยู่กับองค์ประกอบหลายอย่างซึ่งจะอธิบายในรายละเอียดภายหลัง โดยที่ความถี่และเวลาในการสั่นสะเทือนจะเป็นไปตามสมการ

$$F = \frac{1}{T} \tag{2.3}$$

หรือ

$$T = \frac{1}{F} \tag{2.4}$$

โดยที่ F คือ ความถี่ (Frequency)

T คือ เวลาของการสั่นในแต่ละรอบ (Cycle)

- ความถี่ธรรมชาติ (Natural Frequency) ความถี่ธรรมชาติเป็นความถี่ประจำตัวของวัตถุใด ๆ ซึ่งจะขึ้นอยู่กับลักษณะต่าง ๆ ดังนี้คือ ความหยุ่นตัว (Elasticity) และความแข็งเกร็งของวัตถุ ขนาดของวัตถุ (Size) รูปทรงของวัตถุ (Dimension) จากรูปที่ 2.7 รูปสปริงที่มีวัตถุซึ่งมีมวล m(Kg)แขวนติดอยู่ที่ปลาย ซึ่งเมื่อเราดึงสปริงดังกล่าวให้ยืดออกและปล่อย สปริงดังกล่าวก็จะสั่นด้วยความถี่ธรรมชาติของมัน ตามสมการ

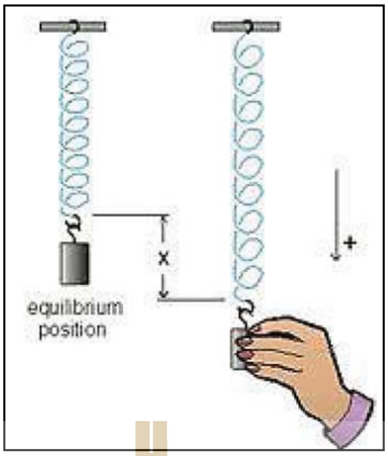
$$F_n = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}} \tag{2.5}$$

โดยที่ F_n คือ ความถี่ธรรมชาติ (Hz)

k คือ ค่าคงที่ของสปริง (Kg/mm)

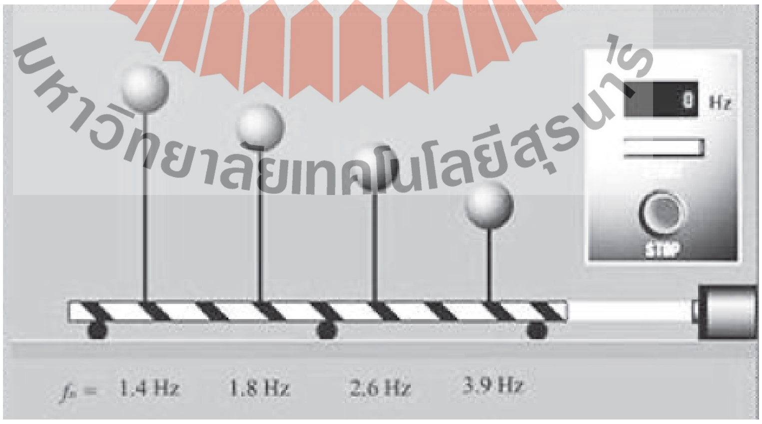
m คือ มวลของน้ำหนักทั้งหมด (Kg)

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 2.7 สปริงที่มีวัตถุซึ่งมีมวล m (Kg) แขวนติดอยู่ที่ปลาย

เพื่อเพิ่มเติมความเข้าใจยกตัวอย่างจากรูปที่ 2.8 เป็นการทดสอบหาความถี่ธรรมชาติของแท่งวัตถุที่มีวัตถุทรงกลมติดอยู่ที่ปลายทั้งหมด 4 อัน ไล่กันตามขนาดความสูงดังรูปวัตถุดังกล่าวทั้ง 4 อันยึดติดอยู่กับชุดรองรับซึ่งต่อกับกระบอกเขย่าด้านขวามือ เริ่มการทำงานเมื่อเราหยุดการเคลื่อนที่ของกระบอกเขย่า แท่งวัตถุทั้ง 4 จะยังคงแกว่งต่อด้วยความถี่ที่เป็นความถี่ธรรมชาติของแท่งวัตถุแต่ละอันโดยที่อันที่สั้นที่สุดจะมีความถี่ในการแกว่งมากที่สุดคือ 2.9Hz ,2.6Hz,1.8Hz และอันที่ยาวที่สุดแกว่งที่ความถี่ 1.4 Hz เราจะเห็นวัตถุอันที่สั้นที่สุดจะมีความถี่ในการแกว่งหรือความถี่ธรรมชาติที่มากที่สุด และอันที่ยาวที่สุดจะมีความถี่ในการแกว่งหรือความถี่ธรรมชาติที่น้อยที่สุด



รูปที่ 2.8 การทดสอบความถี่ธรรมชาติของวัตถุที่มีขนาดแตกต่างกัน

สำหรับเครื่องจักรและชิ้นส่วนเครื่องจักรนั้นแต่ละชิ้นส่วนก็จะมีความถี่ธรรมชาติของตัวมันเอง ซึ่งถ้าความถี่ในการสั่นสะเทือนหรือความถี่ในการทำงานของเครื่องจักรนั้นสั่นตรงกับ

ความถี่ธรรมชาติก็จะเกิดการสั่นพ้อง (Resonance) จะทำให้เกิดการสั่นอย่างรุนแรง ในการใช้งานเครื่องจักรจึงต้องหลีกเลี่ยงไม่ให้ความถี่ในการสั่นสะเทือนของเครื่องจักรตรงกับความถี่ธรรมชาติ ในกรณีที่เครื่องจักรต้องทานที่ความถี่ที่ตรงกับความถี่ธรรมชาติ หรือความถี่ในการเดินเครื่องต้องผ่านความถี่ธรรมชาติเป็นประจำสามารถที่จะแก้ไขได้โดยการเปลี่ยนรูปทรงของชิ้นส่วนของเครื่องจักร เช่น คามให้หนาขึ้นหรือเสริมฐานจุดจับยึดของเครื่องจักรให้แข็งแรงมากยิ่งขึ้นก็จะสามารถแก้ไขปัญหาการสั่นพ้องกับความถี่ธรรมชาติได้

- หน่วยวัดการสั่นสะเทือน (Vibration Measurement Unit)

หน่วยวัดการสั่นสะเทือนคือหน่วยที่ใช้ในการบอกปริมาณของการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นกับชิ้นส่วนที่ต้องการวัดว่ามีค่ามากน้อยขนาดไหน โดยหน่วยที่ใช้ในการวัดการสั่นสะเทือนจะแบ่งออกเป็น 3 แบบ คือ

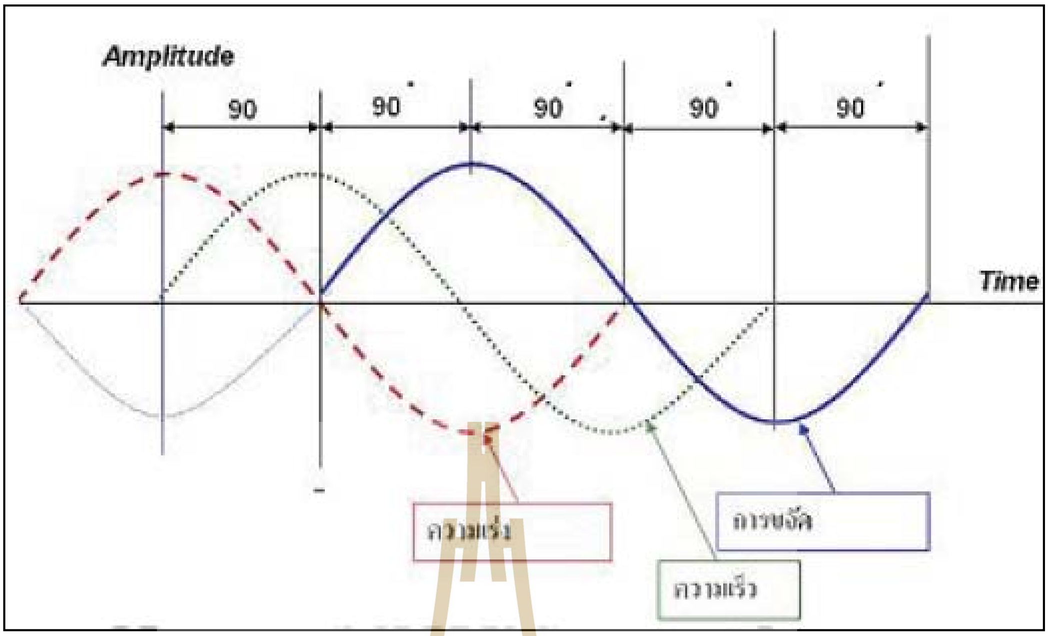
- การวัดการกระจัด หรือการวัดระยะทางของการสั่นสะเทือน (Displacement) คือการวัดระยะทางการเคลื่อนที่ของวัตถุที่มีการสั่นสะเทือนว่า มีการเคลื่อนที่ไปจากจุดอ้างอิงเท่าใดในการสั่นสะเทือนแต่ละรอบ โดยปกติจะนิยมวัดเป็นมิลลิเมตร (mm) หรือนิ้ว ในการวัดระยะทางจะวัดแบบเต็มคลื่น (Peak to Peak) ส่วนมากจะใช้กับการเคลื่อนที่ที่มีความเร็วรอบต่ำ ๆ ที่ไม่เกิน 1200 รอบต่อนาทีหรือ 20Hz เช่นเครื่องอัดขึ้นรูปชิ้นงาน หรือเครื่องจักรที่หมุนหรือเคลื่อนที่ช้าเพราะว่าที่ความเร็วรอบในการหมุนหรือเคลื่อนที่ต่ำ ๆ วัตถุจะมีระยะการเคลื่อนที่ได้มากการสั่นสะเทือนที่ความเร็วต่ำ ๆ นั้นระยะการเคลื่อนที่ของการสั่นสะเทือนเป็นสิ่งที่เราสามารถมองเห็นได้ดีที่สุด

- การวัดความเร็ว (Velocity) เป็นการวัดความเร็วในการเคลื่อนที่ของวัตถุที่สั่นสะเทือนว่า มีความเร็วเท่าไหร่ในแต่ละรอบของการสั่นสะเทือน โดยปกตินิยมวัดเป็นมิลลิเมตรต่อวินาที (mm/sec) และนิ้วต่อวินาที (inch/sec) ในการวัดความเร็วเรามักจะวัดแบบ RMS เราจะใช้หน่วยนี้กับการวัดการสั่นสะเทือนที่มีความถี่ระหว่าง 20 Hz -1,000Hz

- การวัดอัตราเร่ง (Acceleration) เป็นการวัดการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนของความเร็วในการเคลื่อนที่ต่อหน่วยเวลาของวัตถุที่มีการสั่นสะเทือนใช้ในการวัดการสั่นสะเทือนที่ความถี่สูงคือตั้งแต่ 10,000 Hz ขึ้นไป เพราะว่าการสั่นสะเทือนที่ความถี่สูงนั้นระยะทางการเคลื่อนที่จะน้อยและในขณะเดียวกันความเร็วในการเคลื่อนที่จะสูงมาก

ดังนั้นค่าที่เราสามารถที่จะมองเห็นได้ชัดเจนในการวัดการสั่นสะเทือนที่ความถี่สูงก็คืออัตราเร่งหรืออัตราการเปลี่ยนแปลงของความเร็วต่อหน่วยเวลาซึ่งส่วนมากเราจะใช้ค่าอัตราเร่งเป็นตัววัดและวิเคราะห์การสั่นสะเทือนของตลับลูกปืน (Bearing)

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 2.9 ความสัมพันธ์ระหว่างการกระจัด ความเร็ว และความเร่ง

2.4 ทฤษฎีการสั่นสะเทือน

2.4.1 การเคลื่อนที่ของการสั่นสะเทือน

รูปแบบการเคลื่อนที่ของการสั่นสะเทือนมีลักษณะการเคลื่อนที่แบบคาบเวลา (Periodic Motion) หรือมีลักษณะการเคลื่อนที่แบบซ้ำ ๆ ในช่วงคาบเวลาคงที่ค่าหนึ่ง (T) หรือ 1 รอบ (2π) ซึ่งการเคลื่อนที่สามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ลักษณะคือ

- การเคลื่อนที่แบบฮาร์โมนิก (Harmonic Motion)

การเคลื่อนที่แบบคาบเวลา (Periodic Motion) หรือมีลักษณะการเคลื่อนที่แบบคาบเวลาที่มีความซับซ้อนน้อยและง่ายแก่การทำความเข้าใจมากที่สุด การเคลื่อนที่แบบนี้จะมีลักษณะการเคลื่อนที่ซ้ำไปซ้ำมาเหมือนกันทุกคาบ การเคลื่อนที่แบบฮาร์โมนิกสามารถแสดงในรูปของฟังก์ชั่นทางคณิตศาสตร์แทนความสัมพันธ์ระหว่างการขจัด (x) และ เวลา (t) ดังนี้

$$X(t) = X_0 \sin(\omega t) \tag{2.6}$$

โดยที่ x_0 คือ ค่าการขจัดสูงสุดหรือแอมพลิจูด

ω คือ ความถี่เชิงมุม (Radians per Second)

$$f = \frac{1}{T} \tag{2.7}$$

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

เมื่อ T คือ คาบเวลา มีหน่วยเป็นวินาทีต่อรอบ (Sec) หรือเวลาที่ใช้ในการเคลื่อนที่ 1 รอบ ซึ่งส่วนกลับคือ ความถี่ (f) มีหน่วยเป็นรอบต่อวินาที (Cycle per Second ;cps) หรือ เฮริตซ์ (Hertz ;Hz)

นอกจากนั้นยังสามารถวัดความถี่ของการสั่นได้อีกวิธีหนึ่งคือ การวัดความถี่เชิงมุม (Cycle Frequency; ω) ซึ่งมีหน่วยเป็นเรเดียนต่อวินาที (Radians Per Second) ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการเคลื่อนที่ครบ 1 รอบการสั่น (ωt) จะเกิดขึ้นเมื่อมีมุมรวมกันเท่ากับ 360 องศา หรือ 2 เรเดียน ที่จุดดังกล่าวจะสามารถอธิบายได้ด้วยสมการดังนี้

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi f \tag{2.8}$$

สำหรับเครื่องจักรแบบหมุน ความถี่ส่วนใหญ่จะแสดงด้วยค่าการสั่นสะเทือนต่อนาที (Vibration per Minute;vpm) หรือ

$$vpm = \frac{\omega}{\pi} \tag{2.9}$$

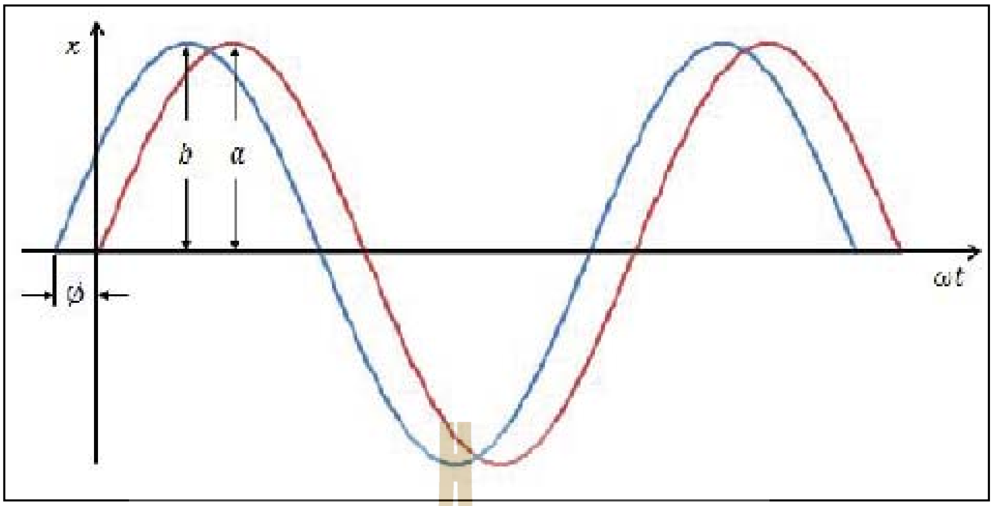
โดยความหมายแล้วความเร็วเป็นอนุพันธ์ลำดับที่ 1 ของการขจัดเทียบกับเวลา ซึ่งสำหรับการเคลื่อนที่แบบฮาร์โมนิกแล้ว สมการของการขจัดแสดงได้ดังสมการที่ (2.6) ซึ่งเมื่อหาอนุพันธ์ลำดับที่ 1 ของสมการนี้เทียบกับเวลาแสดงได้ดังนี้

$$v = \frac{dx}{dt} = \dot{X} = \omega X_0 \cos(\omega t) \tag{2.10}$$

จากสมการ 2.10 จะพบว่า ความเร็วมีลักษณะความสัมพันธ์แบบฮาร์โมนิกด้วยทั้งนี้การขจัดต้องมีลักษณะเป็นฮาร์โมนิกด้วย ทั้งนี้การขจัดต้องมีลักษณะเป็นฮาร์โมนิก และมีค่าสูงสุดหรือค่าแอมพลิจูดเท่ากับ $-\omega x_0$ ในทำนองเดียวกัน ความเร่งเป็นอนุพันธ์ลำดับที่ 2 ของการขจัดเมื่อเทียบกับเวลา แสดงได้ดังนี้

$$a = \frac{d^2X}{dt^2} = \ddot{X} = -\omega^2 X_0 \sin(\omega t) \tag{2.11}$$

สมการที่ 2.11 มีลักษณะเป็นฮาร์โมนิเช่นกันโดยมีค่าการขจัดสูงสุดหรือค่าแอมพลิจูดเท่ากับ $\omega^2 X_0$ หากพิจารณาความถี่ที่ 2 โดยให้มีสมการของความถี่ค่าแรกเป็น $X_1 = a\sin(\omega t)$ และสมการความถี่ค่าที่ 2 เป็น $X_2 = b\sin(\omega t + \phi)$ (ดังแสดงในรูปที่ 2.11 ซึ่งแกนนอนจะแทนด้วยค่า ωt แทนค่า ϕ ในสมการของ x_2 คือค่ามุมเฟส (Phase Angle)ค่าเฟสที่แตกต่างกันของการสั่นทั้งสองค่านี้ ทำให้การสั่นทั้งสองไม่สามารถมีค่าแอมพลิจูดที่เวลาเดียวกันได้โดยที่การสั่นค่าหนึ่งจะอยู่ห่างจากการสั่นอีกค่าหนึ่งเท่ากับ ϕ/ω วินาที ทั้งนี้การสั่นทั้งสองค่านี้ต้องมีความถี่เท่ากันดังนั้นอาจกล่าวได้ว่า มุมเฟสจะมีความหมายเพียงกรณีของการสั่นสองค่าที่มีความถี่เดียวกันเท่านั้น



รูปที่ 2.10 การเคลื่อนที่แบบฮาร์โมนิก 2 ค่า โดยที่มีมุมเฟสต่างกัน

- การเคลื่อนที่แบบไม่เป็นฮาร์โมนิก(Non-Harmonic Motion)

สำหรับเครื่องจักรอุปกรณ์ส่วนใหญ่ปกติแล้วจะมีแหล่งที่มาของการสั่นสะเทือนหลาย ๆ ที่ ดังรูปแบบของการสั่น เมื่อพิจารณาจากความสัมพันธ์ระหว่างการขจัดและเวลาส่วนใหญ่ จึงมีลักษณะแบบการเคลื่อนที่ไม่เป็นฮาร์โมนิก ในขณะที่ทุก ๆ การเคลื่อนที่แบบฮาร์โมนิกจะมีลักษณะเป็นคาบเวลา แต่ทุก ๆ การเคลื่อนที่ที่มีลักษณะเป็นคาบเวลาไม่เป็นการเคลื่อนที่แบบฮาร์โมนิกเสมอไป ซึ่งเป็นการเคลื่อนที่แบบ ไม่เป็นฮาร์โมนิกที่เกิดจากการรวมกันของการเคลื่อนที่ในลักษณะเป็นคลื่นไซน์(Sine Wave)สองคลื่นที่มีความถี่ต่างกันดังแสดงในรูป 2.11 โดยที่คลื่นแรกคือเส้นประที่มีค่าแอมพลิจูด a และคลื่นที่ 2 คือ เส้นประที่มีค่าแอมพลิจูด b ซึ่งเส้นโค้งดังกล่าวจะสามารถแทนได้ด้วยสมการดังนี้

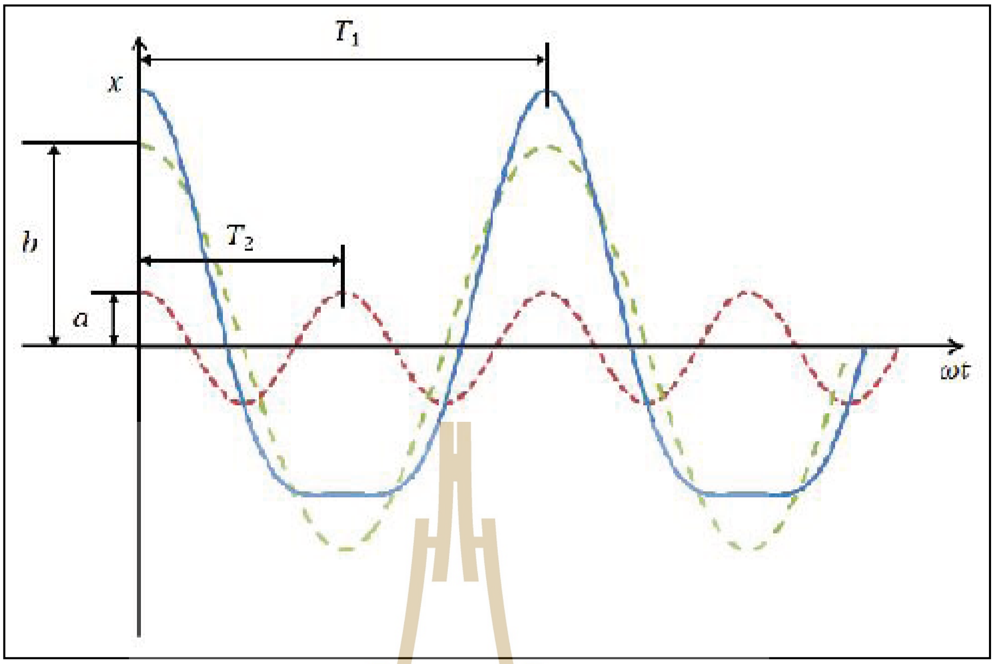
$$X_1 = a\sin(\omega_1 t) \tag{2.12}$$

$$X_2 = b\sin(\omega_2 t) \tag{2.13}$$

รูปที่ 2.11 แสดงการเคลื่อนที่แบบสั่นรวมแทนได้ด้วยเส้นทึบที่เกิดจากการรวมกันของเส้นประทั้งสองซึ่งสามารถแสดงด้วยสมการดังนี้

$$X = X_1 + X_2 = a\sin(\omega_1 t) + b\sin(\omega_2 t) \tag{2.14}$$

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 2.11 การเคลื่อนที่แบบไม่เป็นฮาร์โมนิก (Non-Harmonic Motion)

สำหรับฟังก์ชันแบบคาบเวลาใด ๆ สามารถเขียนแทนได้ด้วยฟังก์ชันไซน์ในลักษณะอนุกรมกัน โดยมีค่าความถี่ที่ค่า $\omega, 2\omega, 3\omega, ...$ ตามลำดับดังแสดงดังนี้

$$f(t) = A_0 + A_1 \sin(\omega t + \phi_1) + A_2 \sin(\omega t + \phi_2) + A_3 \sin(\omega t + \phi_3) + ...$$

สมการที่(2.15) สามารถคำนวณหาค่าได้จากวิธีการทางคณิตศาสตร์เมื่อทราบค่าของฟังก์ชั่นโดยทั้งนี้กระบวนการดังกล่าวสามารถทำได้ด้วยเครื่องมือวัดและวิเคราะห์ค่ากาสั่นสะเทือนทั่วไป ค่า $2\omega, 3\omega, ...$ จะเป็นการอ้างอิงถึงค่าลำดับที่ฮาร์มอนิกของความถี่หลัก (Primary Frequency; ω) ในรูปแบบเฉพาะของการสั่นส่วนใหญ่ ค่าความถี่หลักของวัตถุจะมีค่าเป็นหนึ่งเท่าของค่าความเร็วใช้งาน (Running Speed) ของขบวนเครื่องจักร(Machine Train) ซึ่งจะแทนด้วย $1X$ หรือ 1ω

นอกจากนั้นรูปแบบลักษณะเฉพาะดังกล่าวอาจมีค่าปรากฏที่ตำแหน่งฮาร์โมนิกอื่น ๆ เช่น ที่สองเท่า$(2X)$ สามเท่า$(3X)$ หรือตำแหน่งอื่น ๆ ของค่าความเร็วที่ใช้งานหลัก (Primary Running Speed) ซึ่งการประยุกต์ดังกล่าวเป็นพื้นฐานที่สำคัญสำหรับการวิเคราะห์การสั่นสะเทือน

2.4.2 พลศาสตร์ของเครื่องจักร

เหตุผลสำคัญที่ทำให้รูปแบบการสั่นของเครื่องจักรมีความหลากหลายแตกต่างกันนั้นมีสาเหตุมาจากการเคลื่อนที่แบบพลศาสตร์ของเครื่องจักร (Machine Dynamics) โดยการเคลื่อนที่นี้จะขึ้นอยู่กับมวล(Mass)ความแข็งของสปริง(Stiffness)ความหน่วง(Damping)และลำดับขั้นความ

เป็นอิสระของการเคลื่อนที่ (Degree of freedom) แต่อย่างไรก็ตามยังจำเป็นต้องมีความระมัดระวังในการวิเคราะห์อยู่ เพราะรูปแบบของการสั่นสะเทือนที่เกิดจากเครื่องจักรนั้นอาจจะแปรผันไปตามปัจจัยของตำแหน่งหรือปัจจัยแวดล้อมอื่น ๆ ในการวัดได้อีกด้วย

1. มวล (Mass) มวลเป็นคุณสมบัติของวัตถุในการอธิบายว่าปริมาณเนื้อวัสดุมากเพียงใด ณ เวลานั้น แต่สำหรับหลักการของพลศาสตร์แล้ว มวลจะอธิบายถึงความสามารถของวัตถุในการต้านแรงภายนอกที่มากระทำได้มากน้อยเพียงใด หรืออาจกล่าวได้ว่า ยิ่งวัตถุมีมวลมากก็ต้องใช้แรงปริมาณมากในการทำให้วัตถุเคลื่อนที่ การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนถ้าเครื่องจักรมีมวลมากและสูญเสียสภาวะสมดุลแล้วปริมาณการสั่นสะเทือนก็จะมากตามไปด้วย

2. ความแข็งของสปริง (Stiffness) ความแข็งของสปริงนี้เป็นคุณสมบัติของวัตถุที่คล้ายคุณสมบัติของสปริง คือ บอกถึงระดับความสามารถของวัตถุ ในการต้านแรงที่มากระทำซึ่งจะกำหนดให้น้ำหนักต่อระยะทาง (Kg/m) เครื่องจักรส่วนใหญ่มักจะมีคุณสมบัติความแข็งของสปริงในแกนของเพลา (Shaft Stiffness or Longitudinal Stiffness) ความแข็งของสปริงในแนวแกนตั้ง (Vertical Stiffness)ความแข็งของสปริงในแนวแกนนอน (Horizontal Stiffness) ในเครื่องจักรต่าง ๆ ยิ่งค่าความแข็งของสปริงมีค่าน้อยลงการสั่นสะเทือนจะยิ่งมากขึ้น

3. ความหน่วง (Damping) ความหน่วงเป็นคุณสมบัติที่แสดงถึงสภาพการต้านการเคลื่อนที่มีผลทำให้ความเร็วของการสั่นลดลง โดยทั่วไปแล้วจะหมายถึงแรงต้านการเคลื่อนที่ที่เกิดจากการกระทำของของเหลวหรือก๊าซ และการเสียดสีสัมผัสของวัสดุอื่น หน่วยของความหน่วงโดยมากจะกำหนดเป็นน้ำหนักต่อระยะทางต่อเวลา(Kg/m/sec)

4. ลำดับขั้นตอนความเป็นอิสระของการวิเคราะห์การสั่นสะเทือน (Degree of Freedom of Vibration Analysis)ลำดับขั้นความเป็นอิสระจะเป็นค่าที่บอกให้ทราบว่าเครื่องจักรกลดังกล่าวมีทิศทางการเคลื่อนที่ได้มากน้อยเพียงใด ยิ่งมีค่ามากยิ่งสามารถเคลื่อนที่ได้หลายทิศทาง ยิ่งไปกว่านั้นจะพบว่าคุณสมบัติของมวล ความแข็งของสปริง และความหน่วงจะมีความสัมพันธ์แตกต่างกันสำหรับแต่ละทิศทางของการเคลื่อนที่ ดังนั้นยิ่งชิ้นส่วนภายในเครื่องจักรมีลำดับขั้นความอิสระมากขึ้นเท่านั้นเพื่อทำความเข้าใจถึงอิทธิพลของลำดับขั้นความเป็นอิสระในการวิเคราะห์กาสั่นสะเทือนจึงต้องทำการศึกษาตัวอย่างรูปแบบของการสั่นสะเทือนและจำนวนลำดับขั้นความอิสระมีเครื่องจักรกลจำนวนเพียงเล็กน้อยเท่านั้นที่เป็นระบบหนึ่งขั้นความเป็นอิสระ ส่วนใหญ่จะเป็นระบบหลายลำดับขั้นความเป็นอิสระ ซึ่งในระบบสมการของการสั่นจะมีความถี่ธรรมชาติและรูปแบบของการเคลื่อนที่หลายค่าขึ้นอยู่กับจำนวนลำดับขั้นความอิสระที่พบของเครื่องจักรกล

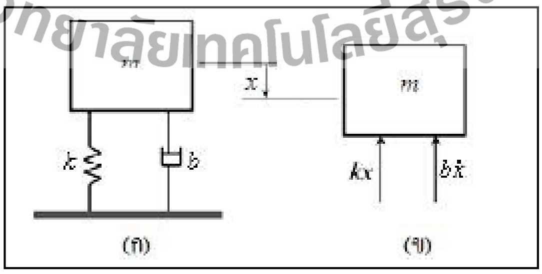
2.4.3 การสั่นอิสระเมื่อมีตัวหน่วงแบบความหนืด

การสั่นอิสระของระบบอิสระในความเป็นจริงนั้นจะเกิดการสูญเสียพลังงานไปในรูปต่าง ๆ การสูญเสียพลังงานที่เราพบเห็นมากที่สุดก็คือ การสูญเสียพลังงานไปในรูปของแรงเสียดทานที่เกิดจากความหนืดของของไหล ซึ่งเรานิยมแทนด้วยตัวหน่วงแบบความหนืด แรงเนื่องจากตัวหน่วงแบบความหนืดนี้สามารถหาได้จาก

$$F_d = c\dot{x} \tag{2.16}$$

เมื่อ cเป็นค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของตัวหน่วงแบบความหนืด สำหรับเครื่องหมายลบนั้นแสดงให้เห็นว่า ทิศทางของแรงจะตรงข้ามกับการเคลื่อนที่ของมวล

ลักษณะทางกายภาพของปรากฏการณ์การสั่นสะเทือนจะเกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนรูปไปมาของพลังงาน สำหรับระบบที่มีการสั่นสะเทือนนั้นจะมีองค์ประกอบสำคัญ คือ องค์ประกอบที่สะสมพลังงานจลน์ และองค์ประกอบที่หน่วงให้พลังงานของระบบลดลง ซึ่งการเปลี่ยนรูปไปมาของพลังงาน จะทำให้เกิดการเคลื่อนที่และการเคลื่อนที่นี้จะก่อให้เกิดการสั่นสะเทือน กล่าวคือ เมื่อมีการสะสมพลังงานศักย์ขึ้นในระบบพลังงานนี้จะถูกเปลี่ยนเป็นพลังงานจลน์ ซึ่งอยู่ในลักษณะการเคลื่อนที่ของมวลในระบบ และการเคลื่อนที่นี้จะก่อให้เกิดการสะสมพลังงานศักย์และพลังงานจลน์ของระบบให้อยู่ในรูปอื่น เช่น เสียงหรือความร้อน เป็นต้น จนในที่สุดพลังงานของระบบหมดไป นอกเสียจากว่ามีสิ่งใดสิ่งหนึ่งมากระทำหรือกระตุ้นให้การสั่นสะเทือนยังคงมีอยู่แบบจำลองของระบบแสดงดังรูปที่ 2.12 เมื่อ m คือ มวลของระบบ k คือค่าความแข็งสปริง และ b เป็นความหน่วงของระบบ ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการเคลื่อนที่ (Equation of Motion) ได้ดังสมการที่ (2.17)



รูปที่ 2.12 (ก)แบบจำลองของระบบเชิงกลที่มีการสั่นแบบอิสระ (ข) แผนภาพวัตถุอิสระของมวล

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = 0 \tag{2.17}$$

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุร

กำหนดให้ความถี่ธรรมชาติ (Natural Frequency) ของระบบที่มีการสั่นแบบอิสระ มีค่า

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{2.18}$$

และนิยามให้ อัตราส่วนความหน่วง (Damping Ratio, ζ) เป็น

$$\zeta = \frac{b}{b_c} \tag{2.19}$$

เมื่อ b_c คือ ค่าความหน่วงวิกฤต(Critical Damp)ซึ่งมีค่าเท่ากับ

$$b_c = 2m\omega_n = 2\sqrt{mk} \tag{2.20}$$

ดังนั้นสมการที่ (2.17) สามารถเขียนได้ใหม่ คือ

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n \dot{x} + \omega_n x = 0 \tag{2.21}$$

สมการที่ (2.21) โดยการเปลี่ยนรูปลาปลาซ (Laplace Transform) จะได้ผลเฉลยทั่วไปในโดเมนความถี่เชิงซ้อน (Complex Frequency Domain) อยู่ในรูป

$$X(s) = \frac{\dot{x}(0) + (s + 2\zeta\omega_n)x(0)}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \tag{2.22}$$

เมื่อ $x(0)$ และ $\dot{x}(0)$ เป็นสภาวะเริ่มต้น (Initial Condition)และจะได้สมการลักษณะเฉพาะ (Characteristic Equation)คือ

$$s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2 \tag{2.23}$$

รากของสมการที่ (2.23) คือ

$$s_{1,2} = (-\zeta \pm \sqrt{\zeta^2 + 1})\omega_n \tag{2.24}$$

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

จากสมการที่ (2.22) ถึง (2.24) จะเห็นได้ว่าลักษณะของการตอบสนองของระบบจะขึ้นอยู่กับค่าอัตราส่วนความหน่วง ζ นอกเหนือจากนี้เราจะพบว่าหากค่าอัตราส่วนความหน่วงนี้เป็นศูนย์ $(\zeta = 0)$ เราก็จะได้การเคลื่อนที่นี้เป็นการเคลื่อนที่แบบไม่มีความหน่วง สำหรับการศึกษาเรื่องการสั่นแบบไม่มีความหน่วงนี้ เราสามารถแบ่งการพิจารณาค่า $\zeta \neq 0$ ออกได้เป็นสามกรณีคือ

- ระบบมีความหน่วงต่ำ (Underdamped System) < 1

กรณีระบบมีความหน่วงต่ำเมื่อ < 1 กรณีนี้ค่าราก s_1 และ s_2 จะเป็นจำนวนจินตภาพสมการผลการตอบสนองของระบบคือ

$$X(s) = \frac{(s+\zeta\omega_n)x(0)}{(s+\zeta\omega_n)^2+\omega_d^2} + \frac{\dot{x}(0)+\zeta\omega_n x(0)}{(s+\zeta\omega_n)^2+\omega_d^2} \tag{2.25}$$

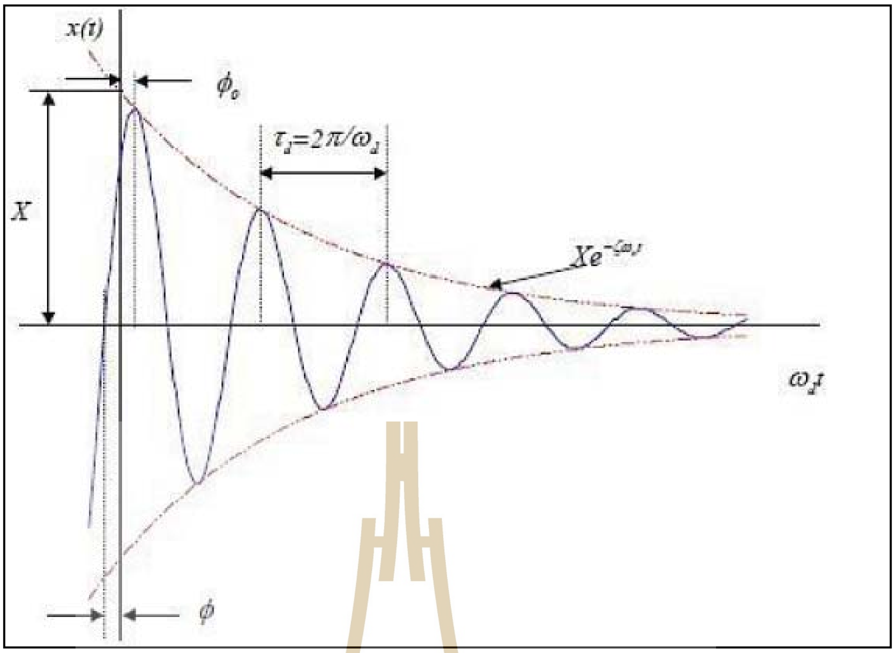
เมื่อนิยามให้ความถี่ของการสั่นแบบหน่วง(Damped Natural Frequency) คือ

$$\omega_d = \omega_n\sqrt{1-\zeta^2} \tag{2.26}$$

หรือจัดรูปให้อยู่ในโดเมนของเวลาได้ คือ

$$x(t) = e^{-\zeta\omega_n t}\left[x_0\cos\omega_d t + \frac{(\zeta\omega_n x_0 + \dot{x}_0)}{\omega_d}\sin\omega_d t\right] \tag{2.27}$$

จากผลตอบสนองของระบบในกรณีความหน่วงต่ำนี้เมื่อเวลาเพิ่มขึ้นค่าของผลตอบสนองจะลดลง นั่นคือช่วงกว้างการสั่นของระบบจะลดลงเรื่อย ๆ เมื่อเวลาผ่านไป ทำให้เราสรุปได้ว่าเมื่อเราให้ความหน่วงแก่ระบบ ระบบจะสั่นด้วยความถี่ที่ลดลง การสั่นแบบความหน่วงต่ำเป็นกรณีที่สำคัญที่สุดในการศึกษาการสั่นแบบมีความหน่วงเพราะจะเป็นกรณีเดียวที่ระบบสามารถเกิดการสั่นได้หากว่ามีความหน่วงในระบบ ในรูปที่ 2.13 เป็นการแสดงการสั่นแบบมีความหน่วงต่ำ



รูปที่ 2.13 ผลตอบสนองของระบบที่สั่นอิสระแบบมีความหน่วงต่ำ

- ระบบมีความหน่วงวิกฤติ (Critical Damped System) $\zeta = 1$

กรณีระบบมีความหน่วงวิกฤต (Critical Damped System) เมื่อ $\zeta = 1$ ในกรณีนี้รากทั้งสองค่าของสมการจะเป็นจำนวนจริง และมีค่าเท่ากัน คือ $s_1 = s_2 = \omega_n$ ทำให้ได้ผลเฉลยของสมการการเคลื่อนที่ในโดเมนความถี่เชิงซ้อน

$$x(s) = \frac{x(0)}{(s+\omega_n)} + \frac{\dot{x}(0) + \omega_n x(0)}{(s+\omega_n)} \tag{2.28}$$

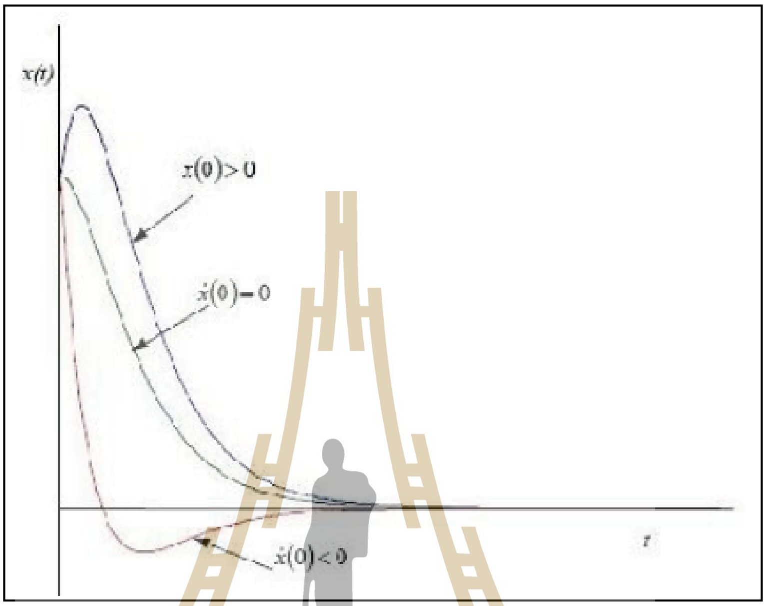
ซึ่งสามารถเขียนผลเฉลยให้อยู่ในโดเมนของเวลาได้

$$x(t) = x_0 e^{-\zeta\omega_n t} + (\dot{x}_0 + \omega_n x_0) t e^{-\omega_n t} \tag{2.29}$$

ความหน่วงวิกฤตเป็นกรณีที่จะทำให้ระบบกลับคืนเข้าสู่สมดุลได้อย่างรวดเร็วที่สุด เมื่อเทียบกับค่าความหน่วงอื่น ถ้าหากสภาพเริ่มการสั่นเหมือนกัน ดังนั้นสภาพความหน่วงวิกฤตนี้จึงนำไปประยุกต์ใช้ในงานวิศวกรรมหลายอย่าง เช่น การออกแบบกันสะเทือนของปืนใหญ่ เพื่อให้ลำกล้องปืนเกิดการสั่นน้อยที่สุดหลังจากยิง เพื่อที่จะสามารถบรรจุกระสุนนัดต่อไปได้อย่างรวดเร็ว หรือการออกแบบให้รถยนต์กลับคืนสู่สภาพสมดุลเร็วที่สุดหลังจากกระแทกหลุมเพื่อการนุ่มนวล

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ในการขับขี่ ซึ่งในการออกแบบของการสั่นแบบอิสระลักษณะนี้เรานิยมจะออกแบบให้โช้คอัพมีค่าอัตราส่วนความหน่วงเข้าใกล้หนึ่ง อย่างไรก็ตามสำหรับการออกแบบระบบกันสะเทือนของรถยนต์ภายใต้การสั่นบังคับ



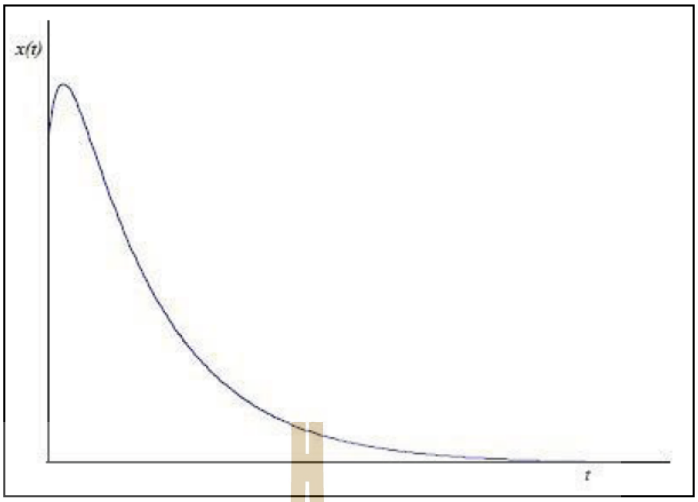
รูปที่ 2.14 ผลตอบสนองของระบบที่สั่นอิสระแบบความหน่วงวิกฤติ

- ระบบมีความหน่วงสูง (Overdamped System) $\zeta > 1$

กรณีระบบมีความหน่วงสูง (Overdamped System) เมื่อ $\zeta > 1$ ค่าของราก s_1 และ s_2 ในการสมการที่ (2.24) จะเป็นจำนวนจริงและมีค่าเป็นลบ ซึ่งผลเฉลยของสมการที่ได้จากการแปลงรูปลาปลาซผกผัน (Inverse Laplacece Transform) ให้อยู่ในโดเมนของเวลา (Time Domain) คือ

$$x(t) = A_1 e^{(-\zeta+\sqrt{\zeta^2-1})\omega_n t} + A_2 e^{(-\zeta+\sqrt{\zeta^2-1})\omega_n t} \qquad (2.30)$$

สำหรับการตอบสนองของระบบที่มีความหน่วงสูงจะเป็นการเคลื่อนที่จากสภาพเริ่มต้นเข้าสู่สมดุลโดยไม่มีการแกว่ง ยกเว้นในกรณีที่เราให้ความเร็วเริ่มต้นสูงมากและมีทิศทางตรงข้ามกับการขจัดเริ่มต้น ซึ่งรูปกราฟแสดงผลตอบสนองของระบบแสดงในรูปที่ 2.15



รูปที่ 2.15 ผลตอบสนองของระบบที่สั่นอิสระแบบความหน่วงสูง

2.5 เครื่องมือและอุปกรณ์ในการวัด

สิ่งที่สำคัญอย่างหนึ่งตั้งแต่แรกเริ่มในการวิเคราะห์การสั่นสะเทือนคือ ข้อมูลที่ได้จากการเก็บสัญญาณการสั่นสะเทือน ดังนั้นข้อมูลที่ได้จะมีค่าถูกต้องมากน้อยแค่ไหนปัจจัยที่มีผลโดยตรงอีกปัจจัยหนึ่ง คือ หัววัดการสั่นสะเทือน(Transducer) หากข้อมูลที่เก็บมาได้นั่นมีค่าที่ผิดพลาด ต่อให้ผู้ที่การวิเคราะห์มีความสามารถมากขนาดไหนก็ตาม ก็จะทำให้การวิเคราะห์ถึงปัญหาที่เกิดขึ้นจริง ไม่สามารถทำได้ ดังนั้นจึงมีความจำเป็นที่จะต้องเลือกใช้ให้ถูกต้อง และต้องทราบถึงคุณลักษณะเฉพาะของหัววัดแต่ละแบบว่ามีคุณสมบัติอย่างไรบ้าง เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการเลือกหัววัดให้ถูกต้องเหมาะสมกับชนิดของการสั่นสะเทือนที่จะทำการตรวจวัด เพื่อให้ได้ค่าสัญญาการสั่นสะเทือนที่ถูกต้องในการนำไปวิเคราะห์ต่อไป

การวัดการสั่นสะเทือนในเครื่องจักรกลก็เช่นกันมีองค์ประกอบหลักที่สำคัญคือ อุปกรณ์ตรวจวัดการสั่นสะเทือน สายนำสัญญาณ เครื่องมือวัดและบันทึกผลการวัด และซอฟต์แวร์สำหรับจัดเก็บข้อมูลและประมวลผล การหาความบกพร่องของเครื่องจักรโดยวิธีการวิเคราะห์การสั่นสะเทือนมีความจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องมีความเข้าใจในเรื่องเครื่องมือวัดและการใช้งานเครื่องมือวัดการสั่นสะเทือนและซอฟต์แวร์สำหรับการวิเคราะห์ความบกพร่องของเครื่องจักร เพื่อนำไปประกอบการวัดและวิเคราะห์การสั่นสะเทือนให้มีความถูกต้องและเพิ่มความน่าเชื่อถือ

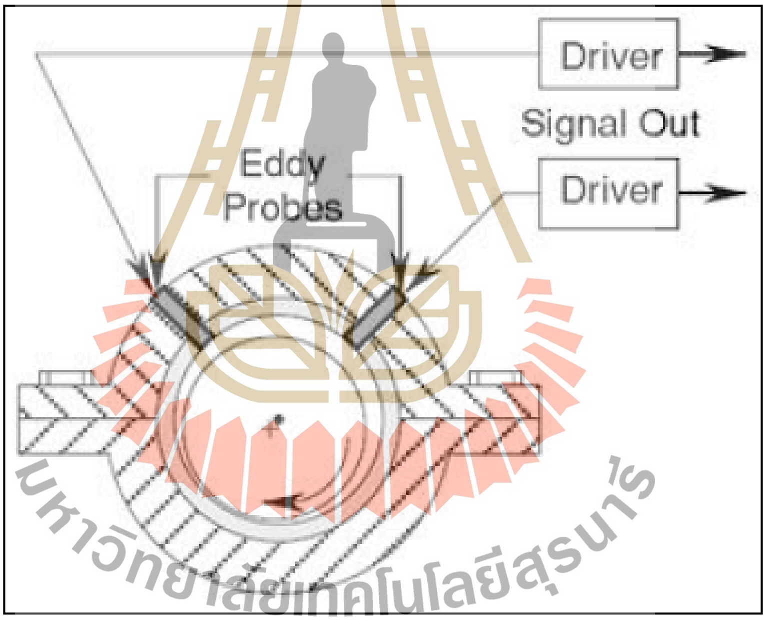
2.5.1 อุปกรณ์ตรวจวัดการสั่นสะเทือน

หัววัดการสั่นสะเทือน (Transducer) ทำหน้าที่ในการเปลี่ยนสัญญาณทางกล (สัญญาณการสั่นสะเทือน) การกระจัด ความเร็ว ความเร่ง ให้กลายเป็นปริมาณทางไฟฟ้านั้นผ่าน

สายนำสัญญาณไปสู่เครื่องมือวัดเพื่อบันทึกค่าและแปลงกลับมาแสดงผลในเชิงกล หรือนำไปเก็บในอุปกรณ์เก็บข้อมูล (Vibration Analyzer) แล้วส่งข้อมูลที่ได้เหล่านั้นสู่เครื่องคอมพิวเตอร์ เพื่อใช้โปรแกรมช่วยในการวิเคราะห์ข้อมูลการสั่นสะเทือนต่อไป สำหรับอุปกรณ์ตรวจวัดการสั่นสะเทือนในเครื่องจักรกลมีหลายชนิด โดยทั่วไปแล้วการวัดสัญญาณการสั่นสะเทือนจะทำการวัดออกมาในปริมาณของ การกระจัด (Displacement) ความเร็ว (Velocity) และความเร่ง (Acceleration) ซึ่งในงานการวัดการสั่นสะเทือน จะแบ่ง Transducer ออกเป็น 3 ประเภทด้วยกันคือ

- อุปกรณ์ตรวจวัดแบบการกระจัด (Displacement Probe or Proximity Probe)

อุปกรณ์ตรวจวัดแบบการกระจัดบางครั้งเรียกว่า Eddy Probe สำหรับหัววัดแบบนี้จะเป็นหัววัดที่ไม่ต้องสัมผัส (non-contact) กับชิ้นส่วนที่ต้องการวัดการเคลื่อนตัว หัววัดแบบนี้ใช้กับการวัดการเคลื่อนที่ของเพลาหมุน หรือเพลาหยุดนิ่ง ดังในรูปที่ 2.16

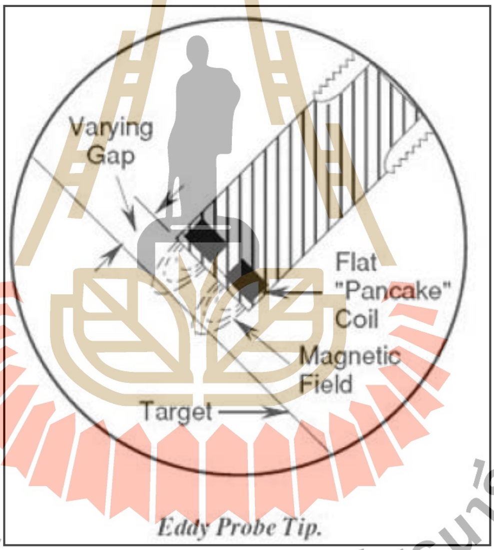


รูปที่ 2.16 แสดงการติดตั้งของหัววัดการกระจัด (Displacement Probe) หรือ Eddy Probe

สำหรับระบบของการวัด โดยใช้ Proximity Probe นั้น จะมีส่วนประกอบหลัก ๆ คือ เพลาหมุนที่ต้องการวัดการเคลื่อนที่ หัว Proximity Probe สายสัญญาณจากหัววัดมาที่ตัวขับ (Driver หรือ Oscillator – Demodulator) ต่อจากนั้นจะส่งสัญญาณเข้าสู่อุปกรณ์การเก็บสัญญาณอุปกรณ์การแสดงค่าแบบ Online หรือจะเป็น Vibration Analyzer ก็ได้ สำหรับการทำงานจะอาศัยการเหนี่ยวนำทางสนามแม่เหล็กระหว่างหัววัด กับชิ้นส่วนที่ต้องการวัด ดังแสดงในรูปที่ 2.17 กล่าวคือ สัญญาณความถี่สูงจาก Driver สร้างสนามแม่เหล็กเกิดขึ้นที่ Transducer โดยความเข้มของสนามแม่เหล็กที่

เกิดขึ้นจะสัมพันธ์กับแรงดัน โดย Output จะถูกส่งออกมาในรูปของ DC Voltage ซึ่งแทนความแรงของสนามแม่เหล็ก เมื่อสนามแม่เหล็กส่งผ่านไปยังผิวของวัสดุที่สามารถนำไฟฟ้าจะเกิดกระแสไหลวนขึ้นมาบนพื้นผิวตัวนำ แล้วทำให้เกิดสนามแม่เหล็กในทิศทางตรงกันข้ามกับสนามแม่เหล็กซึ่งจะมีผลทำให้สนามแม่เหล็กเดิม ถูกหักล้างซึ่งทำให้สนามแม่เหล็กรวมมีค่าลดลง มีผลทำให้ DC Voltage Output มีค่าลดลง ยิ่งผิวของเพลาอยู่ใกล้กับ Probe มากขึ้นเท่าใดกระแสไหลวนจะเกิดมากขึ้น มีผลทำให้ DC Voltage Outputน้อยลงตามไปด้วย

สำหรับหัววัดแบบ Proximity Probe นั้น สามารถจะใช้ได้กับโลหะที่นำไฟฟ้าตั้งแต่ Aluminum ถึง Steel สำหรับระบบหัววัดแบบ Proximity Probe โดยทั่วไปแล้วจะมีช่วงความสัมพันธ์ของการเปลี่ยนแปลงของ DC Voltage Output กับระยะห่างของหัววัดกับเพลาหมุนแบบเชิงเส้นที่ระยะ 0.25-2.5 mm และสามารถใช้จับสัญญาณตั้งแต่ความถี่ต่ำไปถึงความถี่ที่มากเกินกว่า 10 kHz ได้



รูปที่ 2.17 แสดงการทำงานของ Proximity Probe

ข้อดีของการใช้หัววัดแบบ Proximity Probe

1. วัดระยะระหว่างหัววัดกับเพลาที่หยุดนิ่งได้
2. วัดระยะระหว่างกับเพลาที่หมุนอยู่ได้
3. ง่ายต่อการวัดสอบเทียบ (Calibration)
4. ตอบสนองต่อสัญญาณในความถี่ใช้งานได้ดีเยี่ยม
5. เหมาะกับการนำมาติดตั้งในบริเวณ ที่มีสภาพแวดล้อมไม่ดีได้
6. โครงสร้างไม่เสียหายง่าย

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

7. หัววัดไม่ต้องติดกับเพลาที่ต้องการวัด

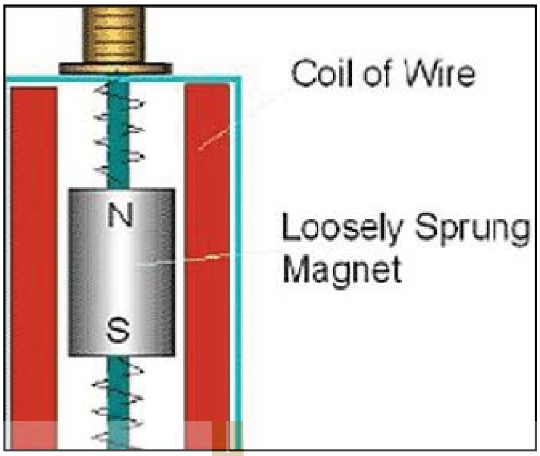
ข้อเสียของการใช้หัววัดแบบ Proximity Probe

1. มีความไวต่อพื้นผิวที่ขรุขระ หรือมีสภาพที่เป็นแม่เหล็ก
2. มีความไวต่อคุณสมบัติของวัสดุที่ใช้ทำเพลา วัสดุต่างชนิดกันมีความไวแตกต่างกัน การเกิด Eddy Current แตกต่างกัน ดังนั้นต้องมีการสอบวัดเทียบเมื่อเปลี่ยนเพลาที่จะวัด
3. ผิวของเพลาที่ต้องการวัด จะต้องนำไฟฟ้า
4. ต้องติดตั้งถาวร รวมทั้งติดตั้งยาก ต้องทำตัวจับยึด
5. ตอบสนองต่อสัญญาณที่ความถี่ RPM สูง ได้ต่ำ
6. ต้องการแหล่งจ่ายพลังงานจากภายนอก
7. มีความไวต่อการรบกวนจากหัว Proximity Probe ที่อยู่ใกล้กัน ดังนั้นไม่ควรติดใกล้กันจนเกินไป
8. มีความไวต่อการสั่นพ้องที่เกิดจากตัวของ Mounting ที่ยึดติดกับ Probe

- อุปกรณ์ตรวจวัดแบบความเร็ว (Velocity Probe)

อุปกรณ์ตรวจวัดแบบความเร็วจะประกอบด้วย มวลที่เป็นแม่เหล็กถาวร ซึ่งจะถูกแขวนไว้กับสปริงและถูกล้อมรอบด้วยขดลวดไฟฟ้า ดังแสดงในรูปที่ 2.18 เมื่อหัววัดถูกทำให้สั่นสะเทือน จะทำให้มวลที่เป็นแม่เหล็กถาวร เคลื่อนที่สั่นขึ้นลง ซึ่งจะไปตัดผ่านขดลวด (Coil of Wire)ทำให้ฟลักซ์แม่เหล็กที่ผ่านขดลวดเปลี่ยนแปลง สนามแม่เหล็กจึงเกิดการเปลี่ยนแปลง ก็จะเหนี่ยวนำให้เกิดกระแสเหนี่ยวนำเกิดขึ้นในขดลวด ซึ่งปริมาณของกระแสที่ถูกเหนี่ยวนำขึ้นมาจะมีค่าสัดส่วนโดยตรงกับความเร็วของมวลที่เคลื่อนที่ตัดผ่านเส้นฟลักซ์แม่เหล็ก จะเห็นได้ว่า หัววัดแบบความเร็วแบบนี้ สามารถผลิตกระแสไฟฟ้าได้ด้วยตัวเองของหัววัดเอง โดยไม่ต้องการแหล่งจ่ายจากภายนอก จึงสามารถป้อนสัญญาณทางไฟฟ้า เพื่อเอาไว้ตรวจติดตามและเก็บข้อมูลได้ โดยไม่ต้องใช้สัญญาณภายนอกเพิ่มเติม โดยทั่วไปช่วงการใช้งานของหัววัดแบบความเร็วนี้จะอยู่ระหว่างความถี่ 10 Hz ถึง 1500 Hz

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 2.18 แสดงหัววัดแบบความเร็ว(Velocity Probe)

ข้อดีของการใช้วัดแบบความเร็ว (Velocity Probe)

1. ไม่ต้องการแหล่งจ่ายพลังงานจากภายนอก
2. แข็งแรง
3. การใช้งาน ติดตั้งง่าย
4. มีขนาดเล็ก สามารถเคลื่อนย้ายได้ ทำให้สะดวกต่อการตรวจวัด

ข้อเสียของการใช้วัดแบบความเร็ว (Velocity Probe)

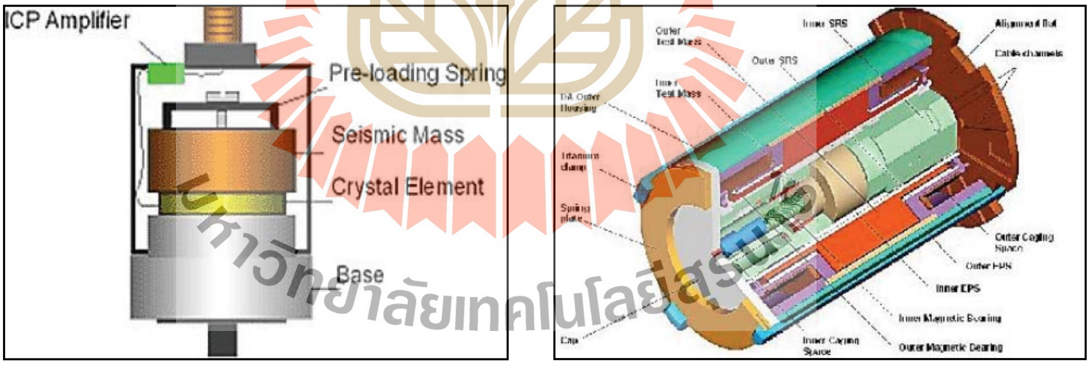
1. มีชิ้นส่วนที่เคลื่อนไหว ทำให้เกิดความล้า มีโอกาสสึกหรอสูง เสียหายง่าย(หัววัดความเร็วแบบ Moving Coil)
2. มีช่วงความถี่ใช้งานที่จำกัด
3. ต้องพิจารณาแนวการติดตั้ง เนื่องจากมีผลต่อมวลที่เคลื่อนผ่านขดลวดในหัววัด
4. ไวต่อสนามแม่เหล็กจากภายนอก เนื่องจากว่าหัววัด (Transducer) แบบนี้ใช้สนามแม่เหล็กภายในช่วยในการทำงาน ดังนั้น ในการทำงานอาจถูกรบกวนได้ ถ้านำมาวัดใกล้กับมอเตอร์กระแสสลับขนาดใหญ่

- อุปกรณ์ตรวจวัดแบบความเร่ง (Accelerometers)

หัววัดความเร่ง (Accelerometers) เป็นหัววัดที่มีประจุไฟฟ้าออกมาจากหัววัดเองเมื่อมีแรงการสั่นสะเทือนมากระทำกับหัววัด ซึ่งปริมาณของประจุที่ออกมาจะมากหรือน้อยก็ขึ้นอยู่กับแรงกระทำ ซึ่งเป็นที่ทราบกันดีแล้วว่าแรงจะแปรผัน โดยตรงกับความเร่ง ดังนั้น ถ้ามีแรงการสั่นสะเทือนมาก มากระทำต่อหัววัด ประจุไฟฟ้าก็จะคลายออกมามาก ซึ่งทำให้รู้ว่ามีความเร่งมากด้วยเช่นกัน ซึ่งทำให้เราสามารถวัดขนาดของสัญญาณการสั่นสะเทือนในหน่วยของความเร่งได้

หน่วยที่ใช้ในการวัดขนาดของความเร่งนั้น จะอยู่ในหน่วยของ G ซึ่ง 1 G = 9.81 m/s^2 สำหรับส่วนประกอบของหัววัดแบบความเร่งนั้น ดังแสดงในรูปที่ 2.19 จะประกอบไปด้วย ฐานรองรับ (Base)หรือเฟรม (Frame), แผ่น Piezoelectric disk, มวลกด(Seismic Mass), อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ขยายสัญญาณ(ICP Amplifier), ตัวจับยึด(Mounting Stud) ซึ่งจะใช้จับยึดกับจุดของชิ้นงานที่ต้องการจะวัด

จากรูปที่ 2.19 เมื่อนำหัววัดไปจับยึดกับตำแหน่งที่ต้องการจะวัดของเครื่องจักรที่มีการสั่นสะเทือนแรงจากการสั่นสะเทือนจะกระทำผ่านมาที่ฐานของหัววัดแล้วส่งผ่านมาที่แผ่น Piezoelectricซึ่งเป็นแผ่นที่อยู่ระหว่างมวลกดกับฐานรองรับทำให้เกิดแรงกดอัดจากมวลในแนวตั้งฉากกับแผ่น Piezoelectric เนื่องจากแผ่น Piezoelectricมีคุณลักษณะแบบเดียวกับผลึกควอตซ์(Quartz)เฟอร์โรอิเล็กทริกเซรามิก (Ferroelectric ceramics) จะเกิดประจุไฟฟ้าออกมาเมื่อมีแรงมากระทำ ซึ่งจะมากหรือน้อยขึ้นอยู่กับแรงการสั่นสะเทือนที่มากระทำ ประจุไฟฟ้าที่ออกมามีค่าน้อยมากโดยขนาดประจุไฟฟ้าที่ออกมาจากแผ่น piezoelectric วัดได้เป็นพิโคคูลอมบ์ (Pico coulombs) ต่อ G ดังนั้น จึงจำเป็นต้องมีการขยายสัญญาณไฟฟ้าให้สูงขึ้นเป็นมิลลิโวลต์ต่อ G เช่น 100 mV/G เป็นต้น ซึ่งอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ขยายสัญญาณก็คือ Integrated Circuit Piezoelectric(ICP) Amplifier นั่นเอง



รูปที่ 2.19 แสดงหัววัดแบบความเร่ง (Accelerometers)

ข้อดีข้อการใช้หัววัดแบบความเร่ง (Accelerometers)

1. มีขนาดเล็ก น้ำหนักเบา
2. มีช่วงความถี่ใช้งานที่กว้าง
3. มีโครงสร้างทางวงจรอิเล็กทรอนิกส์ Solid-state ที่แข็งแรง ทนทาน
4. ใช้วัดสัญญาณการสั่นสะเทือนได้ ในช่วงความถี่สูง

5. ใช้งานได้ง่าย ติดตั้งง่าย ติดตั้งในที่แคบได้ เหมาะกับงานการตรวจวัด ที่เคลื่อนย้ายหัววัดบ่อย ๆ

ข้อเสียของการใช้หัววัดแบบความเร่ง (Accelerometers)

1. มีช่วงอุณหภูมิที่ถูกจำกัด การใช้งานในที่อุณหภูมิสูงมีผลให้ฐานรองมีการขยายตัว ทำให้ไปบีบอัดกับแผ่น Piezoelectric ทำให้ค่าการวัดผิดพลาดได้
2. การตอบสนองต่อความถี่เปลี่ยนแปลงไปกับวิธีการใช้งานร่วมกับ Mounting
3. ต้องการแหล่งจ่ายกำลังไฟฟ้าจากภายนอก
4. ไม่สามารถวัดการสั่นสะเทือนหรือตำแหน่งของเพลาได้
5. การอินทิเกรตสองครั้งเพื่อดูปริมาณของการกระจัด มักได้สัญญาณรบกวน(Noise)ช่วงความถี่ต่ำ

2.5.2 สายนำสัญญาณที่ใช้สำหรับการวัดการสั่นสะเทือน

สายนำสัญญาณการสั่นสะเทือน (Vibration Cable) เป็นชิ้นส่วนที่ทำหน้าที่เชื่อมระหว่างอุปกรณ์ตรวจวัดสัญญาณการสั่นสะเทือนกับเครื่องมือวัดการสั่นสะเทือน โดยจะทำหน้าที่นำสัญญาณการสั่นสะเทือนที่เป็นสัญญาณทางไฟฟ้าไปสู่เครื่องมือวัด

รูปที่ 2.20 สายนำสัญญาณที่ใช้สำหรับการวัดการสั่นสะเทือน

2.5.3 เครื่องมือวัดและบันทึกผลการสั่นสะเทือน

เครื่องมือที่ใช้วัดและบันทึกผลการสั่นสะเทือน เรียกว่า Data Collector หรือ Analyzer ซึ่งเป็นอุปกรณ์ที่มีหน้าที่อ่านค่าและบันทึกผลจากการวัดการสั่นสะเทือน ซึ่งสัญญาณที่ได้มาอาจเป็นสัญญาณในรูปแบบดิจิตอลหรืออนาล็อก แล้วแต่คุณสมบัติและความสามารถของเครื่องมือวัดนั้น ๆ ซึ่งมีอยู่หลายแบบ เช่น มิเตอร์วัดการสั่นสะเทือน (Vibration Meter), เครื่องมือ

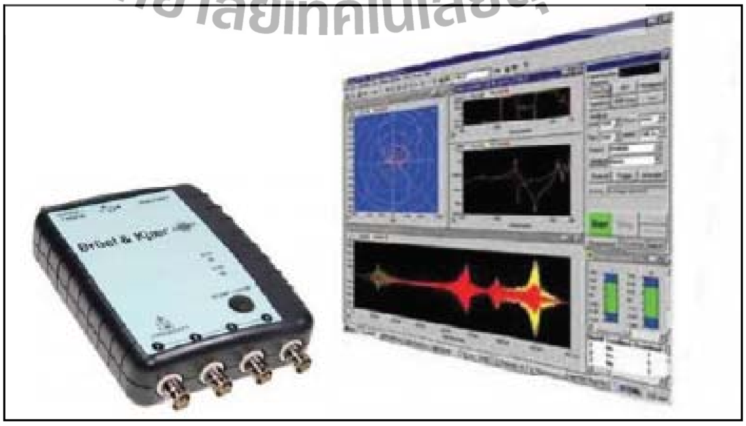
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

เก็บข้อมูลและวิเคราะห์ผลแบบ FFT(Fast Fourier Transform) ที่เรียกว่า Analyzer หรือ เครื่องมือวิเคราะห์แบบทันทีทันใด (Real Time Analyzer) เป็นต้น

รูปที่ 2.21 มิเตอร์วัดการสั่นสะเทือน (Vibration Meter)

รูปที่ 2.22 เครื่องมือเก็บข้อมูลและวิเคราะห์ผล (Analyzer)

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 2.23 เครื่องมือวิเคราะห์แบบทันทีทันใด (Real time analyzer)

2.5.4 คอมพิวเตอร์และซอฟต์แวร์

คอมพิวเตอร์และซอฟต์แวร์ (Computer and Software) จะทำหน้าที่รับข้อมูลจากเครื่องมือวัดและบันทึกผล เมื่อผู้ที่ทำหน้าที่ในการวัดและดำเนินการเก็บค่าการสั่นสะเทือนของเครื่องจักรกลแล้ ก็จะนำข้อมูลที่ได้มาถ่ายโอนเข้าสู่คอมพิวเตอร์ที่มีซอฟต์แวร์รองรับสำหรับเครื่องมือชุดนั้น ชุดซอฟต์แวร์สำหรับการวิเคราะห์สัญญาณการสั่นสะเทือนสามารถแสดงผลออกมาในรูปกราฟแบบต่าง ๆ หรือรูปแบบตาราง แล้วแต่ความสามารถของซอฟต์แวร์นั้นๆ ดังเช่นเครื่องมือวิเคราะห์แบบทันทีทันใด (Real time analyzer) ที่ได้กล่าวไปในหัวข้อที่แล้ว ซึ่งในปัจจุบันได้มีบริษัทผู้ผลิตอุปกรณ์และซอฟต์แวร์สำหรับวัดและวิเคราะห์การสั่นสะเทือนในเครื่องจักรกลเป็นจำนวนมาก และซอฟต์แวร์บางชนิดมีความสามารถถึงขั้นทำการวิเคราะห์ความบกพร่องของเครื่องจักรเองได้ด้วย ซึ่งส่วนมากซอฟต์แวร์ที่ใช้ก็จะควบคู่กับเครื่องมือวัดและบันทึกผลที่เป็นยี่ห้อเดียว เพื่อความสะดวกต่อการถ่ายโอนข้อมูลและการเข้ากันได้ของระบบ

2.6 การติดตั้งและการกำหนดตำแหน่งการวัด

การวัดการสั่นสะเทือนในเครื่องจักรนอกจากองค์ประกอบหลักที่สำคัญที่สุดซึ่งประกอบไปด้วยอุปกรณ์การตรวจวัดการสั่นสะเทือน สายนำสัญญาณ และเครื่องมือการวัดการสั่นสะเทือนแล้วไม่เพียงพอที่จะได้ข้อมูลที่ดีต่อการวิเคราะห์การสั่นสะเทือนเพราะว่าเมื่อลองปฏิบัติจริงเปรียบเทียบกันแล้วจะพบปัญหาและข้อปลีกย่อยอีกมากมาย บางเรื่องอาจจะเป็นเรื่องเล็กน้อยไม่น่าที่จะมีผลกระทบต่อการวิเคราะห์การสั่นสะเทือน ทำให้ผลของการวิเคราะห์นั้นขาดความน่าเชื่อถือหรือไม่มีประสิทธิภาพเท่าที่ควร สูญเสียเวลาในการทำการวัดค่าและเก็บข้อมูลหลายครั้ง ซึ่งหลักการที่นำมาใช้และเทคนิคการวัดการสั่นสะเทือนให้เกิดประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นประกอบไปด้วยการเลือกตำแหน่งการวัดและการติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดการสั่นสะเทือน การเลือกหน่วยการวัดการสั่นสะเทือน การศึกษาสภาวะการทำงานของเครื่องจักร การกำหนดสเกลและการตั้งค่าความถี่ เป็นต้น การกำหนดมาตรฐานของการสั่นสะเทือนเพื่อเป็นข้อมูลอ้างอิงในการกำหนดความรุนแรงของการสั่นสะเทือนในเครื่องจักรปัจจุบันมาตรฐานการสั่นสะเทือนที่เผยแพร่ทั่วไป จะมีหลายสถาบันด้วยกัน เช่น ISO Standard , VDI Standard, API Standard, NEMA Standard เป็นต้น

2.6.1 การวางตำแหน่งของหัววัดการสั่นสะเทือน

หลักพื้นฐานของการสั่นสะเทือนในรูปแบบอย่างง่ายคือ การสั่นสะเทือนจะเป็นผลคูณของแรงกับความสามารถของการเคลื่อนที่ (Vibration = Force X Mobility) จากหลักการดังกล่าวจะนำไปสู่การเลือกตำแหน่งเพื่อติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดการสั่นสะเทือน ในทิศทางที่มีการ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

เคลื่อนที่ได้ดีที่สุด ในการวัดการสั่นสะเทือนของเครื่องจักรที่ติดตั้งในแนวดิ่ง (Vertical) ตำแหน่งการวัดจะมี 3 ทิศทาง คือ แนวระดับ (Horizontal) แนวดิ่ง (Vertical) และแนวแกน (Axial)

2.6.2 การติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดการสั่นสะเทือน

ความเข้าใจในหลักการทำงานของอุปกรณ์ตรวจวัดการสั่นสะเทือนนั้นมีความสำคัญอย่างมากต่อการเก็บข้อมูลการสั่นสะเทือนในเครื่องจักรกล เพราะถ้ามีการเก็บข้อมูลที่ไม่ถูกต้องไปใช้ในการวินิจฉัยความบกพร่องของเครื่องจักรแล้วจะทำให้เกิดความผิดพลาดได้ ดังนั้น การติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดการสั่นสะเทือนจึงเป็นปัจจัยที่สำคัญ ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงเฉพาะการติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดแบบความเร่ง เนื่องจากการติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดแบบความเร่งจะทำการติดตั้งแบบสัมผัส ซึ่งจุดที่สำคัญที่สุดของการติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดชนิดนี้ คือ การเกิดการสั่นพ้องของอุปกณ์ตรวจวัดเอง วิธีการติดตั้งหัววัดแบบความเร่งทำได้หลายวิธีและสามารถเลือกใช้ตามความเหมาะสมของช่วงความถี่ที่ต้องการได้

- การยึดอุปกรณ์ตรวจวัดโดยใช้มือกด การติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดโดยวิธีนี้เป็นการยึดด้วยการกดอุปกรณ์ตรวจวัดด้วยมือลงบนเครื่องจักร ในกรณีที่เครื่องจักรบางชนิดไม่สามารถยึดแบบแม่เหล็กได้ เนื่องจากตัวเรือนเครื่องจักรไม่ได้ทำจากเหล็ก ดังนั้นด้วยการยึดด้วยวิธีนี้จะเป็นการสะดวกกว่า

- การยึดอุปกรณ์ตรวจวัดด้วยแม่เหล็ก การติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดโดยวิธีนี้เป็นการยึดด้วยแม่เหล็กถาวรที่ขันแน่นกับอุปกรณ์ตรวจวัดความเร่ง แล้วนำไปยึดติดกับอุปกรณ์ของชิ้นส่วนของเครื่องจักร วิธีนี้เหมาะสำหรับการตรวจวัดการสั่นสะเทือนเพียงชั่วคราว เนื่องจากสามารถทำได้สะดวกรวดเร็ว ซึ่งการยึดติดด้วยแม่เหล็กถาวรนี้จะมีอยู่ 2 แบบ คือ แบบแม่เหล็กแบนเรียบและแบบแม่เหล็กสองขา โดยแบบแม่เหล็กสองขาจะมีความสะดวกในกรณีที่ทำการยึดอุปกรณ์ตรวจวัดกับชิ้นส่วนเครื่องจักรที่มีลักษณะทรงกระบอก

- การยึดอุปกรณ์ตรวจวัดด้วยเทปกาวสองหน้า การติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดโดยวิธีนี้เหมือนกับการติดตั้งด้วยขี้ผึ้หรือกาวอีพอกซี แต่เป็นฉนวนไฟฟ้า ได้ดีกว่า

- การยึดอุปกรณ์ตรวจวัดด้วยกาวอีพอกซี การติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดโดยวิธีนี้สามารถทนต่ออุณหภูมิได้ดีกว่าขี้ผึ้งเล็กน้อย วิธีติดตั้งเหมือนกับการติดตั้งด้วยขี้ผึ้งคือต้องทำการปรับแต่งผิวหน้าของชิ้นส่วนเครื่องจักรเสียก่อน และทำการเช็ดผิวให้แห้งและสะอาด เพื่อที่จะทำให้กาวอีพอกซีประสานระหว่างอุปกรณ์ตรวจวัดความเร่งกับผิวของชิ้นส่วนเครื่องจักรได้ดีขึ้น

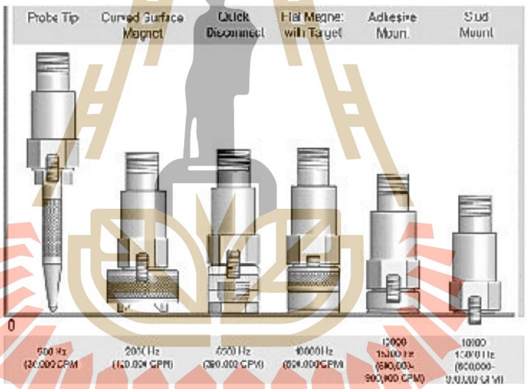
- การยึดอุปกรณ์ตรวจวัดด้วยขี้ผึ้ง การติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดด้วยวิธีนี้เป็นการยึดด้วยขี้ผึ้ง วิธีการติดตั้งจะต้องทำการปรับแต่งผิวหน้าของชิ้นส่วนเครื่องจักรให้เรียบเสียก่อนและทำการเช็ดผิวให้แห้งสะอาด เพื่อที่จะทำให้ขี้ผึ้งประสานระหว่างอุปกรณ์ตรวจวัดความเร่งกับผิวของ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

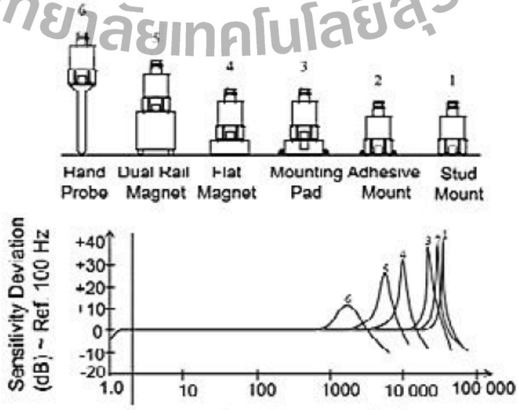
ชิ้นส่วนเครื่องจักรได้ดี ส่วนมากการยึดอุปกรณ์ตรวจวัดความเร่งด้วยวิธีนี้จะเหมาะสมกับอุปกรณ์ตรวจวัดที่มีขนาดเล็ก ซึ่งการตอบสนองต่อความถี่การใช้งานจะใกล้เคียงกับการยึดอุปกรณ์ตรวจวัดด้วยสลักเกลียว แต่การยึดด้วยวิธีนี้จะไม่สามารถใช้ในที่ที่มีอุณหภูมิสูงเนื่องจากจะทำให้ขี้ผึ้งเกิดการละลาย

- การยึดอุปกรณ์ตรวจวัดด้วยสลัก การติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัด โดยวิธีนี้เป็นการยึดหัววัดที่แน่นหนามั่นคงที่สุด ความถี่ตอบสนองของการใช้งานจึงมีย่านความถี่ใช้งานที่สุด การยึดด้วยวิธีนี้จึงเหมาะสมสำหรับวัดการสั่นสะเทือนบนเครื่องจักรที่มีความถี่สูงได้

จากรูปที่ 2.24 และ 2.25 แสดงให้เห็นว่า แม้เป็นหัววัดประเภทเดียวกันก็ตาม แต่หากติดตั้งกับตัวจับยึด (Mounting) คนละประเภทกัน ช่วงสัญญาณการสั่นสะเทือนที่สามารถเก็บได้ก็จะไม่เท่ากันด้วย และการเลือกใช้ mounting แต่ละแบบที่มีผลต่อความถี่ธรรมชาติ ซึ่งต้องระวังในการเลือกใช้ด้วยว่าสัญญาณการสั่นสะเทือนที่ต้องการวัดมีค่าสูงไปตรงกับความถี่ธรรมชาติหรือไม่



รูปที่ 2.24 แสดงการตอบสนองต่อความถี่สูงสุดของMounting แต่ละแบบ



รูปที่ 2.25 แสดงการตอบสนองต่อความถี่ธรรมชาติของ Mounting แต่ละแบบ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

2.7 การตรวจวัดและการจัดเก็บข้อมูล

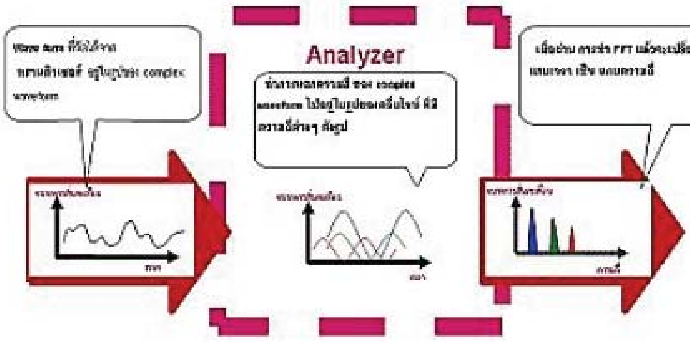
สัญญาณการสั่นสะเทือนส่วนใหญ่จะเป็นสัญญาณแบบฮาร์โมนิก โดยเป็นไปตามขนาดและลักษณะของแรงที่มากระตุ้น และสัญญาณแสดงผลออกมาจะอยู่ในรูปของกราฟโดเมนเวลา ซึ่งแกนตั้งจะเป็นแกนของขนาดการสั่นสะเทือน ส่วนแกนนอนจะเป็นแกนของเวลาที่ผ่านไป ถ้าทำการวิเคราะห์สภาพของเครื่องจักรจากกราฟโดเมนเวลาแล้ว จะทำการแยกแยะความถี่ค่อนข้างยาก ยิ่งถ้าเครื่องจักรนั้น ๆ มีส่วนประกอบมากมายและมีความซับซ้อนแล้ว ก็ยิ่งจะทำการวิเคราะห์ได้ยากลำบาก ในหัวข้อนี้จะทำการศึกษาถึงวิธีการแปลงกราฟจากโดเมนเวลามาเป็นโดเมนความถี่ เพื่อให้ง่ายต่อการวิเคราะห์โดยใช้การแปลงสัญญาณแบบฟูเรียร์ ส่วนการจัดเก็บข้อมูลนั้นก็มีความสำคัญเป็นอย่างมาก ซึ่งถ้ามีการเก็บข้อมูลที่ไม่ถูกต้องไปใช้ในการวินิจฉัยความบกพร่องของเครื่องจักรแล้วจะทำให้เกิดความผิดพลาดได้

2.7.1 การแปลงสัญญาณแบบฟูเรียร์ (Fast Fourier Transform , FFT)

การวัดสัญญาณต่าง ๆ ในงานทางวิศวกรรม เรามักจะคุ้นเคยกับการเปลี่ยนแปลงของสัญญาณตามเวลาที่เปลี่ยนไป แต่ในบางครั้งเราต้องการทราบสัญญาณเดียวกันนี้ที่พิจารณาในแกนอ้างอิงเทียบทางความถี่ ซึ่งในทางงานเครื่องจักรกลแล้วถือเป็นข้อมูลที่จะมีประโยชน์ในการวินิจฉัยความเสียหายในเครื่องจักร และจากความก้าวหน้าทางเทคนิคในการประมวลผลสัญญาณ (Signal processing) ทำให้ปัจจุบันเราสามารถตรวจพบความเสียหายที่ก่อตัวในเครื่องจักรแต่เนิ่น ๆ ได้ โดยอาศัยการวิเคราะห์สัญญาณความสั่นสะเทือนของเครื่องจักร อีกทั้งสามารถระบุชัดลงไปได้ว่าเกิดความเสียหายที่ชิ้นส่วนใดในเครื่องจักร

ในปี ค.ศ. 1768 – 1830 J.B.J Fourier ได้เสนอวิธีการเพื่อช่วยแก้ปัญหาคณิตศาสตร์ โดยอาศัยการแปลงฟังก์ชั่นจากโดเมนเวลา (Time-Domain) มาเป็นโดเมนความถี่ (Frequency Domain) เมื่อหาคำตอบในโดเมนความถี่ได้ก็สามารถแปลงกับมาเป็นโดเมนเวลาได้ Fourier ได้เสนอฟังก์ชั่นใด ๆ ที่เป็นรายคาบในช่วงเวลาหนึ่งสามารถเขียนแทนด้วยผลรวมของคลื่นรูปไซน์ความถี่มูลฐานและคลื่นรูปไซนที่มีความถี่สูงขึ้น โดยมีค่าความถี่เป็นจำนวนเท่าที่เป็นเลขจำนวนเต็มของความถี่มูลฐาน คลื่นรูปไซน์ที่มีความถี่สูงขึ้นนี้เราเรียกสั้น ๆ ว่า ฮาร์มอนิก การแปลงดังกล่าว เรียกว่า Fourier Transform

การแปลงสัญญาณแบบฟูเรียร์เป็นกระบวนการทางคณิตศาสตร์ ที่ทำการแปลงจากโดเมนเวลา หรือ Waveform มาอยู่ในรูปโดเมนความถี่ หรือ spectrum นั่นเอง ซึ่งเป็นกระบวนการที่มีความสำคัญอย่างมาก สำหรับงานวิเคราะห์การสั่นสะเทือนในปัจจุบันทำให้เกิดเครื่องมือวิเคราะห์การสั่นสะเทือนแบบ FFT ซึ่งเป็นเครื่องมือวิเคราะห์การสั่นสะเทือน ที่สามารถวิเคราะห์ปัญหาที่เกิดกับเครื่องจักรได้แม่นยำมากขึ้น ซึ่งหลักการทำงานเป็นไปดังรูปที่ 2.26



รูปที่ 2.26 การทำงานของเครื่องวิเคราะห์การสั่นสะเทือนเมื่อผ่านกระบวนการ FFT

โดยในปัจจุบันนี้เครื่องมือที่ใช้ในการวิเคราะห์ค่าการสั่นสะเทือนแบบ FFT จะมีกระบวนการทางคณิตศาสตร์นี้อยู่เพื่อช่วยในการแปลง Wave Form ไปเป็นสเปกตรัม (Spectrum)

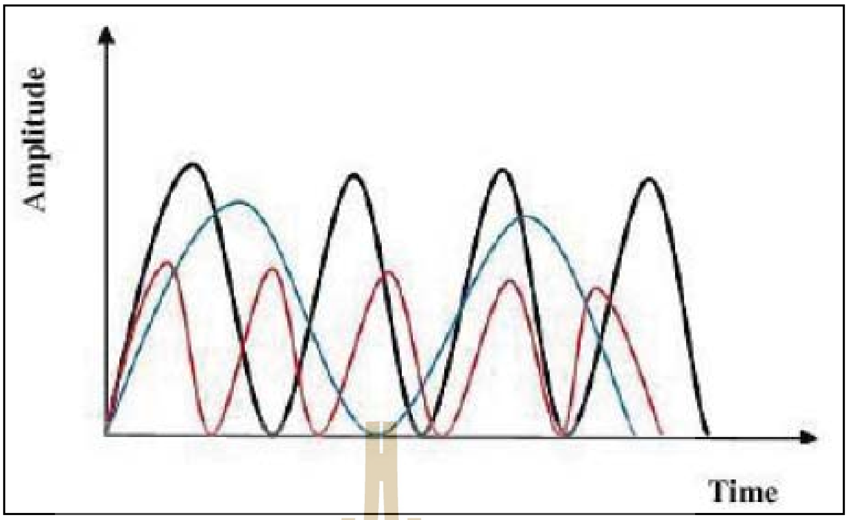
2.7.2 การแสดงผลและเก็บข้อมูล

การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนในเครื่องจักรกลนั้น ต้องอาศัยความเข้าใจในรูปแบบของกราฟแสดงผล ซึ่งในที่นี้จะกล่าวถึงกราฟแสดงผลการสั่นสะเทือนที่ใช้ในการวิเคราะห์หาความบกพร่องของเครื่องจักรกล เช่น กราฟโดเมนเวลา และกราฟโดเมนความถี่

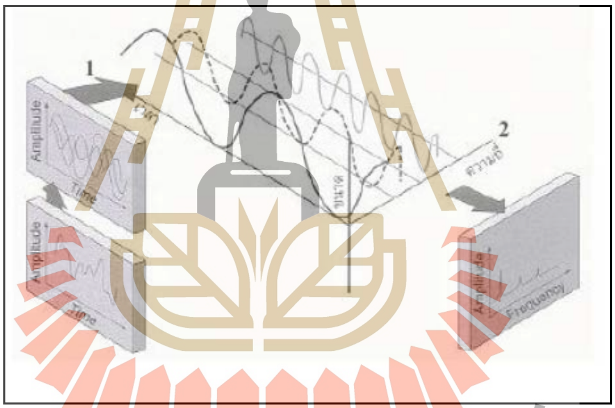
- กราฟโดเมนเวลา (Time Domain) เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าขนาดของการสั่นสะเทือนเทียบกับเวลา โดยแกนนอนจะเป็นแกนของเวลาส่วนแกนตั้งจะเป็นขนาดของการสั่นสะเทือน ดังรูปที่ 2.27 แสดงกราฟโดเมนเวลาที่ประกอบไปด้วยความถี่ซ้อนกันเป็นหลายความถี่

- กราฟสเปกตรัม (Spectrum) เป็นกราฟที่นิยมใช้สำหรับการวิเคราะห์ปัญหาการสั่นสะเทือนในเครื่องจักรกล โดยส่วนมากจะแสดงในรูปแบบกราฟสเปกตรัม หรือที่เรียกอีกชื่อว่ากราฟโดเมนความถี่ (Frequency Domain) ซึ่งเป็นกราฟสเปกตรัมนี้จะเป็นกราฟที่แปลงสัญญาณจากสัญญาณโดเมนเวลา ในกราฟสเปกตรัมนั้นจะเป็นการแสดงผลการสั่นสะเทือนบนแกนของความถี่ การแสดงผลในลักษณะนี้หากนำไปวิเคราะห์ความเสียหายในเครื่องจักรกลแล้ว ก็จะทำให้เห็นรายละเอียดของสัญญาณการสั่นสะเทือนได้มากกว่าการวิเคราะห์สัญญาณจากกราฟโดเมนเวลา เพื่อให้เห็นภาพชัดเจนถึงความสัมพันธ์ของการแปลงสัญญาณจากกราฟโดเมนเวลาไปเป็นสัญญาณบนโดเมนความถี่ ซึ่งในรูปที่ 2.28 จะสามารถที่จะอธิบายให้เข้าใจได้ง่ายและชัดเจน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 2.27 กราฟโดเมนเวลาที่ประกอบไปด้วยความถี่ซ้อนกันหลายความถี่



รูปที่ 2.28 แสดงความสัมพันธ์ของการสั่นสะเทือนบนโดเมนเวลากับโดเมนความถี่

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ซึ่งขนาดของการสั่นสะเทือนนั้นจะเป็นตัวบ่งบอกถึงความรุนแรงของความเสียหายในเครื่องจักรนั้นได้ ถ้าหากขนาดของการสั่นสะเทือนสูงเกินกว่าค่ามาตรฐาน ซึ่งเป็นสาเหตุทำให้เครื่องจักรนั้นเสียหายเร็วยิ่งขึ้น

2.8 การป้องกันการสั่น

ในองค์ประกอบต่าง ๆ ของเครื่องจักรกลและโครงสร้างมักจะมีส่วนทำให้เกิดการสั่นมากมายไม่ว่าจะเป็นการสั่นอันเนื่องมาจากการหมุนของส่วนประกอบต่าง ๆ การกระแทกของเครื่องจักร การเคลื่อนที่ไปมาของชิ้นส่วนเครื่องจักร การไหลผ่านของของเหลวผ่านโครงสร้างของเครื่องจักรเป็นต้น ดังนั้นเมื่อมีแหล่งกำเนิดแรงกระทำเหล่านี้ก็จะทำให้เกิดการสั่นของเครื่องจักร

หรือโครงสร้างตามมาอย่างหลีกเลี่ยงไม่ได้ การสั่นของระบบดังกล่าวอาจจะนำมาซึ่งการเสียหายของระบบเอง หรือหากในกรณีวิกฤติก็อาจเป็นสาเหตุทำให้เกิดการสูญเสียของผู้ใช้เครื่องจักรเหล่านั้น ได้ด้วย

หากจะกล่าวโดยหลักการแล้ววิศวกรมีแนวทางในการป้องกันการสั่นของเครื่องจักรหรือโครงสร้างต่าง ๆ ได้กว้าง ๆ 2 วิธี คือ วิธีแรก สร้างเครื่องจักรที่สมบูรณ์ ซึ่งหมายความว่าแม้ว่าจะมีการหนุนหรือการเคลื่อนที่ก็จะไม่เกิดแรงลัพธ์กระทำออกจากอุปกรณ์เหล่านั้น วิธีการนี้เราเรียกว่าการถ่วงดุล (Balancing) ซึ่งอาจทำได้กับเพลาที่กำลังหมุนกับเครื่องยนต์ที่ลูกสูบมีการเคลื่อนที่อย่างไรก็ตามการสร้างอุปกรณ์ดังกล่าวแม้ว่าจะมีความเป็นไปได้หลายวิธี แต่เมื่อถึงการปฏิบัติเราจำเป็นต้องทำการสร้างและประกอบ ตลอดจนดูแลชิ้นส่วนต่าง ๆ เหล่านั้นเป็นอย่างดี เพราะทุกชิ้นส่วนจะต้องมีคุณสมบัติแน่นอนตามที่กำหนดเอาไว้ การจะกระทำเช่นนี้ได้จึงจำเป็นต้องใช้ค่าใช้จ่ายที่สูง ทั้งการสร้างและการบำรุงรักษา ดังนั้นการออกแบบในลักษณะเช่นนี้เมื่อคำนึงถึงค่าใช้จ่ายแล้ว วิศวกรจำเป็นต้องยอมให้มีการสั่นเกิดขึ้นบ้าง เพียงแต่ให้การสั่นที่เกิดขึ้นนั้นอยู่ในระดับที่ยอมรับได้และจะไม่ทำให้เกิดความเสียหายต่อเครื่องจักรหรือโครงสร้างของเรา

สำหรับวิธีที่สองอาจจะต่อเนื่องจากวิธีการแรกก็คือ หากว่าเราไม่สามารถทำให้ระบบสมดุลได้อย่างสมบูรณ์ คือเราอาจยอมให้มีการสั่นของระบบหรือการสั่นที่เกิดขึ้นรอบ ๆ ระบบที่เราสนใจ ซึ่งเราไม่สามารถที่จะควบคุมได้เช่นแรงกระทำของลมเป็นต้น ด้วยเหตุดังกล่าววิศวกรจะหันมาสนใจว่าถ้าหากระบบไม่สมบูรณ์แล้วเราอาจต้องสร้างอุปกรณ์ชนิดใดชนิดหนึ่งขึ้นมาเพื่อควบคุมให้การสั่นของระบบนั้นไม่เกิดขึ้นมากเกินไปจนเป็นเหตุให้ระบบเกิดการเสียหายได้ในบทนี้เราจะได้ศึกษาถึงวิธีการออกแบบอุปกรณ์เพื่อป้องกันการสั่นอย่างรุนแรงของระบบเหล่านี้

สำหรับเนื้อหาการคำนวณที่จะกล่าวถึงในบทนี้ โดยส่วนใหญ่เราจะใช้ทฤษฎีที่ได้ศึกษามาแล้วในบทที่ผ่าน ๆ มา ดังนั้นในบทนี้เป็นเพียงการนำเอาหลักการและแนวความคิดที่ได้ศึกษามาแล้วมาประยุกต์ใช้เพื่อให้เราได้เข้าใจถึงหลักการของการออกแบบอุปกรณ์ควบคุมการสั่นที่ใช้อยู่

2.9 วิธีการควบคุมการสั่น

เมื่อเกิดการสั่นขึ้นในระบบบางครั้งหากว่าการสั่นนั้นไม่ได้ทำให้เกิดการสูญเสียการเสียหาย หรือทำความรำคาญให้กับผู้ใช้มากนัก เราอาจยอมให้เกิดการสั่นเหล่านั้นแต่เมื่อใดก็ตามการสั่นมีความรุนแรง สร้างเสียงดัง ทำให้ผู้ใช้ตกอยู่ในสภาพการทำงานที่ไม่เหมาะสมหรืออาจเกิดอันตรายได้ วิศวกรมีหน้าที่ต้องลดการสั่นนั้นให้อยู่ในสภาพที่ยอมรับได้ วิธีการลดหรือการควบคุมการสั่นให้อยู่ในช่วงที่ยอมโดยหลักการแล้วจะมีวิธีการหลัก ๆ อยู่ ดังต่อไปนี้

1. ควบคุมความถี่ธรรมชาติของระบบเพื่อป้องกันการสั่นพ้องภายใต้แรงกระทำจากภายนอก

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

2. ควบคุมการสั่นอย่างรุนแรงแม้เป็นการสั่นพ้องด้วยการเพิ่มตัวหน่วงเข้าสู่ระบบ
3. ลดการส่งผ่านการสั่นจากอุปกรณ์หนึ่ง ๆ ไปสู่อุปกรณ์อื่นโดยใช้เครื่องลดการสั่นที่เรียกฉนวนการสั่น (Vibration Isolator)
4. ลดขนาดการสั่นของระบบ โดยการใส่อุปกรณ์พิเศษเพิ่มเข้าสู่ระบบทำให้การสั่นนั้นไปตกอยู่กับอุปกรณ์พิเศษที่ใส่เพิ่มขึ้น การซับการสั่น (Vibration Absorber)

2.9.1 การควบคุมความถี่ธรรมชาติ และการเพิ่มตัวหน่วง

การควบคุมการสั่นวิธีการแรกที่เราจะกล่าวถึงในบทนี้จะเป็นวิธีการป้องกันการสั่นแบบที่ง่ายและอาจจะเป็นวิธีที่เกิดความสิ้นเปลืองน้อยที่สุด ซึ่งก็จะเป็นการควบคุมค่าความถี่ธรรมชาติ และการเพิ่มความหน่วงให้กับระบบซึ่งมีรายละเอียดของวิธีทั้งสองมีดังต่อไปนี้

2.9.2 การควบคุมความถี่ธรรมชาติ

เป็นที่ทราบกันดีอยู่แล้วว่า ถ้าหากว่าความถี่แรงกระทำนี้มีค่าเท่ากับความถี่ธรรมชาติของระบบ การสั่นพ้องจะเกิดขึ้น ลักษณะสำคัญของการสั่นพ้องก็คือขนาดของการสั่นจะสูงมากแม้ว่าขนาดของแรงกระทำจะมีค่าไม่มากก็ตามในระบบของเครื่องจักรหรือโครงสร้างต่าง ๆ นั้นการขจัดที่เกิดขึ้นในขนาดที่มากนั้นเป็นสิ่งที่เราไม่ต้องการ เพราะอาจนำมาซึ่งความเค้นและความเครียดที่สูงซึ่งเป็นสาเหตุที่ทำให้เกิดการเสียหายได้ไม่ว่าเป็นกรณีของการวิบัติโดยทันทีหรือเป็นการวิบัติเนื่องมาจากความล้า ดังนั้นเราจำเป็นต้องกำจัดการสั่นที่ไม่ต้องการเหล่านั้นออกไปอย่างไรก็ตามในกรณีส่วนใหญ่แล้วเราไม่สามารถที่จะเข้าไปเปลี่ยนแปลงความถี่ของแรงภายนอกที่กระทำได้มากนักเพราะ โดยส่วนรูปแบบใหญ่แล้วการทำงานของเครื่องจักรเหล่านั้นจะถูกกำหนดขึ้นอย่างแน่นอนและเปลี่ยนแปลงได้ยาก ดังนั้นเราจำเป็นต้องเปลี่ยนแปลงค่าความถี่ธรรมชาติของอุปกรณ์หลักของเราเพื่อที่จะป้องกันการสั่นพ้อง ค่าความถี่ธรรมชาติของระบบจะหาได้ จากความสัมพันธ์

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{2.30}$$

จากสมการ (2.3) จะเห็นว่าเราสามารถที่จะเปลี่ยนแปลงความถี่ธรรมชาติได้โดยการเปลี่ยนแปลงมวล m หรือความยืดหยุ่น k อย่างไรก็ตามในทางปฏิบัติมวล m ไม่ใช่ส่วนที่จะสามารถเปลี่ยนแปลงได้โดยง่ายเพราะค่าของมวลนี้มักจะมีผลต่อการทำงานของระบบ เช่น มวลของล้อช่วยแรง (Flywheel) ที่ติดตั้งอยู่บนเพลาจะหมายถึงพลังงานที่สามารถสะสมได้ในหนึ่งรอบการทำงานเป็นต้น ดังนั้น เราจึงนิยมที่จะปรับเปลี่ยนค่าความยืดหยุ่น k แทนเพราะสามารถ

เปลี่ยนแปลงได้ง่ายกว่า เช่น ในเพลาที่หมุนอยู่เราสามารถเปลี่ยนแปลงค่า k ได้โดยการเพิ่มจุดรองรับเพลาหรือลูกปืนเข้าไปเพื่อเปลี่ยนค่า k หรืออาจเปลี่ยนแปลงวัสดุที่ใช้สร้างก็ได้เป็นต้น

2.9.3 การเพิ่มตัวหน่วง

แม้ว่าในการพิจารณาระบบการสั่นบางครั้งเราจะตัดค่าความหน่วงของระบบออกจากการพิจารณาเพื่อช่วยให้การพิจารณาของระบบการสั่นง่ายขึ้น โดยเฉพาะในกรณีที่เราสนใจที่จะหาค่าความถี่ธรรมชาติของการสั่น แต่ในความเป็นจริงแล้วระบบทุกระบบจะมีตัวหน่วงประกอบอยู่ด้วยไม่มากก็น้อย การที่เรามีตัวหน่วงอยู่ในระบบนั้นในทางปฏิบัติถือว่ามีประโยชน์อยู่หลายประการ เช่น โชคอัฟของรถยนต์จะช่วยลดการสั่นและเพิ่มความนิ่มนวลในการขับขี่เป็นต้น

ถ้าหากว่าเราพิจารณาระบบที่ตกอยู่ภายใต้สภาพการสั่นแบบบังคับ การตอบสนองหรือช่วงกว้างของการสั่นจะขึ้นอยู่กับความถี่ของแรงกระทำและความถี่ธรรมชาติของระบบเป็นสำคัญ ส่วนขนาดของแรงกระทำนั้นจะเป็นส่วนที่สำคัญน้อยกว่าในระบบพลวัต จากการหัวข้อที่ผ่านมาเราทราบแล้วว่า หากเราทราบค่าความถี่ของแรงกระทำเราอาจหลีกเลี่ยงการสั่นพ้องโดยเปลี่ยนความถี่ธรรมชาติของระบบ ซึ่งจะทำให้เราไม่ต้องใช้ความหน่วงในระบบเลยก็ได้ แต่โดยทั่วไปเครื่องจักรมักจะทำงานภายใต้ความถี่ของแรงกระทำหลาย ๆ แบบ หรือเป็นช่วงความถี่กว้าง ๆ ทำให้อาจเป็นไปไม่ได้ที่จะหลีกเลี่ยงการสั่นอย่างรุนแรงของระบบ ดังนั้นการเพิ่มความหน่วงให้กับระบบถือว่า เป็นเรื่องจำเป็นหากว่าเราต้องการที่จะลดขนาดการสั่นของระบบลง การมีตัวหน่วงประกอบเพิ่มเข้ากับระบบ สามารถยกตัวอย่างได้เช่นระบบอาจใช้ตัวหน่วงภายนอกเช่นโชคอัฟที่ใช้กับรถยนต์ หรือเราอาจทำให้เกิดความหน่วงเสริมเข้ามาเป็นส่วนหนึ่งของภายในระบบเลยก็ได้ เช่นใช้วัสดุภายในระบบที่มีคุณสมบัติมีความหน่วงในตัว เช่นวัสดุจำพวกเหล็กหล่อหรือใช้วัสดุเคลือบเป็นชั้น ๆ (laminate) เป็นต้น

ในโครงสร้าง ตัวหน่วงอาจจะเกิดขึ้นได้จากลักษณะของข้อต่อ (joint) ที่ใช้ในการต่อโครงสร้าง ยกตัวอย่าง เช่น น๊อต หรือรีเวทซึ่งที่รอยต่อจะยอมให้โครงสร้างมีการเคลื่อนที่ขึ้นได้ และเมื่อโครงสร้างมีการเคลื่อนที่จะเกิดการเสียดสีระหว่างผิวหรือวัสดุ แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นจะลดพลังงานของระบบลงซึ่งจะเสมือนกับระบบนั้นมีความหน่วงอยู่ ซึ่งจะแตกต่างกับการต่อจุดต่อโดยใช้การเชื่อมซึ่งไม่ยอมให้เกิดการเคลื่อนที่ของโครงสร้าง ดังนันหากเราต้องการตัวหน่วงในโครงสร้างเราอาจใช้น๊อตช่วย อย่างไรก็ตามข้อเสียของข้อต่อแบบนี้คือ ข้อต่อแบบนี้จะลดความแข็งแกร่งของโครงสร้างลงทำให้การส่ายเอนหรือ เกิดการเคลื่อนที่ของโครงสร้างได้มากกว่าการเชื่อม หรือ อาจทำให้เกิดสนิมที่รอยต่อได้ง่ายกว่าการเชื่อม แต่นอกเหนือจากข้อเสียเหล่านี้แล้วเราไม่ควรมองข้ามการใช้ข้อต่อแบบน๊อตหรือริเวตหากเราต้องการให้เกิดความหน่วงขึ้นในโครงสร้าง

2.9.4 อุปกรณ์ลดการสั่น

ในการที่เครื่องจักรทำงานในสภาพทั่ว ๆ ไป เป็นไปได้ที่เครื่องจักรอาจจะเกิดการสั่นอย่างรุนแรงขึ้นได้บ้างในบางรอบการทำงานของเครื่อง ซึ่งผลส่วนใหญ่จะมาจากการหมุนแบบไม่สมดุลของชิ้นส่วนต่าง ๆ จากนั้นแรงจากการสั่นนี้จะส่งผลกระทบมาที่ฐานที่ติดตั้งและแรงที่ส่งผ่านกระทำมาที่ฐานนี้จะทำให้ฐานเกิดการเสียหาย อีกกรณีหนึ่งคือ ถ้าเราติดตั้งอุปกรณ์อิเล็คทรอนิกส์เข้ากับชิ้นส่วนซึ่งมีการสั่นมาก ๆ อุปกรณ์เหล่านั้นอาจจะเกิดการเสียหายจากการสั่นได้เช่นกัน

วิธีการหนึ่งที่ป้องกันการสั่นที่เกิดกับฐานหรืออุปกรณ์ที่เราต้องการไม่ให้เกิดการสั่นอย่างรุนแรง ที่เราจะศึกษาในหัวข้อนี้คือการใช้ เครื่องลดการสั่นแบบฉนวนการสั่น (VibrationIsolation) โดยหลักการแล้วเครื่องลดการสั่นประเภทนี้จะประกอบด้วยสปริงและตัวหน่วง ที่นำเข้าไปแทรกระหว่างส่วนที่เกิดการสั่นและส่วนที่เราไม่ต้องการให้เกิดการสั่น ทำให้อุปกรณ์นี้ทำหน้าที่เป็นเสมือนฉนวน (Isolator) ของการสั่น สำหรับวิศวกรแล้วการออกแบบเครื่องลดการสั่นแบบฉนวนการสั่นประเภทนี้มักจะเป็นการศึกษาถึงการเลือกเครื่องลดการสั่นที่เหมาะสม ซึ่งนั่นก็คือการเลือกค่าความแข็งของสปริง และค่าความหน่วงของตัวหน่วงที่เหมาะสมกับระบบของเรานั่นเอง

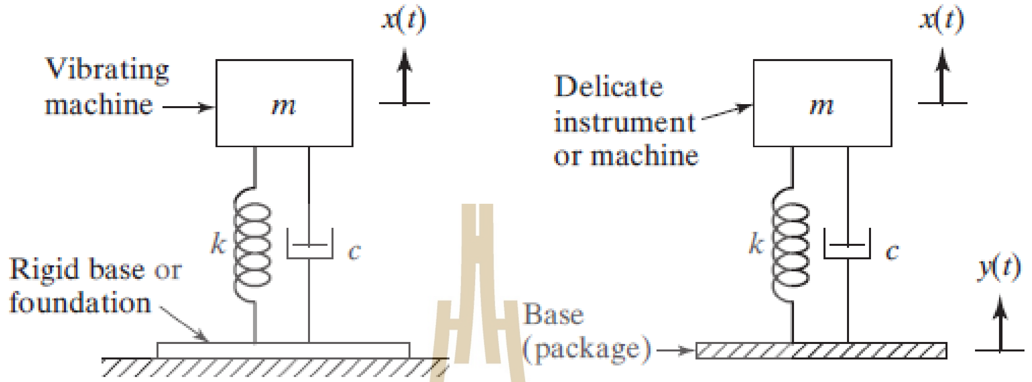
2.9.3.1 การป้องกันการสั่นลงสู่ฐาน

ตามที่เรากล่าวมาก่อนหน้านี้แล้วว่าเครื่องป้องกันการสั่นนี้มักจะนำมาประยุกต์ใช้ในระบบสองลักษณะสำหรับในหัวข้อนี้เราจะกล่าวถึงการป้องกันแบบแรกคือ จะเป็นการป้องกันพื้นหรือฐานที่รองรับเครื่องจักร ไม่ให้ได้รับผลกระทบจากการสั่นที่เกิดขึ้นอย่างรุนแรงเนื่องจากการหมุนไม่สมดุลของเครื่องจักรที่ฐานนั้นรองรับอยู่ หรือในบางครั้งอาจเป็นแรงกระแทกหรือแรงดลที่เกิดขึ้นจากการทำงานเครื่องจักรนั้น ๆ เช่นเครื่องตอกย้ำโลหะเป็นต้น ในกรณีนี้หากเราจำลองว่าเครื่องจักรของเราเป็นมวลชิ้นหนึ่งที่วางอยู่บนสปริงและตัวหน่วงที่ติดอยู่กับฐาน และการเคลื่อนที่เกิดขึ้นในทิศทางเดียว เราก็จะได้ระบบการสั่นหนึ่งลำดับขั้นการเป็นอิสระ ดังที่แสดงในรูป 2.29(1) แรงจะได้รับการส่งผ่านจากเครื่องจักรหรือมวลผ่านทางสปริงและตัวหน่วงลงไปสู่ฐาน ซึ่งแรงที่ส่งผ่าน (Transmitted Force), F_T นี้จะหาได้จาก

$$F_t(t) = kx(t) + c\dot{x}(t) \tag{2.31}$$

ถ้าหากว่าแรงที่กระทำเป็นแรงแบบฮาร์โมนิกส์ แรงที่ส่งผ่านก็จะมีลักษณะเป็นแรงแบบฮาร์โมนิกส์ด้วยเช่นกัน ซึ่งแรงลักษณะนี้มีโอกาสที่จะทำให้หมุดยึด หรือส่วนที่ยึดติดกับฐานเกิดการเสียหายหรือวิบัติเนื่องจากความล้าได้

เราทราบดีอยู่แล้วว่าขนาดของแรงที่ทำให้วัสดุเสียหายเนื่องจากความล้านั้นมีขนาดต่ำกว่าแรงเนื่องจากภาระกรรมปกติอยู่พอสมควรดังนั้นการเสียหายอาจเกิดขึ้นได้แม้ขนาดของแรงจะไม่สูงมากนักถ้าหากได้รับแรงกระทำซ้ำกันกันนี้เป็นเวลานาน ๆ



รูปที่ 2.29(1) ระบบป้องกันการสั่นลงพื้น

(2) การป้องกันการสั่นสะเทือนเนื่องจากการเคลื่อนที่ของฐาน

สำหรับกรณีที่แรงกระทำไม่เป็นฮาร์โมนิกส์ขนาดของแรงกระทำ $F(t)$ นี้ก็ยังอาจที่จะทำให้เกิดการเสียหายได้ ถ้าหากว่าแรงที่ส่งผ่านไปที่พื้นมีขนาดมากเกินไป

2.9.2.2 การป้องกันการสั่นมาจากฐาน

สำหรับการป้องกันการสั่นแบบที่สองก็คือในกรณีที่เราต้องป้องกันไม่ให้ระบบของเราเกิดการสั่นจากการกรณีที่ฐานที่อุปกรณ์ของเราติดตั้งอยู่เกิดการสั่น เช่นการป้องกันการสั่นของอุปกรณ์อิเลคทรอนิกส์ ที่อาจเกิดขึ้นจากการสั่นของพื้นที่รองรับอุปกรณ์นั้นอยู่ ทำนองเดียวกันกับกรณีที่ผ่านมาหากเราจำลองการเคลื่อนที่เป็นระบบหนึ่งลำดับขั้นความเป็นอิสระเราจะได้ลักษณะของระบบที่เราจะพิจารณาเป็นไปตามรูปที่ 2.92 (2)

ในกรณีของระบบในรูปที่ 2.92(2) แรงกระทำจะส่งผ่านถึงอุปกรณ์ของเราจะมีค่าเท่ากับ

$$F_t(t) = m\ddot{x}(t) = k[x(t) - y(t)] + c[\dot{x}(t) - \dot{y}(t)] \tag{2.32}$$

โดย $(x - y)$ และ $(\dot{x} - \dot{y})$ จะเป็นการขจัดและความเร็วสัมพัทธ์ของอุปกรณ์หรือมวลเทียบต่อฐานตามลำดับ ในการออกแบบโดยส่วนใหญ่แล้วเรามีจุดมุ่งหมายที่จะทำให้ $F_T(t)$ มีค่าน้อยที่สุด เพื่อป้องกันไม่ให้เกิดแรงกระทำของอุปกรณ์ของเรา

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

2.10 การคำนวณการป้องกันแรงที่จะส่งผ่านสู่ฐาน

เมื่อเครื่องจักรได้รับการติดตั้งเข้ากับฐานโดยตรงฐานนั้นจะได้รับแรงกระทำเนื่องจากความไม่สมดุลในการหมุนของเครื่องจักร หรือไม่ก็จะเป็นแรงที่เกิดจากการทำงานของเครื่องจักร เช่นการตอก การย้ำอุปกรณ์ต่าง ๆ สำหรับกรณีแรกนี้เราจะศึกษาในส่วนของแรงที่กระทำในลักษณะของแรงฮาร์โมนิกส์ เพื่อสะดวกในการพิจารณาและในส่วนต่อไปเราจะกล่าวถึงการป้องกันการกระแทกในลักษณะของแรงดล สำหรับแรงกระทำแบบอื่น ๆ เราสามารถใช้ความรู้ที่ได้จากการศึกษาในบทที่ผ่านมาประยุกต์ใช้ได้ในทำนองเดียวกันกับที่เราจะกล่าวถึงในที่นี้

เมื่อเราวางเครื่องจักรลงไว้บนพื้น ในขณะที่เครื่องจักรทำงาน แรงกระทำที่กระทำต่อฐานจะมีทั้งแรงสถิตย์อันเนื่องมาจากน้ำหนักของเครื่องจักรและแรงพลวัตอันเนื่องมาจากการสั่นของเครื่องจักร เพื่อป้องกันการส่งผ่านแรงจากเครื่องจักรลงสู่พื้นเราสมมุติว่าเราได้ติดตั้งอุปกรณ์ป้องกันการสั่น อันประกอบด้วยสปริงและตัวหน่วง จากนั้นเพื่อความสะดวกเราพิจารณาว่าระบบเป็นระบบหนึ่งลำดับขั้นความเป็นอิสระ ดังที่แสดงไว้ในรูป2.29 (1) เราจะได้สมการการเคลื่อนที่เป็น

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cos \omega t \qquad (2.33)$$

เมื่อ $F_0 \cos \omega t$ เป็นแรงกระทำเนื่องจากการหมุนที่ไม่สมดุลของเครื่องจักรมวล m

ตามที่เราได้ศึกษามาแล้วในบทที่ ผ่านมา แล้วว่าการสั่นอย่างไม่คงตัวจะเกิดขึ้นในระยะเวลาสั้น ๆ จากนั้นก็จะหายไปเหลือแต่เพียงการสั่นในสภาพคงตัวเท่านั้น ดังนั้นในที่นี้เราจะพิจารณาเฉพาะการสั่นในช่วงการสั่นคงตัวเท่านั้น ดังนั้นอันดับแรกเราจึงคาดหวังผลการตอบสนองในรูป

$$x = X \cos(\omega t - \phi)$$

และจากการที่เราได้พิจารณามาแล้วในบทที่ผ่านมา เราจะได้ขนาดของการสั่นเป็น

$$x = \frac{F_0}{[(k - m\omega^2)^2 + \omega^2 c^2]^{1/2}} \qquad (2.34)$$

และมุมเฟส

$$\phi = \tan^{-1}\left(\frac{\omega c}{k - m\omega^2}\right) \qquad (2.35)$$

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ซึ่งทำให้เราได้แรงกระทำที่ส่งผ่าน $F_T(t)$ จากมวลไปที่ฐานทางสปริงและตัวหน่วงที่ค่าเป็น

$$F_T(t) = kx(t) + c\dot{x}(t) = kX\cos(\omega t - \phi) - c\omega X\sin(\omega t - \phi) \tag{2.36}$$

ซึ่งจากสมการ (2.36) เราจะเห็นว่าแรงกระทำที่ส่งผ่านมาทางสปริงและทางตัวหน่วงจะส่งมาถึงพื้นด้วยเฟสที่แตกต่างกันอยู่ 90° ซึ่งทำให้ขนาดของแรงที่ส่งผ่านมาถึงฐานที่เวลาใด ๆ จะมีค่าเป็น

$$F_T = \sqrt{(kx)^2 + (c\dot{x})^2}$$

หรือ

$$F_T = X\sqrt{k^2 + \omega^2 c^2}$$

ดังนั้นถ้าหากเราแทนค่าขนาดของการขจัดตามสมการ (2.34) เราจะได้

$$F_t = \frac{F_0(k^2 + \omega^2 c^2)^{1/2}}{[(k - m\omega^2)^2 + \omega^2]^{1/2}} \tag{2.36}$$

สำหรับอัตราส่วนการส่งผ่านแรง (Transmissibility) ซึ่งนิยามเท่ากับแรงกระทำที่ส่งผ่านถึงพื้น ต่อด้วยขนาดของแรงกระทำที่มวล หรือ

$$T_r = \frac{F_t}{F_0}$$

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ซึ่งเมื่อแทนค่าแรงจากสมการ(2.36) เราจะได้

$$T_r = \left\{ \frac{k^2 + \omega^2 c^2}{(k - m\omega^2)^2 + \omega^2 c^2} \right\}^{1/2} \tag{2.37}$$

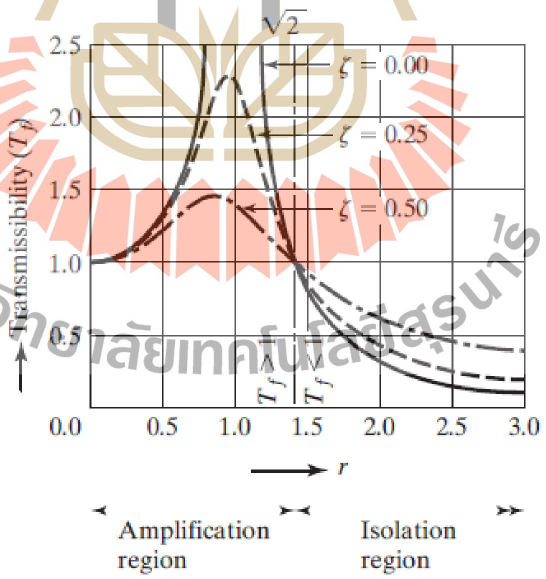
ซึ่งสามารถจัดรูปได้เป็น

$$T_r = \left\{ \frac{1+\left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\left[1-\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right\}^{1/2} \tag{2.38}$$

และเมื่อเรากำหนดค่าอัตราส่วนความถี่ $r = \dfrac{\omega}{\omega_n}$ จากนั้นแทนลงในสมการ (2.38) เราจะได้

$$T_r = \left\{ \frac{1+(2\zeta r)^2}{\left[1-r^2\right]^2 + (2\zeta r)^2} \right\}^{\frac{1}{2}} \tag{2.39}$$

จากสมการ (2.39) เราจะพบว่าอัตราส่วนการส่งผ่านจะเป็นฟังก์ชั่นของอัตราส่วนความถี่และค่าอัตราส่วนความหน่วงหรือ $T_r = T_r(\zeta, r)$ จากนั้นหากเรานำสมการ (2.39) ไปเขียนกราฟจะได้กราฟในรูปที่ 2.30 ซึ่งจากรูปที่ 2.30 นี้เราจะเห็นว่าการลดแรงกระทำที่ฐานได้ผลนั้นอัตราส่วนการส่งผ่านแรงจะต้องมีค่าน้อยกว่า 1 ซึ่งจะเกิดขึ้นได้ต่อเมื่อค่าอัตราส่วนความถี่จะต้องมีค่ามากกว่า $\sqrt{2}$ จากกราฟที่แสดงในรูปที่ 2.30 มีข้อสังเกตดังนี้



รูปที่ 2.30 อัตราส่วนการส่งผ่านแรง

1. ขนาดของแรงส่งผ่านไปสู่ฐานจะลดลงเมื่อลดค่าความถี่ธรรมชาติของระบบ ω_n ลดลง

2. ขนาดของแรงส่งผ่านจะลดลงเมื่อลดค่าความหน่วงในย่านการป้องกันการสั่น (คือในช่วง $r > \sqrt{2}$ อย่างไรก็ตามในย่านนี้เมื่อ r ต้องมากกว่า $\sqrt{2}$ ทำให้ในช่วงเปิดเครื่องหรือปิดเครื่องระบบจะต้องผ่านการสั่นพ้องมาก่อนที่จะเข้าสู่สภาพการทำงานปกติ ดังนั้นเราจึงจำเป็นจะต้องออกแบบให้ระบบมีค่าความหน่วงไว้บ้างเพื่อป้องกันการสั่นอย่างรุนแรงในช่วงเปิดและปิดเครื่อง
3. แม้ว่าค่าความหน่วงจะทำให้ขนาดการสั่น Xลดลงในทุกความถี่ของแรงกระทำ แต่ค่าของความหน่วงจะลดแรงส่งผ่านสูงสุดที่ไปสู่ฐานได้เฉพาะในย่าน $r > \sqrt{2}$ เท่านั้นหรือที่เราเรียกว่าช่วงช่วยลดการสั่น (Isolation region) ส่วนย่าน $r < \sqrt{2}$ การเพิ่มค่าความหน่วงจะเพิ่มขนาดของแรงส่งผ่าน หรือย่านเพิ่มการสั่น (amplification region)
4. ในกรณีที่เครื่องจักรต้องทำงานที่ความถี่หลายความถี่เราควรจะต้องเตรียมตัวหน่วงให้มีค่าที่เหมาะสมเพื่อป้องกันไม่ให้เกิดการสั่นเกินกว่าค่าที่กำหนดไว้ อย่างไรก็ตามเรายังต้องระวังไม่ให้เกิดการเพิ่มขนาดของแรงที่ส่งผ่านมากจนเกินไปด้วย

2.11 การคำนวณการลดการส่งผ่านแรงไปสู่ระบบ

ในกรณีที่เราป้องกันไม่ให้อุปกรณ์ของเราได้รับผลกระทบเนื่องจากการสั่นของฐานที่รองรับอุปกรณ์นั้นอยู่ หากเราสมมุติว่าระบบมีลำดับขั้นความเป็นอิสระเท่ากับหนึ่ง การเคลื่อนที่เนื่องจากการสั่นของฐานตามรูปที่2.29 (2) จะมีสมการการเคลื่อนที่เป็น

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = -m\ddot{y} \tag{2.40}$$

เมื่อ $z = x - y$ ซึ่งการขจัดของมวล m สัมพันธ์กับการเคลื่อนที่ของฐาน ถ้าหากฐานเกิดการเคลื่อนที่แบบฮาร์โมนิกส์ จะทำให้การเคลื่อนที่ของมวล m นี้เป็นฮาร์โมนิกส์ด้วยเช่นกัน สำหรับ สมการ (2.40) นี้เราได้แสดงวิธีการหาค่าผลเฉลยโดยละเอียดเอาไว้แล้วในบทที่ผ่านมา ซึ่งเราจะไม่ขอกล่าวถึงขั้นตอนดังกล่าวอีก สำหรับค่าที่เราสนใจในการป้องกันการสั่น ในที่นี้จะเป็นการส่งผ่านการขจัด ซึ่งเป็นการขจัดของมวลต่อการขจัดของฐาน หรือ $T_d = \dfrac{X}{Y}$ ซึ่งจะมีค่าเป็น

$$T_d = \frac{X}{Y} = \left\{ \frac{1 + (2\zeta r)^2}{\left[1 - r^2\right]^2 + (2\zeta r)^2} \right\}^{\frac{1}{2}} \tag{2.41}$$

โดยด้านขวามือของสมการ (2.41) นี้จะมีลักษณะเหมือนกับขวามือของสมการ (2.39) ดังนั้นลักษณะของกราฟก็จะเหมือนกับในรูปที่ 2.30 และการลดการสั่นก็จะมีข้อสังเกต

เช่นเดียวกับที่เราให้ศึกษาสมการที่ (2.39) ข้อสังเกตอีกประการหนึ่งก็คือ สมการ (2.41) นี้จะเท่ากับอัตราส่วนของความเร่งคงตัวสูงสุดของมวลต่อความเร่งคงตัวสูงสุดของฐานด้วยเช่นกัน

2.12 การลดแรงสู่ฐานเนื่องจากการหมุนที่ไม่ได้ผล

สำหรับการหมุนที่ไม่ได้ดุลที่มักจะเกิดขึ้นทั่ว ๆ ไปนั้น ก็สามารถที่จะส่งแรงกระทำเนื่องจากการหมุนไปสู่ฐานของมันได้เช่นกัน โดยแรงจากการหมุนที่ไม่ได้ดุลจะมีค่าเป็น

$$F(t) = F_0 \sin \omega t = me\,\omega^2 \sin \omega t \tag{2.42}$$

ในกรณีนี้แรงที่ส่งผ่าน T_r จะมีค่าเป็น

$$T_r = \frac{F_t}{F_0} = \frac{F_t}{me\omega^2} = \frac{F_t}{mer^2\omega_n^2} \tag{2.43}$$

จากสมการ (2.43) และ (2.39) เราจะได้

$$\frac{F_t}{me_2\omega_n^2} = r^2\left\{\frac{1+(2\zeta r)^2}{(1-r^2)^2+(2\zeta r)^2}\right\}^{\frac{1}{2}} \tag{2.44}$$

ซึ่งกราฟที่ได้จากขวามือของสมการ (2.39) จะมีลักษณะเหมือนกับกราฟที่ได้ในรูปที่ 2.30

2.13 การป้องกันการสั่นของระบบที่ติดตั้งบนฐานที่ยืดหยุ่นได้

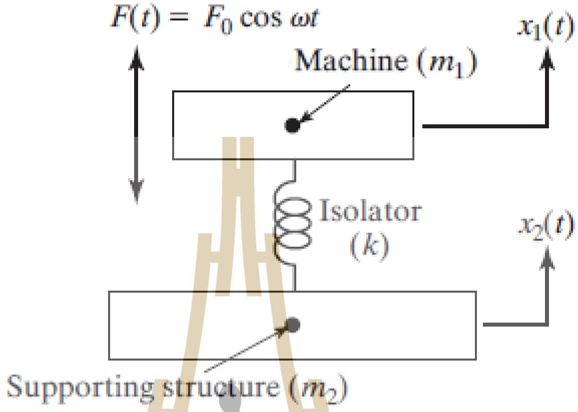
ในหลาย ๆ กรณีโครงสร้างหรือฐานที่เครื่องจักรหรืออุปกรณ์ติดตั้งอยู่นั้นสามารถเคลื่อนไหวได้เมื่อเครื่องจักรเกิดการสั่น ตัวอย่างของเครื่องจักรในกรณีนี้เช่น เครื่องยนต์กังหันก๊าซที่ติดตั้งอยู่บนปีกเครื่องบิน โดยปกติจะมีเครื่องป้องกันการสั่นติดตั้งอยู่ อย่างไรก็ตามปีกเครื่องบินที่อุปกรณ์ป้องกันการสั่นติดตั้งอยู่นั้นก็เกิดการเคลื่อนที่ได้ด้วย ซึ่งอาจจะเกิดจากแรงกระทำอื่นเช่นแรงลมเป็นต้น ในกรณีนี้เราสามารถมองได้ว่าระบบทั้งหมดมีสองลำดับขั้นความเป็นอิสระดังที่แสดงในรูปที่ 2.31 โดย m_1 และ m_2 แทนมวลของเครื่องจักรและมวลของส่วนรองรับที่เคลื่อนที่ไปกับอุปกรณ์ป้องกันการสั่นตามลำดับ

สำหรับอุปกรณ์ป้องกันการสั่นเราจะจำลองด้วยสปริงที่มีค่าความแข็งสปริง k และในที่นี้เพื่อความสะดวกในการพิจารณาเราจะพิจารณาว่าระบบป้องกันการสั่นของเราไม่มีความหน่วง สมการการเคลื่อนที่ของมวล m_1 และ m_2 ตามรูปที่ 2.31 เป็น

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

$$m_2\ddot{x}_1 + k(x_1 - x_2) = F_0 \cos\omega t \tag{2.45}$$

$$m_2\ddot{x}_2 + k(x_2 - x_1) = 0 \tag{2.46}$$



รูปที่ 2.31 การป้องกันการสั่นของระบบฐานที่ยืดหยุ่นได้

สมมุติว่าการเคลื่อนที่เป็นการเคลื่อนที่แบบฮาร์โมนิกส์ ดังนั้นเราสามารถที่จะมองหาผลเฉลยของสมการการเคลื่อนนี้ในรูปของ

$$x_j = X_j \cos\omega t \qquad j = 1,2 \tag{2.47}$$

ซึ่งเมื่อแทนสมการ(2.47) ลงในสมการ(2.45)และ(2.46) ทำให้ผลเป็น

$$X_1(k - m_1\omega^2) - X_2 k = F_0 \tag{2.48}$$

$$-X_1 k + X_2(k - m_2\omega^2) = 0 \tag{2.49}$$

ค่าความถี่ธรรมชาติของระบบ เราหาได้จากผลเฉลยของสมการคุณสมบัติเฉพาะ

$$\begin{vmatrix} k - m_1\omega^2 & -k \\ -k & k - m_2\omega^2 \end{vmatrix} = 0 \tag{2.50}$$

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ให้เราได้ค่าความถี่ธรรมชาติเป็น

$$\omega_1^2 = 0 \tag{2.51}$$

และ

$$\omega_2^2 = \frac{(m_1 + m_2)k}{m_1 m_2} \tag{2.52}$$

โดยการที่ $\omega_1 = 0$ แสดงถึงระบบการสั่นที่ไม่มีการบังคับทำให้ระบบเคลื่อนที่ได้เหมือนกับวัตถุเกร็งซึ่งไม่มีการสั่นเกิดขึ้น ในการสั่นแบบคงตัวขนาดการเคลื่อนที่ของมวล m_1 และ m_2 จะได้จากสมการ(2.48) และ (2.49) นั่นคือ

$$X_1 = \frac{\left(k - m_2\omega^2\right)F_0}{\left[\left(k - m_1\omega^2\right)\left(k - m_2\omega^2\right) - k^2\right]} \tag{2.53}$$

$$X_2 = \frac{kF_0}{\left[\left(k - m_1\omega^2\right)\left(k - m_2\omega^2\right) - k^2\right]} \tag{2.54}$$

แรงกระทำที่ส่งผ่านถึงส่วนรองรับ F_t หาได้จากขนาดของ $m_2\ddot{x}_2$ ซึ่งเท่ากับ

$$F_t = -m_2\omega^2 X_2 = \frac{-m_2 k\omega^2 F_0}{\left[\left(k - m_1\omega^2\right)\left(k - m_2\omega^2\right) - k^2\right]} \tag{2.55}$$

สำหรับค่าความสามารถในการส่งผ่านแรงกระทำสู่ฐานรองรับ T_r หาได้จาก

$$T_r = \frac{F_T}{F_0} = \frac{-m_2 k\omega^2}{\left[\left(k - m_1\omega^2\right)\left(k - m_2\omega^2\right) - k^2\right]} \tag{2.56}$$

ซึ่งสามารถจัดรูปได้เป็น

$$T_r = \frac{1}{\left(\dfrac{m_1 + m_2}{m_2} - \dfrac{m_1\omega^2}{k}\right)} \tag{2.57}$$

หรือ

$$T_r = \frac{m_2}{(m_1 + m_2)}\left(\frac{1}{1-\frac{\omega^2}{\omega_2^2}}\right) \tag{2.58}$$

โดย ω เป็นความถี่ของแรงกระทำ และ ω_2 เป็นความถี่ธรรมชาติที่กำหนดค่าตามสมการที่ (2.52) เราจะเห็นว่า สมการ (2.58) นี้ได้แสดงให้เห็นถึงว่าในกรณีที่ฐานเป็นฐานที่มั่นคงจะทำให้แรงกระทำที่ส่งสู่ฐานมีค่าน้อยลงเมื่อค่าความถี่ธรรมชาติ ของระบบ ω_2 มีค่าลดลง

2.14 การป้องกันแรงกระแทก

เราได้กล่าวถึงแรงกระแทกไปบ้างแล้วในบทที่ผ่านมา คำว่าแรงกระแทกนิยมใช้กับแรงที่กระทำในช่วงสั้น ๆ โดยทั่วไปมักเป็นแรงที่มีระยะเวลากระทำน้อยกว่าคาบการสั่นธรรมชาติ ตัวอย่างของแรงกระแทกเช่นแรงจากการใช้ค้อนทุบ เครื่องกดหรือการระเบิด สำหรับวิธีการป้องกันแรงกระแทกหมายถึง วิธีการใด ๆ ที่ลดผลกระทบที่ไม่ต้องการเนื่องจากแรงกระแทกลง หลักการของการป้องกันการกระแทกจะคล้ายกับการป้องกันการสั่นแบบฉนวนการสั่น อย่างไรก็ตาม สมการที่ใช้จะแตกต่างออกไปเนื่องจากธรรมชาติของการสั่นจากแรงกระแทกเป็นการสั่นชั่วครู่

แรงกระแทกสั้น ๆ $F_t(t)$ ที่กระทำในช่วงเวลา สามารถพิจารณาได้ว่าเป็นแรงดล $\tilde{F}$ โดยจากนิยามของแรงดลเราได้

$$\tilde{F} = \int_0^T F(t)dt \tag{2.59}$$

เนื่องจากแรงดลกระทำต่อมวล และเราสามารถนำหลักของการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมเชิงเส้นมาใช้เพื่อจะหาค่าความเร็วเริ่มต้นของมวลได้ ซึ่งความเร็วเมื่อมีแรงดลกระทำจะมีค่าเป็น

$$v = \frac{\tilde{F}}{m} \tag{2.60}$$

จากสมการ(2.60) นี้ทำให้เราพิจารณาได้ว่าแรงดลที่กระทำต่อระบบ จะมีผลเท่ากับทำให้เกิดความเร็วเริ่มต้นของการเคลื่อนที่ของระบบขึ้น ดังนั้นการตอบสนองของระบบภายใต้การกระทำของแรงกระแทกนี้สามารถพิจารณาได้ว่าเป็นการสั่นอย่างอิสระภายใต้สภาพเริ่มต้นการสั่นที่มีความเร็วต้นที่กำหนดโดยสมการ (2.60) ในการพิจารณาระบบทั่ว ๆ ไปเราจะสมมุติว่าสภาพ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

เริ่มต้นการสั่นเป็น $x(0)=x_0=0$ และ $\dot{x}_0=v$ การสั่นของระบบที่มีความหน่วงหนืดของระบบหนึ่งลำดับขั้นความเป็นอิสระภายใต้การสั่นอิสระจะมีการตอบสนองเป็น (ตามที่ได้พิจารณามาแล้ว)

$$x(t)=\frac{ve^{-\zeta\omega_n t}}{\omega_d}\sin\omega_d t \tag{2.61}$$

เมื่อ $\omega_d=\sqrt{1-\zeta^2\omega_n}$ ซึ่งเป็นความถี่ธรรมชาติแบบมีความหน่วงของระบบ สำหรับการส่งผ่านแรงกระทำสู่ฐาน $F_r(t)$ โดยผ่านสปริงและตัวหน่วงจะหาได้จาก

$$F_T(t)=kx(t)+c\dot{x}(t) \tag{2.62}$$

จากการตอบสนองตามสมการ (2.61) เราจะได้

$$F_T(t)=\frac{v}{w_d}\sqrt{(k-c\zeta\omega_n)^2+(c\omega_d)^2}\,e^{-\zeta\omega_n t}\sin(\omega_d t+\phi) \tag{2.63}$$

โดยมุมเฟส ϕ จะมีค่าเท่ากับ

$$\phi=\tan^{-1}\left(\frac{c\omega_d}{k-c\zeta\omega_n}\right) \tag{2.64}$$

สมการ (2.63) และ (2.61) นี้มีประโยชน์ในการไปใช้การหาค่าแรงกระทำสูงสุดที่ส่งผ่านลงสู่ฐาน

สำหรับแรงกระแทกที่มีช่วงเวลาที่นานมากขึ้นแรงกระทำสูงสุดสามารถเกิดขึ้นในขณะที่แรงกระทำนั้นกำลังกระทำอยู่ ในกรณีดังกล่าว Shock spectrum ที่กล่าวถึงในบทที่ผ่านมา สามารถนำมาใช้ในการหาแรงกระทำสูงสุดที่ถ่ายโอนสู่ฐานได้

2.15 เครื่องซับการสั่น

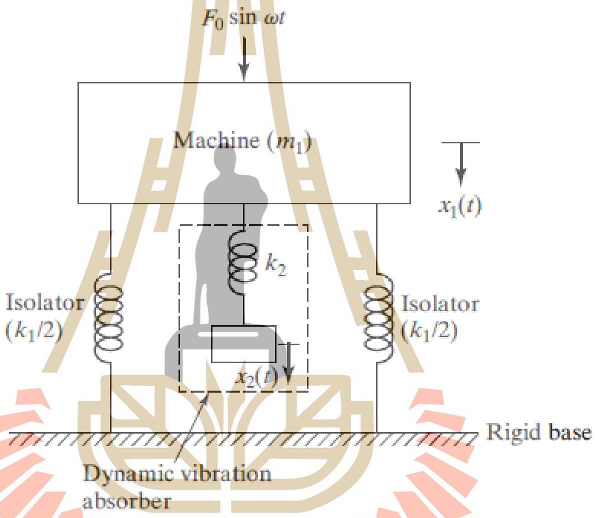
ในหัวข้อที่ผ่านมา เรากล่าวถึงการป้องกันการสั่นจากอุปกรณ์ที่สั่นลงสู่พื้นหรือจากพื้นที่สั่นเข้าสู่อุปกรณ์ แต่ถ้าหากว่าอุปกรณ์ที่เราต้องการจะป้องกันการสั่นนั้นเป็นตัวที่ก่อให้เกิดการสั่น เราจะลดการสั่นของอุปกรณ์นั้นอย่างไร วิธีการลดการสั่นในลักษณะนี้เราจะใช้อุปกรณ์ที่เรียกว่าเครื่องซับการสั่น (Vibration absorbers)

ลักษณะการทำงานของเครื่องซับการสั่นก็คือเมื่ออุปกรณ์หลักของเราติดตั้งอยู่และเกิดการสั่นขึ้นเมื่อเราติดตั้งเครื่องซับการสั่นนี้เข้าไปกับอุปกรณ์หลัก เครื่องซับการสั่นนี้จะดูดกลืนการสั่น

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ไป ทำให้เครื่องซับการสั่นนี้จะเป็นตัวที่เกิดการสั่นแทน และอุปกรณ์หลักจะมีการสั่นน้อยลงหรือหยุดสั่น การที่จะเกิดลักษณะการซับการสั่นจากอุปกรณ์หลักไปเช่นนี้ได้นั้นเราจะต้องติดเครื่องซับการสั่นที่มีค่าความถี่ธรรมชาติที่เหมาะสมเข้ากับอุปกรณ์หลักของเรา

หลักการทำงานของเครื่องซับการสั่นพิจารณาจากรูปที่ 2.32 โดยเรากำหนดให้ m_1 เป็นมวลของระบบหลัก, m_2 เป็นมวลของเครื่องซับการสั่น, k_1 เป็นความแข็งของสปริงหลัก, k_2 เป็นความแข็งของเครื่องซับการสั่น และ $F_0 \sin \omega t$ เป็นแรงที่กระทำที่เกิดขึ้นกับมวลหลัก ในกรณีนี้เราสมมุติว่าแรงที่กระทำเป็นแรงแบบฮาร์โมนิกส์เพื่อความสะดวกในการพิจารณา สำหรับแรงในรูปแบบอื่นเราสามารถนำความรู้ที่ได้ศึกษามาจากบทที่ ผ่านมา มาประยุกต์ใช้ได้เช่นกัน



รูปที่ 2.32 อุปกรณ์ซับการสั่น

จากระบบในรูปทำให้เราสามารถพิจารณาได้ว่าระบบดังกล่าวจะเป็นระบบสองลำดับขั้นความเป็นอิสระคือการเคลื่อนที่ของมวลหลักและการเคลื่อนที่ของมวลซับการสั่น จากรูปที่ 2.32 เราสามารถเขียนสมการการเคลื่อนทีได้เป็น

$$m_1\ddot{x}_1 + k_1x_1 + k_2(x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \qquad (2.65)$$

$$m_2\ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) = 0 \qquad (2.66)$$

เนื่องจากการเคลื่อนที่เป็นฮาร์โมนิกส์ ดังนั้นเราจึงคาดหวังว่าการตอบสนองจะมีลักษณะเป็นฮาร์โมนิกส์ด้วยเช่นกัน นั่นคือกำหนดให้

$$x_i = X_i \sin \omega t \; i = 1,2 \tag{2.67}$$

จากนั้นแทนค่าจากสมการ (2.67) ลงในสมการ การเคลื่อนที่ ทำให้เราได้ช่วงกว้างการสั่น x_i ในสภาพการสั่นคงตัวเป็น

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2\omega^2)F_0}{(k_1 + k_2 - m_1\omega^2)(k_2 - m_2\omega^2) - k_2^2} \tag{2.68}$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1\omega^2)(k_2 - m_2\omega^2) - k_2^2} \tag{2.69}$$

จุดประสงค์ของเครื่องซับการสั่นก็คือเราจะทำให้มวลหลักไม่เกิดการสั่น ดังนั้นถ้าหากมวลหลักไม่เกิดการเคลื่อนที่

$$x_1 = 0$$

ดังนั้นจากสมการ(2.68) เราจะได้

$$k_2 - m_2\,\omega^2 = 0 \tag{2. 70}$$

หรือ

$$\omega = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} = \omega_2 \tag{2. 71}$$

โดย ω_2 คือความถี่ธรรมชาติของเครื่องซับการสั่น

จากสมการข้างบนนี้เราสรุปได้ว่า ถ้าหากค่าความถี่ธรรมชาติของเครื่องซับการสั่นเท่ากับความถี่ของแรงที่มากระทำอยู่กับมวลหลัก เราจะพบว่า ระบบหลักของเราจะไม่เกิดการสั่นและเครื่องซับการสั่นจะดูดกลืนการสั่นทั้งหมดไปอยู่ที่ตัวของมันเอง

ต่อไปเราจะลองพิจารณากรณีที่แรงที่กระทำมีความถี่ใกล้เคียงกับความถี่ธรรมชาติของระบบหลักหรือใกล้การสั่นพ้องของระบบหลัก นั่นคือเมื่อ

$$\omega = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} = \omega_2 \tag{2. 72}$$

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

แต่จากการออกแบบเครื่องซับการสั่น เราจะให้ความถี่ธรรมชาติของระบบซับการสั่นมีค่าเท่ากับความถี่ของแรงงบกระทำ $\omega_2 \approx \omega_1$ ดังนั้นเราจะได้

$$\omega_2 = \frac{k_2}{m_2} \approx \frac{k_1}{m_1} \tag{2.73}$$

ความหมายของสมการ (2.73) ก็คือหากว่าระบบหลักกำลังสั่นอยู่ภายใต้การสั่นพ้อง อุปกรณ์ซับการสั่นที่นำไปติดตั้งเข้ากับอุปกรณ์หลักจะต้องมีค่าความถี่ธรรมชาติเท่ากับความถี่ธรรมชาติของอุปกรณ์หลักนั่นเอง

ดังนั้นเมื่อเราติดตั้งอุปกรณ์ซับการสั่นลงไปแล้ว การสั่นของมวลหลักก็จะกลายเป็นศูนย์เมื่อทำงานอยู่ที่ความถี่เดิมนั้น หากเราพิจารณาจากนิยาม

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1} \tag{2.74}$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} \tag{2.75}$$

และ

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \tag{2.76}$$

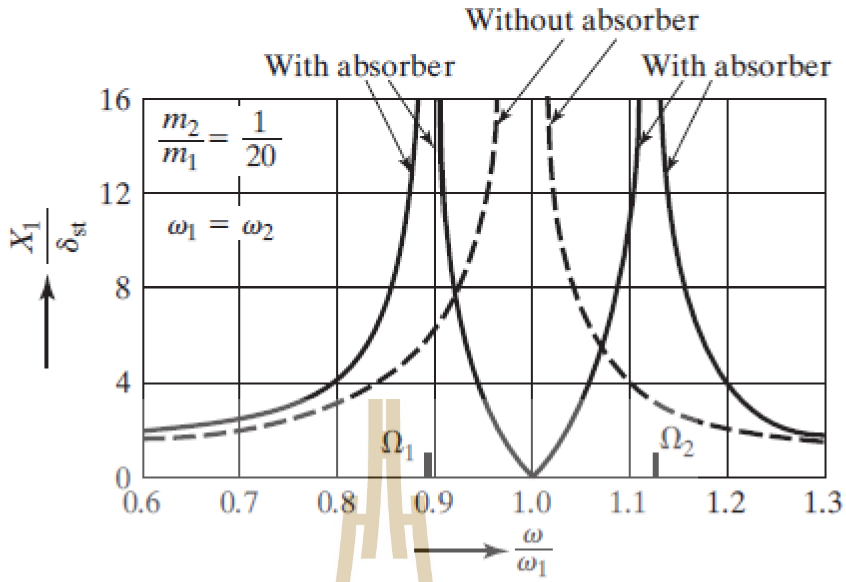
ทำให้เราสามารถเขียนช่วงกว้างการสั่น x_1 และ x_2 จากสมการ (2.68) และสมการ (2.69) ได้ในรูป

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1-\left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1+\frac{k_2}{k_1}-\left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right]\left[1-\left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right]-\frac{k_2}{k_1}} \tag{2.77}$$

และ

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1+\frac{k_2}{k_1}-\left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right]\left[1-\left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right]-\frac{k_2}{k_1}} \tag{2.78}$$

สมการ (2.77) และ (2.78) สามารถนำไปเขียนกราฟ เพื่อแสดงขนาดของการสั่นของมวลหลัก $\frac{X_1}{\delta_{st}}$ ที่อัตราส่วนความถี่ $\frac{\omega}{\omega_1}$ ต่าง ๆ จะได้กราฟตามที่แสดงในรูปที่2.33



รูปที่ 2.33 ผลกระทบของการติดตั้งเครื่องซับการสั่น

จากรูปที่ 2.33 เราจะพบว่าเมื่อติดตั้งเครื่องซับการสั่นลงแล้วระบบจะกลายเป็นระบบสองลำดับขั้นความเป็นอิสระทำให้มีค่าความถี่ธรรมชาติสองค่าและมีโอกาสที่จะเกิดการสั่นพ้องได้สองความถี่ ถ้าเราพิจารณาสมการ (2.77) และรูปที่ (2.33) เราจะพบว่าขนาด $\frac{X_1}{\delta_{st}}$ จะเข้าสู่อนันต์ได้สองค่า คือจุดที่

$$\left[1+\frac{k_2}{k_1}-\left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right]\left[1-\left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)\right]-\frac{k_2}{k_1}=0 \qquad (2.79)$$

สำหรับสมการ (2.79) นี้เราจะนำไปใช้ในการพิจารณาในภายหลัง

ในขั้นแรกหากว่าเราพิจารณาการสั่นก่อนที่จะมีการติดตั้งเครื่องซับการสั่นอยู่นั้นการสั่นของระบบหลักอยู่ในย่านการสั่นพ้อง หรือ

$$\omega = \omega_1$$

จากนั้นเราจึงติดตั้งเครื่องซับการสั่นลงไปกับมวลหลัก และเพื่อให้มวลหลักหยุดการสั่นเราจะได้ว่า ความถี่ธรรมชาติของอุปกรณ์ซับการสั่นจะเป็น $\omega_2 = \omega$ ซึ่งจากสมการ (2.46) เราจะได้ $X_1 = 0$ และจากสมการ (2.47) เราจะได้

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = -\frac{k_1}{k_2} \tag{2.80}$$

แต่เนื่องจาก $k_1\delta_{st} = F_0$ ดังนั้นเราจะได้

$$X_2 = -\frac{F_0}{k_2} \tag{2.80}$$

สมการ(2.80) จะบอกถึงช่วงกว้างการสั่นของเครื่องซับการสั่นเมื่อนำไปติดตั้งกับอุปกรณ์ที่ทำงานอยู่ย่านการสั่นพ้อง จากสมการ (2.80) นี้เราจะเห็นว่าแรงกระทำที่ส่งลงสู่เครื่องซับการสั่นนั้นจะมีทิศทางตรงกันข้ามกับแรงที่กระทำกับมวลหลัก

$$k_2 X_2 = -F_0 \tag{2.81}$$

จากสมการ (2.81) จะช่วยให้เราเห็นว่าเหตุใดเครื่องซับการสั่นสามารถทำให้อุปกรณ์หลักของเราหยุดการสั่นได้จากสมการนี้จะเห็นว่า แรงกระทำที่ส่งลงสู่เครื่องซับการสั่นจะมีขนาดเท่ากับแรงที่กระทำสู่มวลหลักแต่มีทิศทางตรงกันข้ามทำให้แรงลัพธ์ที่กระทำกับมวลหลักนั้นมีค่าเป็นศูนย์ตลอดเวลา ซึ่งเป็นเหตุให้ระบบหลักของเราจะไม่เกิดการสั่น ส่วนขนาดของมวลเครื่องซับการสั่นสามารถหาได้จากสมการ (2.76) และ (2.80) คือ

$$k_2 X_2 = m_2\omega^2 X_2 = -F_0 \tag{2.82}$$

จากสมการ (2.82) แสดงให้เราเห็นว่า ขนาดของมวลของเครื่องซับการสั่นจะขึ้นอยู่กับขนาดการขจัด X_2 ของเครื่องซับการสั่น

จากรูปที่ 2.34 เราจะพบว่าเมื่อเราติดตั้งอุปกรณ์ซับการสั่นลงไปแล้ว เราจะลดการสั่นของระบบหลักลงเมื่อระบบหลักยังคงทำงานหรือได้รับแรงกระทำอยู่ที่ความถี่เดิม คือ ω กระทำอยู่อย่างไรก็ตามเราจะได้ค่าความถี่ธรรมชาติเกิดขึ้นใหม่ 2 ค่าคือ Ω_1 และ Ω_2 ดังที่แสดงอยู่ในรูป 2.34 ซึ่งถ้ามวลหลักได้รับแรงกระทำที่ความถี่ทั้งสองนี้ก็จะทำให้การขจัดของมวลหลักเข้าสู่อนันต์ได้ ดังนั้นในทางปฏิบัติเมื่อเราติดตั้งอุปกรณ์ซับการสั่นลงไปแล้วเราจะต้องให้มวลหลักหรือเครื่องจักรของเราทานในช่วงที่ห่างจากความถี่วิกฤติทั้งสองนี้พอสมควร สำหรับค่าความถี่ธรรมชาติใหม่ทั้ง

สองนี้หาได้จากการให้ส่วนของเทอมด้านขวามือในสมการ (2. 77) มีค่าเท่ากับศูนย์ตามที่เราแสดงไว้ในสมการ (2.79) และจากการที่เราทราบว่า

$$\frac{k_2}{k_1}=\frac{k_2}{m_2}\frac{m_2}{m_1}\frac{m_1}{k_1}=\frac{m_2}{m_1}\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 \tag{2.83}$$

ดังนั้นหากแทนค่าอัตราส่วนตามสมการ (9.53) ลงในสมการ (9.48) เราจะได้

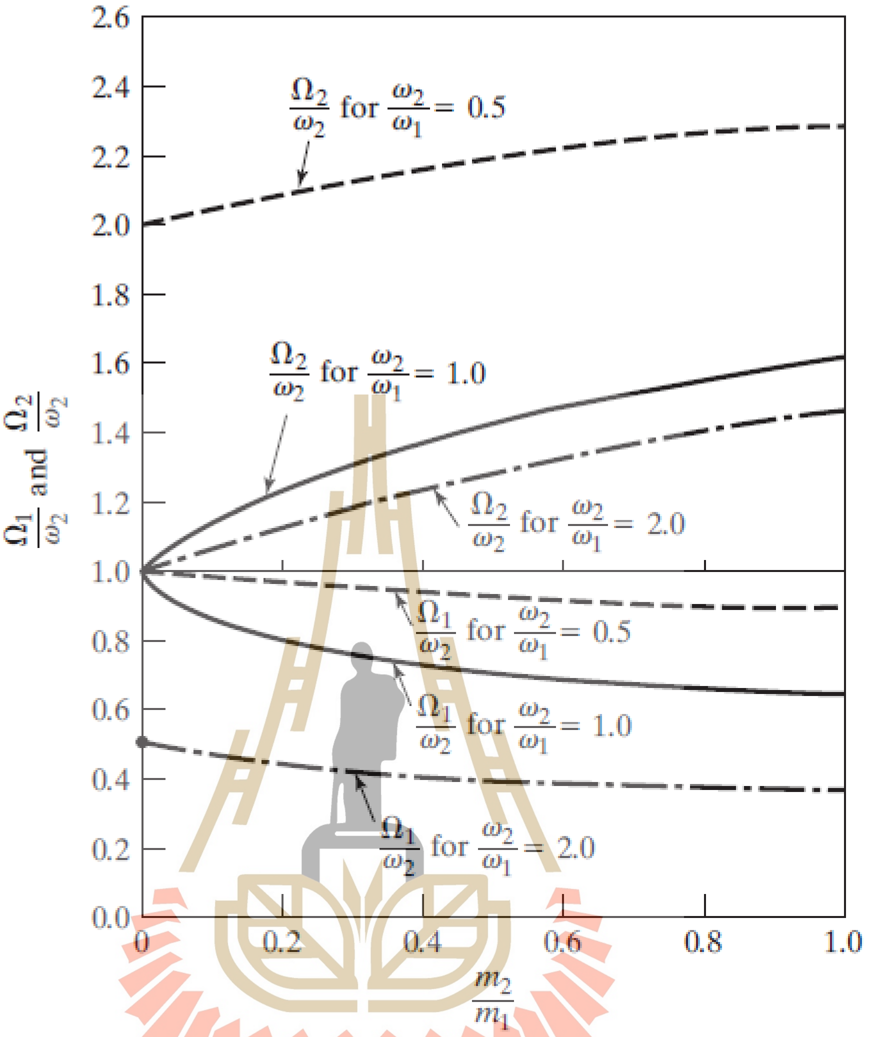
$$\left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^4\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2-\left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\left[1+\left(1+\frac{m_2}{m_1}\right)\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2\right]+1=0 \tag{2.84}$$

ถ้าหากให้ Ω_1 และ Ω_2 เป็นความถี่ธรรมชาติของระบบใหม่ คือ ระบบหลักรวมกับเครื่องซับการสั่นจะได้

$$\left(\frac{\Omega_1}{\omega_2}\right)^2,\left(\frac{\Omega_2}{\omega_2}\right)^2=\left\{\left[1+\left(1+\frac{m_2}{m_1}\right)\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2\right]\right\}\pm\frac{\left\{\left[1+\left(1+\frac{m_2}{m_1}\right)\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2\right]^2-4\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2\right\}^{1/2}}{2\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2} \tag{2.85}$$

หากพิจารณา $\omega_1=\omega_2$ หรือการปรับการซับการสั่นจากสภาพการสั่นพ้องของระบบหลัก เราจะได้กราฟของการสั่นของระบบหลักเป็นไปตามรูปที่ 2.35

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 2.34 ค่าความถี่ธรรมชาติของระบบรวม

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

จากสมการ(2.85) เรามีข้อสังเกตดังต่อไปนี้

1. การติดตั้งเครื่องซับการสั่นเข้าไปกับอุปกรณ์หลัก จะทำให้เกิดค่าความถี่ธรรมชาติขึ้นใหม่ 2 ค่าโดย $\Omega_1 \langle \omega \langle \Omega_2$ ดังนั้นในระหว่างการเปิดเครื่องหรือปิดเครื่อง ระบบจะต้องทำงานผ่านในย่านของการสั่นพ้อง ทำให้ในขณะเปิดหรือปิดเครื่องจะทำให้ระบบหลักของเราเกิดการสั่นที่เกิดขึ้นอย่างรุนแรงขึ้นได้
2. เมื่อเราติดตั้งเครื่องซับการสั่นไปแล้ว การสั่นของระบบหลักจะเป็นศูนย์เฉพาะที่ความถี่การทำงานหรือความถี่ของแรงกระทำเท่ากับความถี่ของเครื่องซับการสั่นเท่านั้น หากเราเปลี่ยนความถี่ในการทำงานออกไปจากค่านี้ ระบบหลักจะเกิดการสั่น

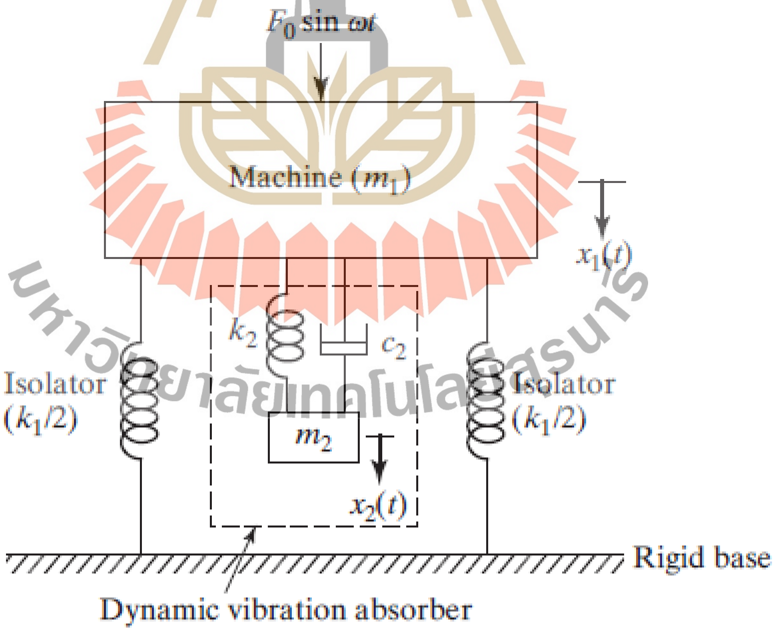
ขึ้นอีก และระบบอาจเข้าสู่การสั่นพ้องได้ถ้าหากความถี่ใหม่นั้นมีค่าเป็น $\omega = \Omega_1$ หรือ $\omega = \Omega_2$

3. ค่า $\dfrac{\Omega_1}{\omega_2}$ และ $\dfrac{\Omega_2}{\omega_2}$ จะเปลี่ยนแปลงตาม $\dfrac{m_2}{m_1}$ ซึ่งเราจะพบว่า Ω_1 และ Ω_2 จะห่างกันมากขึ้นถ้า $\dfrac{m_2}{m_1}$ มีค่าเพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 2.35

2.16 เครื่องซับการสั่นแบบมีความหน่วง

เครื่องซับการสั่นตามที่เราพิจารณาในหัวข้อที่ผ่านมาทำให้การสั่นของระบบหลักหมดไปได้ อย่างไรก็ตามการเพิ่มเครื่องการซับการสั่นตามที่เราได้ศึกษามาก่อนหน้านี้นั้น จะทำให้เกิดความเป็นไปได้ของการสั่นพ้องขึ้นสองตำแหน่ง

ดังนั้นเมื่อระบบอยู่ในระหว่างการเริ่มต้นทำงานหรือขณะปิดเครื่องระบบจะเกิดการสั่นอย่างรุนแรงเพราะต้องผ่านความถี่ในช่วงการสั่นพ้องที่เกิดขึ้นใหม่นั่นด้วย เราสามารถลดการสั่นพ้องที่เกิดขึ้นใหม่นี้ได้ด้วยการเพิ่มความหน่วงให้กับอุปกรณ์ซับการสั่นดังแสดงในรูปที่ 2.35 และสมการการเคลื่อนที่ของมวลทั้งสองจะเป็น



รูปที่ 2.35 เครื่องซับการสั่นแบบมีความหน่วง

$$m_1\ddot{x}_1 + k_1x_1 + k_2(x_1 - x_2) + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \sin \omega t \tag{2.86}$$

และ

$$m_2\ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) + c_2(x_2 - x_1) = 0 \tag{2.87}$$

ถ้าหากเราพิจารณาการสั่นให้มีการตอบสนองแบบฮาร์โมนิกส์ นั่นคือให้

$$x_i(t) = X_i e^{i\omega t} \quad i = 1,2 \tag{2.88}$$

เราจะได้ผลการตอบสนองอย่างคงตัวของสมการ (2.86) และ (2.87) ในรูป

$$x_1 = \frac{F_0(k_2 - m_2\omega^2 + ic\omega)}{\left[(k_1 - m_1\omega t)(k_2 - m_2\omega^2) - m_2k_2\omega^2\right] + i\omega c_2(k_1 - m_1\omega^2 - m_2\omega^2)} \tag{2.89}$$

$$x_2 = \frac{X_1(k_2 + ic\omega)}{(k_2 - m_2\omega^2 + i\omega c_2)} \tag{2.90}$$

หากเรานิยาม

$\mu = \dfrac{m_2}{m_1}$ = อัตราส่วนมวลของอุปกรณ์ซับการสั่นต่อมวลของอุปกรณ์หลัก

$\delta_{st} = \dfrac{F_0}{k_1}$ = การยืดตัวสถิต

$\omega_a = \sqrt{\dfrac{k_2}{m_2}}$ = ความถี่ธรรมชาติของอุปกรณ์ซับการสั่น

$\omega_n = \sqrt{\dfrac{k_1}{m_1}}$ = ความถี่ธรรมชาติของมวลหลัก

$f = \dfrac{\omega_a}{\omega_n}$ = อัตราส่วนของความถี่ธรรมชาติ

$g = \dfrac{\omega}{\omega_n}$ = อัตราส่วนของความถี่ของแรงกระทำ

$c_c = 2m_2\omega_n$ = ค่าความหน่วงวิกฤติ

$\zeta = \dfrac{c_2}{c}$ = อัตราส่วนความหน่วง

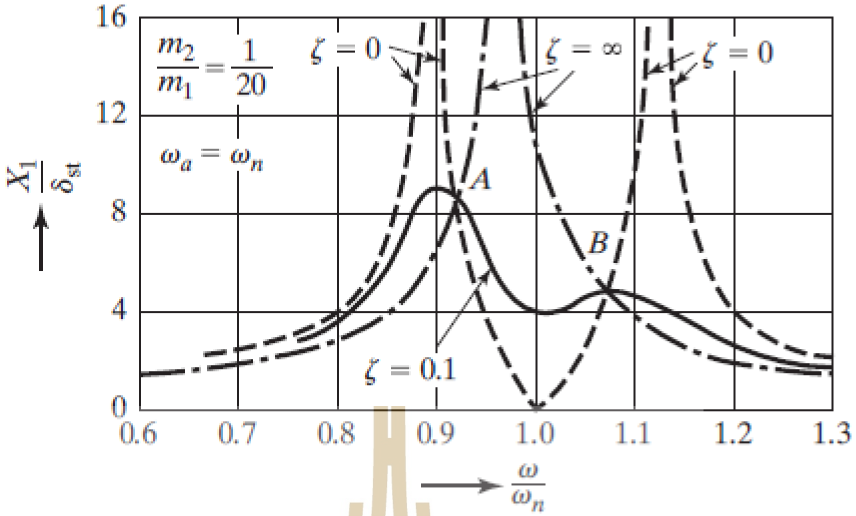
ทำให้เราเขียนขนาดการสั่น x_1 และ x_2 ตามสมการ(2.89) และ(2.90) ตามลำดับได้เป็น

$$\frac{x_1}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2(g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f)\}^2}\right]^{\frac{1}{2}} \tag{2.91}$$

และ

$$\frac{x_1}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2(g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2}\right]^{\frac{1}{2}} \tag{2.92}$$

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 2.36 ผลกระทบของการติดตั้งเครื่องซับการสั่นแบบมีความหน่วง

สมการ(2.91) แสดงขนาดการสั่นของมวลหลักในฟังก์ชันของ μ, f, g และ ζ กราฟในรูปที่ 2.36 แสดงขนาด $\left|\frac{X_1}{S_{st}}\right|$ เทียบกับความถี่ไร้มิติของแรงกระทำ $g = \frac{\omega}{\omega_n}$ โดยในกราฟนี้เรากำหนดให้ $r = 1$ และ $\mu = \frac{1}{20}$ สำหรับค่าต่าง ๆ

ถ้าหากอัตราส่วนความหน่วงมีค่าเป็นศูนย์ $\delta = \zeta = 0$ เราจะพบว่าการสั่นพ้องเกิดขึ้นสองตำแหน่งของความถี่ธรรมชาติ เหมือนกับที่เรากล่าวมาแล้วในกรณีเครื่องซับการสั่นที่ไม่มีความหน่วง และเมื่อค่าความหน่วงมีค่าสูงมาก $\zeta \to \infty$ เราจะได้ว่ามวล m_1 และ m_2 จะเสมือนยึดติดกัน และระบบจะกลายเป็นระบบหนึ่งลำดับขั้นความเป็นอิสระและมวลของระบบรวม $m_1 + m_2 = \frac{21}{20} m$ และมีความแข็งของสปริง k_1 ในกรณีนี้เราจะได้ว่าการสั่นพ้องเกิดขึ้น $X_1 \to \infty$ เมื่อ

$$g = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{1}{\sqrt{1+\mu}} = 0.9759$$

ดังนั้นค่าสูงสุดของ X_1 จะเข้าสู่อนันต์ เมื่อ $c_2 = 0$ และเมื่อ $c_2 \to \infty$ นอกเหนือจากค่าทั้งสองนี้แล้วขนาดของ X_1 จะมีค่าน้อยกว่าอนันต์

2.17 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในงานวิจัยนี้ได้ศึกษาทฤษฎีพื้นฐานของการสั่นสะเทือน ทษฎีการควบคุมการสั้นสะเทือนทษฎีการวัดและการวิเคราะห์สัญญาณแล้วในข้างต้น และได้ศึกษาเพิ่มเติมจากงานวิจัย บทความ และตำราต่าง ๆ ที่มีเนื้อหาเกี่ยวข้องกับงานวิจัยนี้ ซึ่งเนื้อหาต่าง ๆที่ได้นั้นสามารถใช้เป็นแนวทางและข้อเสนอแนะมาประยุกต์ใช้และทำการศึกษาเพิ่มเติมจากงานวิจัยต่าง ๆ ดังนี้

ในปี ค.ศ.1999 J.C. Golinval และ M. Geradin[1]ได้ทำการศึกษาอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนในเครื่องขึ้นรูปโลหะแผ่นขนาใหญ่ ภายใต้เงื่อนไขการทำงานของเครื่องจักรที่ 0 ถึง 500 Counts per minute (CPM) ด้วยแอมพลิจูดของการกระจัดที่ 200 มม. ซึ่งในขั้นต้นระบบลดการสั่นสะเทือนของเครื่องจักรที่ได้ทำการออกแบบจากผู้ผลิตเป็นระบบที่มีความถี่ธรรมชาติสูงสอดคล้องตามการทำงานของเครื่องจักรซึ่งมีความถี่ของแรงในย่านที่สูง ผลจากการศึกษาพบว่าการออกแบบระบบลดที่ได้จากผู้ผลิตนั้นมีความผิดปกติจากการใช้ระบบลดการสั่นสะเทือนแบบดั้งเดิม นอกจากนี้ยังพบว่าการออกแบบระบบสั่นสะเทือนของเครื่องจักรนั้นควรทำการศึกษาและออกแบบการติดตั้งเครื่องจักร โดยเฉพาะอย่างยิ่งการศึกษาเกี่ยวกับตัวแปรทางพลศาสตร์ของเครื่องจักรมีความสำคัญอย่างมากต่อการออกแบบระบบลดการสั่นสะเทือน ซึ่งในการศึกษาครั้งนี้ได้ทำการประยุกต์ใช้ระบบลดการสั่นสะเทือนที่มีความถี่ต่ำกว่าความถี่ของแรงในย่านต่ำสุด และจากการประยุกต์ใช้ระบบนี้พบว่าระบบลดการสั่นสะเทือนที่มีความถี่ต่ำจะช่วยดูดซับแรงของเครื่องจักรที่กระทำต่อชิ้นงานในสภาวะเริ่มต้นและความเร็วรอบต่ำได้เป็นอย่างดี

ในปี ค.ศ.2013 Thanh Danh Le และ Kyoung Kwan Ahn[2] ได้ทำการศึกษาระบบลดการสั่นสะเทือนแบบ Negative Stiffness Structure (NSS) สำหรับเบาะนั่งรถยนต์ขอวงคนขับภายใต้สภาวะการสั่นสะเทือนในย่านความถี่ต่ำ ซึ่งในการศึกษาครั้งนี้แสดงถึงพฤติกรรมการไม่เป็นเชิงเส้นของค่าความแข็งในระบบ ที่ได้ทำการเก็บค่าระหว่างความสัมพันธ์ของค่าพารามิเตอร์ที่ได้กำหนดไว้กับความแข็งของอิลิเมนต์แบบยืดหยุ่น เนื่องความแข็งแบบไม่เชิงเส้นไร้มิติมีค่าน้อยมากระหว่าง 0 ถึง 1 และมีช่วงการกระจัดสูงสุดของระบบลดการสั่นสะเทือนไม่เกินค่าความแข็งที่ต้องการ การทดลองครั้งนี้ได้ทำการเก็บค่าเพื่อวัดและตรวจสอบความสามารถในการส่งผ่านการสั่นสะเทือนสอดคล้องกับค่าพารามิเตอร์ที่ได้กำหนดไว้ นอกจากนี้ยังได้ทำการตรวจสอบการตอบสนองต่อความถี่ของการสั่นที่ฐานแบบสุ่ม รวมไปถึงพิจารณาการตอบสนองเชิงพลศาสตร์ของระบบในแบบ NSS และไม่มี NSS ซึ่งจากผลการวิจัยพบว่าปรากฏการณ์การสั่นพ้องจะจะไม่เกิดขึ้นในระบบลดการสั่นสะเทือนที่มีย่านความถี่กว้าง

ในปี ค.ศ.2009 Yan Wen-bing, Jiang Shao-zhong, Cai Yu-jun, Wen Li-zhi และ Chen Yue[3] ได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับพฤติกรรมของระบบลดการสั่นสะเทือนของเครื่องยนต์ ซึ่งในการศึกษาครั้งนี้ได้ศึกษาเกี่ยวกับพฤติกรรมของระบบลดการสั่นสะเทือนของเครื่องยนต์ดีเซลและ

ทำการวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม MATLAB ซึ่งเป็นการศึกษาเพื่อเปรียบเทียบระหว่างชุดจับยึดแบบยางและแบบ Metal-net จากผลการทดลองภายใต้สภาวะสถิตย์พบว่า ชุดจับยึดเครื่องยนต์แบบ Metal-net สามารถดูดซับค่าอิมพัลซ์และป้องกันการสั่นพ้องด้วยความถี่ธรรมชาติอย่างมีประสิทธิภาพ นอกจากนี้ในการศึกษาภายใต้สภาวะพลวัตรพบว่าชุดจับยึดเครื่องยนต์แบบ Metal-net ยังช่วยลดการสั่นสะเทือนและอัตราการส่งผ่านการสั่นสะเทือนของเครื่องยนต์ได้อย่างมีประสิทธิภาพมากกว่าชุดจับยึดเครื่องยนต์แบบยาง

ในปี ค.ศ.2011 Zhixing Li, Shijian Zhu, Jingjun Lou และ Simi Tang[4] ได้ทำการศึกษาประสิทธิภาพของอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนแบบยาง 2 แบบ ซึ่งประกอบไปด้วยแบบทรงลูกบาศก์ไม่มีรูเจาะกับมีรูเจาะ ด้วยวิธีการซิมมูเลชั่นโดยใช้โปรแกรม ANSYS ในวิเคราะห์และการศึกษาค่าพารามิเตอร์ด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของ Mooney-Revlin นอกจากนี้ยังได้ทำการสร้างแบบจำลองทางไฟไนต์อิลิเมนต์ 2 แบบนี้ เพื่อศึกษาพฤติกรรมเชิงสถิตย์ และได้ทำการทดสอบแบบจำลองทางไฟนต์อิลิเมนต์ด้วยการเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการวัดจริง ซึ่งจากผลการทดลองค่าจริงและผลที่ได้จากทางระเบียบวิธีไฟไนต์อิลิเมนต์พบว่าอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนแบบทรงลูกบาศก์มีรูเจาะมีประสิทธิภาพในการลดการสั่นสะเทือนมากกว่าแบบทรงทรงลูกบาศก์ไม่มีรูเจาะ

ในปี ค.ศ. 2011 Long Cui, Hai Huang, Ze Zhang และ Haiqiang Wang[5] ได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับระดับความอิสระในการเคลื่อนที่ของชุดจับยึดกล้องแบบฐาน Hexapod เพื่อลดปัจจัยการรบกวนภายนอกของชุดจับยึดกล้องในยานพาหนะ โดยใช้ชุดไฮดรอลิคส์ที่มีช่วงจังหวะของการทำงานที่กว้างกับชุดจับยึดแบบ Gimbal เพื่อลดการสั่นสะเทือนที่ส่งผลกระทบต่อการบันทึกภาพในขณะที่เคลื่อนที่ไปกับยานพาหนะ ซึ่งจากผลการทดลองพบว่าชุดจับยึกกล้องแบบฐาน Hexapod ช่วยลดแอมพลิจูดของการสั่นสะเทือนได้ 90% ในช่วงย่านความถี่ 4 ถึง 20 เฮิร์ตซ์ และนอกจากนี้ยังช่วยลดค่า Peak-Peak ของการสั่นแบบสุ่มได้ถึง 75%

ในปี ค.ศ.2003 กนกลิ้มสมุทรเพชร และ จักรจันทลักขณา[6] ได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับการทำนายและควบคุมพลศาสตร์ของโครงสร้างทางกลด้วยแบบจำลองโมดัล ซึ่งในการศึกษาครั้งนี้ได้ใช้แบบจำลองของคานยื่น เพื่อทดสอบโมดัลและดึงโหมดการสั่นด้วยเทคนิคโพลีเรฟเฟอร์เรนซ์ นอกจากนี้ยังได้สร้างชุดควบคุมเพื่อชดเชยค่าการสั่นสะเทือนด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และเมื่อนำมาทดสอบใช้กับระบบจริงพบว่าระบบที่มีการจำลองแบบคณิตศาสตร์มีความสอดคล้องกับระบบจริง และนอกจากนี้ยังสามารถลดการสั่นสะเทือนได้อย่างมีประสิทธิภาพ

ในปี ค.ศ.2006 เจิมธง ปรารถนารักษ์ และ จิระพล ศรีเสริฐผล[7] ได้ศึกษาเกี่ยวกับระบบการดูดซับการสั่นสะเทือน (Vibration Absorber System) แบบคานมวลคู่ โดยทำการปรับค่าความแข็งของสปริงในระบบดูดซับการสั่นสะเทือนให้สอดคล้องกับค่าของแรงฮาร์โมนิกส์ที่กระทำต่อ

ระบบแบบไม่คงที่ เพื่อลดการสั่นสะเทือนโดยประยุกต์ใช้วิธีปรับความถี่ดูดซับ (Tuned Absorption Frequency) และการควบคุมแบบปรับตัว (Adaptive Control) จากผลการวิจัยพบว่าการทำงานของอัลกอริทึมแบบความถี่ดูดซับสามารถดูดซับแรงฮาร์โมนิกส์ที่มีความถี่คงที่ได้เป็นอย่างดี แต่ในทางกลับกันแรงฮาโมนิกส์ที่มีความถี่ไม่คงที่สามารถป้องกันได้โดยระบบที่มีอัลกอริทึมควบคุมแบบปรับตัว ซึ่งจากผลการวิจัยดังกล่าวสามารถนำทั้งสองระบบนี้ไปประยุกต์ใช้ในการปรับค่าความแข็งของสรปิงของอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนแบบไร้ตัวหน่วงในงานอุตสาหกรรมทั่วไปได้

ในปี ค.ศ.2008 จิระพลศรีเสริฐผล, พีระยุทธหวังรักไพบูลย์ และสุเมธีถี่สูงเนิน[8] ได้ทำการศึกษาและวิเคราะห์เกี่ยวกับการสั่นสะเทือนของหุ่นยนต์ที่มีพื้นที่ในการทำงานแบบรูปสี่เหลี่ยมในแนวตั้งด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์อิลิเมนต์ในโปรแกรมสำเร็จรูป MSC. VisualNastran 4D โดยทำการศึกษาหุ่นยนต์ที่ใช้ในการทดสอบฮาร์ดิสก์ไดร์ฟเพื่อลดปัญหาการสั่นพ้อง (Resonance) ในระบบ ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้ทำการวิเคราะห์ความถี่ธรรมชาติ (Natural Frequency) และรูปร่างการสั่น (Mode Shape) ด้วยเครื่องมือวัดการสั่นและระเบียบวิธีไฟไนต์อิลิเมนต์ พบว่าเกิดความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นในระบบจำนวน 10 โหมด และมีความถี่พื้นฐานในช่วง 36 เฮิร์ตซ์ ถึง 42.5 เฮิร์ตซ์ ในตำแหน่งต่างๆ ตามแกน Y และแกน Z และเมื่อพิจารณาที่ตำแหน่งต่างๆ ของแขนกลพบว่าความถี่ที่เกิดขึ้นจะอยู่ในช่วง 36 เฮิร์ตซ์ ถึง 214 เฮิร์ตซ์ ซึ่งเมื่อนำผลที่ได้จากการวัดและระเบียบวิธีไฟไนต์อิลิเมนต์มาเปรียบเทียบกันพบว่าผลที่ได้นั้นมีความถูกต้องและสอดคล้องกัน

ในปี ค.ศ.2009 จิระพลศรีเสริฐผล, สุเมธีถี่สูงเนิน และพีระยุทธหวังรักไพบูลย์[9] ได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับการสั่นสะเทือนของอุปกรณ์สำหรับทดสอบฮาร์ดดิสก์ไดร์ฟ เพื่อป้องกันปัญหาการสั่นพ้องที่เกิดขึ้นในกระบวนการทดสอบ โดยทำการศึกษาความถี่ธรรมชาติในระบบและรูปแบบของการสั่น ซึ่งในการศึกษาครั้งนี้ได้ทำการวัดการสั่นสะเทือนด้วยเครื่องมือวัดและประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์อิลิเมนต์ในโปรแกรมสำเร็จรูป MSC. VisualNastran 4Dเพื่อประมาณค่าความถี่ธรรมชาติและศึกษารูปแบบการสั่นของอุปกรณ์ทดสอบฮาร์ดดิสก์ไดร์ฟ จากผลการทดลองพบว่าความถี่ธรรมชาติและรูปแบบการสั่นเกิดขึ้นทั้งหมด 5 โหมด มีความถี่ในช่วง 51 เฮิร์ตซ์ ถึง 121 เฮิร์ตซ์ และความถี่พื้นฐานของระบบอยู่ในช่วง 49 เฮิร์ตซ์ ถึง 51 เฮิร์ตซ์ โดยพบว่าผลที่ได้จากระเบียบวิธีไฟไนต์อิลิเมนต์และเครื่องมือวัดการสั่นสะเทือนมีความถูกต้องและสอดคล้องกัน

ในปี ค.ศ.2012 นางสางเจษสุดา ตรีธารทิพย์กุล[10] ได้ทำการศึกษาและออกแบบ การป้องกันแผ่นดิสก์จากแรงกระแทก โดยทำการศึกษาและออกแบบสนับเบอร์(Snubber)บนฐานฮาร์ดดิสก์ไดฟ์(Base plate)โดยทำการศึกษาผลจากการตกกระทบที่เกิดขึ้นที่ความสูง 5,10,15 และ 20 เซ็นติเมตรด้วยแรงตกกระแทก 350G โดยการศึกษานี้ได้ทำการออกแบบและทดสอบสนับเบอร์

(Snubber) โดยแบ่ง เป็น 4 แบบ คือมีความสูงมากกว่า ต่ำกว่า และความสูงเท่ากับฐานฮาร์ดดิสก์ไดฟ์ และแบบไม่มีสนับเบอร์(Snubber)โดยใช้ระเบียบวิธีไฟไนท์อีลอเมนต์ในการวิเคราะห์ปัญหาและเปรียบเทียบกับผลการทดสอบจริง โดยผลการทดสอบพบว่า การออกแบบให้สนับเบอร์(Snubber)มีความสูงเท่ากับฐานฮาร์ดดิสก์ไดฟ์ จะทำให้แผ่นดิสก์ไม่เกิดความเสียหาย ที่ด้วยการทดสอบที่ความสูง 5, 10,15 และ20 เซ็นติเมตร

ในปี ค.ศ.2009 ไกรลาส บุตรชู และ จิรพล ศรีเสริฐผล[11] ได้ทำการศึกษาผลการตอลสนองทางพลวัตจากความไม่สมดุลของแรงดันลม เวลาในการเคลื่อนที่ และแรงที่กระทำกับ Shock absorber โดยพบว่าถ้าค่าของมวลคงที่ ค่าของแรงดลจะแปรผันตรงกับความเร็วในการหมุน และรงที่กระทำกับ Shock absorber ก็จะมากขึ้นตามไปด้วยซึ่งจะทำให้การประมวลผลของแขนหุ่นยนต์ในการหาตำแหน่งผิดพลาดตามไปด้วย โดยได้เสนอแนวทางโดยการติดตั้งชุดควบคุมการปล่อยลมออกจาก Shock absorber ก่อนที่จะเกิดการชนเพื่อลดแรงกระแทก

2.18 สรุป

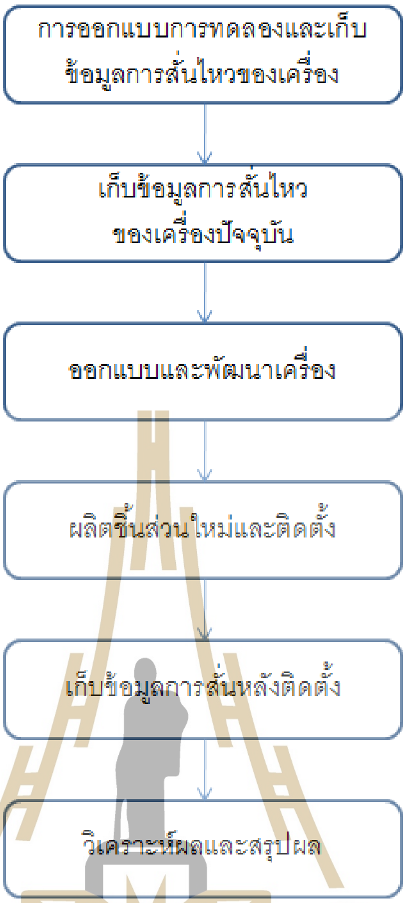
การสั่นสะเทือนนั้นสามารถนำไปประยุกต์ใช้งานได้และนำมาใช้ประโยชน์ในการวิเคราะห์หาสาเหตุเพื่อออกแบบเพื่อควบคุมหรือลดการสั่นไหวที่เกิดจากการทำงานของเครื่องจักรที่ทำงานลักษณะที่มีการหมุน โดยอาศัยหลักการลดการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือนจากอุปกรณ์ที่เป็นสาเหตุของการสั่น ไปสู่อุปกรณ์อื่นของระบบ โดยอาศัยหลัก การลดการสั่นไหวเพื่อออกแบบและเลือกใช้ อุปกรณ์ลดการสั่นที่เรียกว่าฉนวนการสั่น (Vibration Isolator) ซึ่งงานวิจัยนี้ได้นำการดังกล่าวมาประยุกต์ใช้

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

บทที่ 3
วิธีดำเนินการวิจัย

3.1 กล่าวนำ

การออกแบบเครื่องตรวจสอบหัวอ่านฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์แบบอัตโนมัติความเร็วสูงโดยใช้ภาพนี้มุ่งเน้นที่การออกแบบเครื่องตรวจสอบหัวอ่านฮาร์ดดิสก์ไดฟ์โดยที่เครื่องต้องทำงานให้ได้ความเร็วตามต้องการคือ 3600 ชิ้นต่อชั่วโมง ซึ่งภาพที่ได้จากการตรวจสอบต้องสั่นไหวไม่เกินค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานที่กำหนดไว้คือ 1.5 ไมโครเมตร และในการศึกษาและออกแบบเครื่องจะทำการศึกษา เก็บข้อมูลและวิเคราะห์ผลการสั่นไหวของกล้องและตัวจับยึดเนื่องจากการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือนจากเซอร์โวมอเตอร์ที่ใช้สำหรับหมุนพาชุดจับยึดชิ้นงานจากเครื่องปัจจุบัน หลังจากนั้น จะนำข้อมูลที่ได้มาวิเคราะห์ผลและสรุปผลเพื่อทำการออกแบบและผลิตชิ้นส่วนใหม่และติดตั้งเข้าไปยังเครื่อง หลังจากนั้นทำการเก็บข้อมูลที่ได้จากการออกแบบชิ้นส่วนใหม่และเปรียบเทียบและวิเคราะห์ผลและสรุปผลการศึกษาและออกแบบ ซึ่งมีลำดับดังแสดงในรูปที่ 3.1

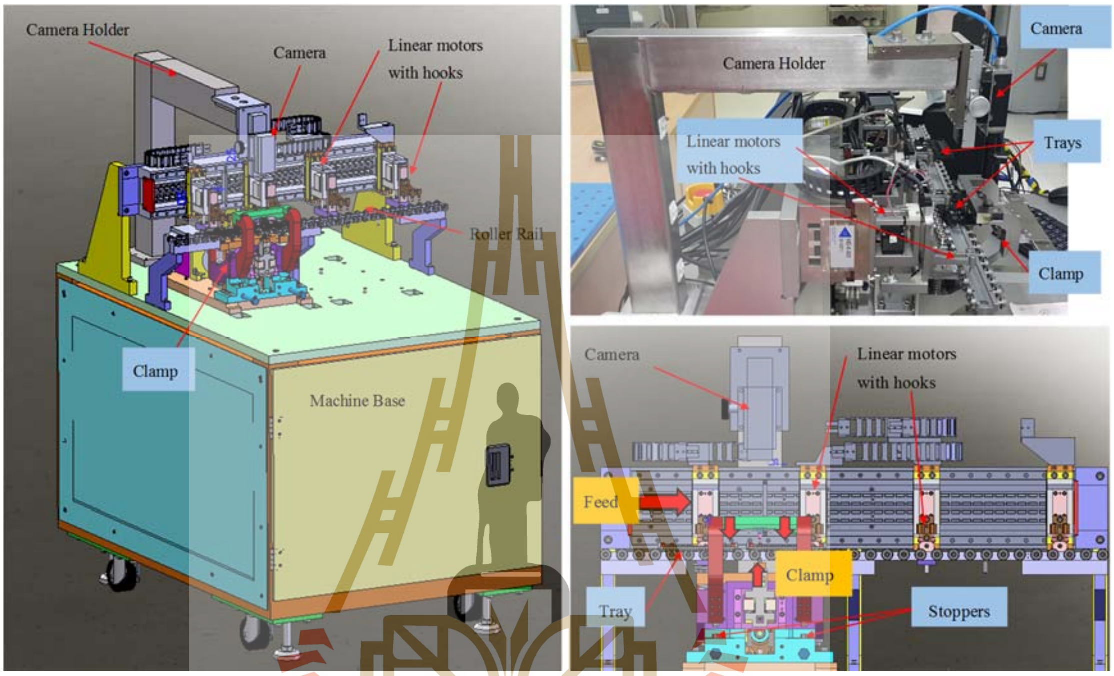


รูปที่ 3.1 แสดงขั้นตอนวิธีดำเนินการออกแบบและวิจัย

3.2 การออกแบบการทดลอง

การออกแบบเครื่องตรวจสอบหัวอ่านเขียนฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์แบบอัตโนมัติความเร็วสูงโดยใช้ภาพนั้น เครื่องจักรจะประกอบไปด้วยส่วนประกอบหลักที่มีผลต่อความเร็วในการทำงานและส่วนที่ใช้ในการถ่ายภาพเพื่อนำภาพไปประมวลผลดังแสดงในรูปที่ 3.2 ก่อนทำการตัดสินว่าชิ้นงานนั้นได้ตรงตามความต้องการหรือไหม ซึ่งเครื่องจักรมีขั้นตอนหลักอยู่ 4 ขั้นตอน ต่อการทำงานให้ครบกระบวนการ โดยเครื่องจะต้องทำงานทั้ง 4 ขั้นตอนให้เสร็จภายใน 1 วินาที ดังแสดงในรูปที่ 3.3 โดยขั้นตอนที่ใช้เวลานานที่สุดคือขั้นตอนการจับยึดชิ้นก่อนตรวจสอบและการปล่อยชิ้นงานหลังการตรวจสอบ โดยทั้งสองกระบวนการนี้ ใช้เวลาประมาณ 0.3 วินาทีต่อกระบวนการ เพื่อให้ได้ผลผลิตเท่ากับ 3600 ชิ้นต่อชั่วโมง โดยปัจจุบันแม้ว่าเครื่องจะสามารถจะผลิตชิ้นงานได้ตามต้องการคือ 3600 ชิ้นต่อชั่วโมงแต่กลับพบการสั่นไหวของกล้องอย่างเห็นได้ชัด เนื่องจากแรงสั่นสะเทือนที่ส่งผ่านมาจากชุดเซอร์โวมอเตอร์ เนื่องจากการเพิ่มความเร็วรอบของ ชุดเซอร์โว

มอเตอร์ให้สูงขึ้นตามไปด้วย การศึกษาและออกแบบเครื่องตรวจสอบหัวอ่านเขียนฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์แบบอัตโนมัติความเร็วสูงนี้จะพิจารณา และออกแบบเพื่อลดแรงสั่นสะเทือนที่ส่งผ่านจากชุด เซอร์โวมอเตอร์ ต่อฐานเครื่องและส่งต่อไปยังขากล้องและกล้องตามลำดับ เพื่อให้ได้ผลผลิตและคุณภาพตามความต้องการ

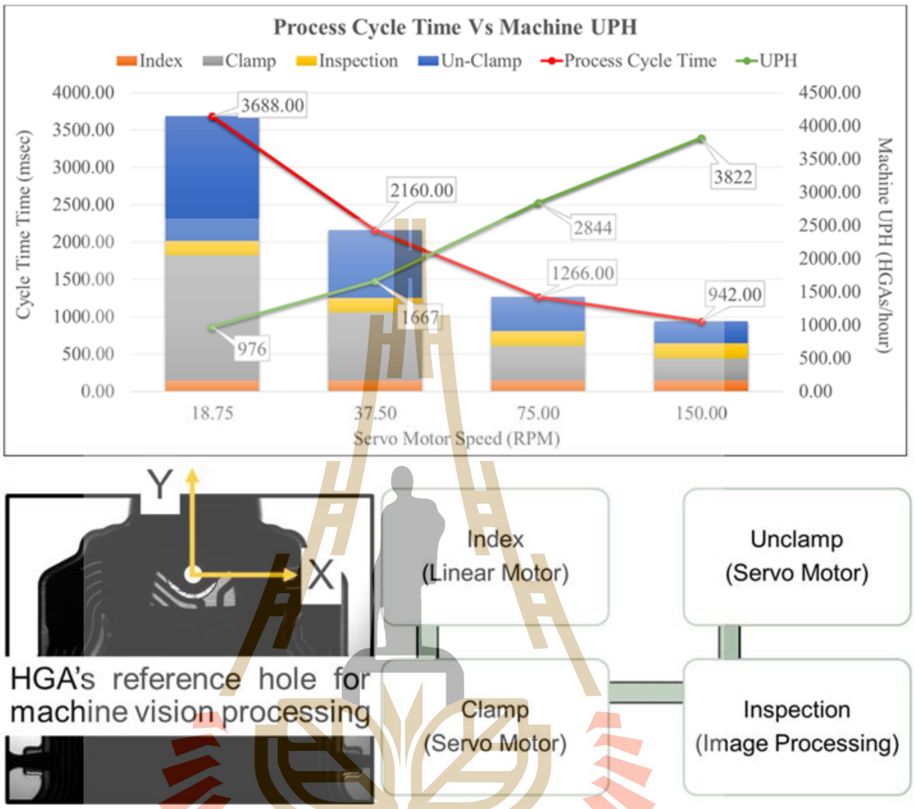


รูปที่ 3.2 แสดงส่วนประกอบหลักของเครื่องและหลักการทำงานของเครื่อง

ในการออกแบบเพื่อเก็บข้อมูลของเครื่องตรวจสอบหัวอ่านเขียนฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์แบบอัตโนมัติความเร็วสูงนั้น จะทำการเก็บข้อมูลในส่วนของแรงที่ส่งผลต่อการสั่นไหวและส่วนแสดงผลหรือส่วนที่ได้รับผลกระทบหรือกล้อง โดยการเก็บข้อมูลของเครื่องจักรปัจจุบันนั้นจะเก็บข้อมูล 2 ส่วนคือ ฐานของอุปกรณ์จับยึดกล้องเพื่อวัดค่าส่งผ่านของการสั่นสะเทือนจากชุดต้นกำลังและตัวกล้องเพื่อวัดค่าการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนของกล้อง โดยทำการวัดการสั่นไหวโดยใช้ Accerelation Probe และวิเคราะห์ผลที่ได้จากการวัดด้วยเครื่องมือวิเคราะห์ค่าความถี่ดังแสดงในภาพที่ 3.5 ซึ่งในการวัดนี้จะทำการวัดที่ตำแหน่งฐานของขายึดกล้องในแต่ละแกน เพื่อเก็บข้อมูลการส่งผ่านของการสั่น และกล้องเพื่อสังเกตการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนทั้ง 3 แกน ดังแสดงในรูปที่ 3.4 และเมื่อได้ผลจากการสั่นสะเทือนในเครื่องจักรตามตำแหน่งที่ต้องการแล้ว จากนั้นจึงทำการออกแบบอุปกรณ์แยกการสั่นสะเทือนเพื่อลดการสั่นสะเทือนจากชุดต้นกำลังไปยังชุดจับยึดกล้อง โดยในการออกแบบเบื้องต้นจะอ้างอิงถึงขีดความสามารถในการตรวจจับภาพของกล้องซึ่งมี

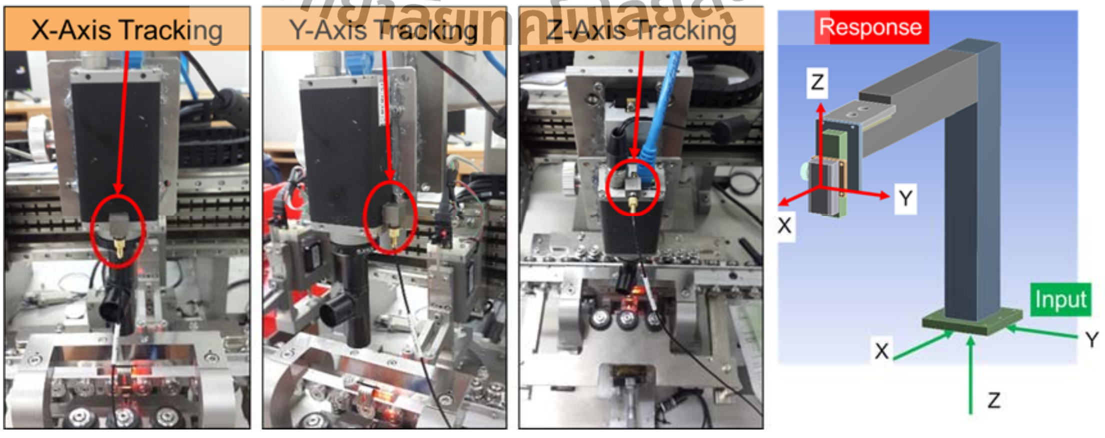
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ค่าแอมพลิจูดของการสั่นที่ยอมรับได้อยู่ไม่เกิน 10 ไมโครเมตรในแกน X และ Y ส่วนในแกน Z นั้น จะอ้างอิงตามระยะการทำงานของเลนส์หรือระยะที่ทำให้ได้ภาพที่คมชัดซึ่งมีค่าแอมพลิจูดของการสั่นที่ยอมรับได้อยู่ที่ประมาณ 5-10 ไมโครเมตร ตามลำดับ

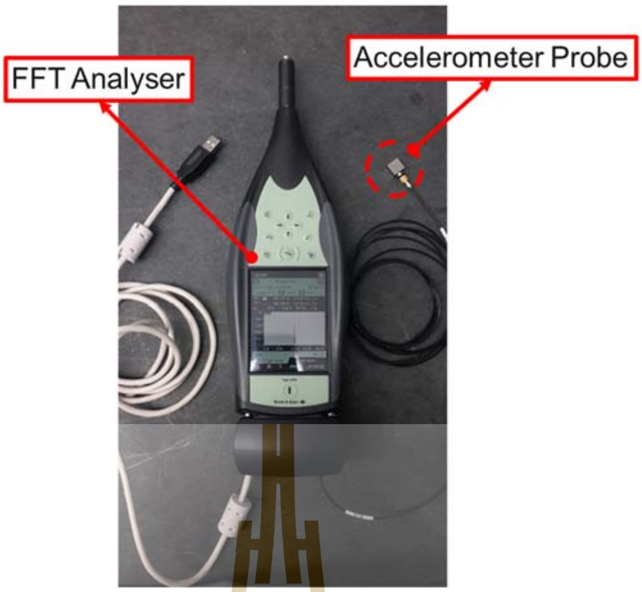


รูปที่ 3.3 แสดงขั้นตอนการทำงานและเวลาที่ใช้ในการทำงานของแต่ละขั้นตอนตามความเร็วรอบของชุดเซอร์โวมอเตอร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 3.4 แสดงตำแหน่งของการวัดค่าการส่งผ่านและการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือน



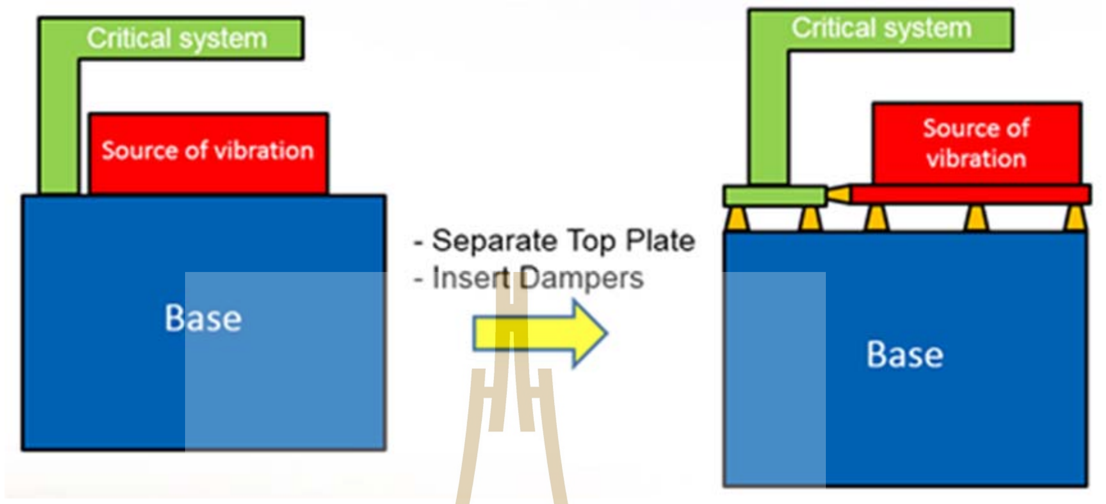
รูปที่ 3.5 แสดงเครื่องมือวัดและวิเคราะห์ค่าความถี่ของการสั่นสะเทือน

หลังจากที่ได้ทำการออกแบบอุปกรณ์ลดการสั่งผ่านการสั่นสะเทือนแล้วจะทำการวัดค่าการสั่งผ่านการสั่นสะเทือน เพื่อเปรียบเทียบค่าการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนก่อนและหลังจากทำการติดตั้งอุปกรณ์แยกการสั่น เพื่อเป็นการยืนยันความสามารถของอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนในเครื่องจักรและเพื่อความมั่นใจในการทำงานของเครื่องว่าสามารถตรวจสอบชิ้นงานได้ในความเร็วของชุดต้นกำลังที่ต้องการ โดยที่คุณภาพของภาพที่ใช้ในการตรวจสอบยังอยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้ ซึ่งการวัดคุณภาพของภาพที่ได้จากการเก็บภาพของเครื่องจักรนั้นจะทำการวิเคราะห์ด้วยหลักการเบื้องต้นทางสถิติ คือ การวัดค่าเฉลี่ยและค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานของขนาดรูที่ใช้ในการอ้างอิงเพื่อตรวจสอบชิ้นงาน โดยที่ขนาดของรูที่ใช้ในการอ้างอิงนั้นมีเส้นผ่านศูนย์กลางอยู่ที่ 80 ไมโครเมตร และค่าพิกัดความเผื่อที่ได้จากผู้ผลิตอยู่ที่ ±10 ไมโครเมตร และเกณฑ์การวัดที่ยอมรับได้ของเครื่องจักรจะสังเกตได้จากค่าการวัดของแต่ละชิ้นงานว่ามีความใกล้เคียงหรือความแม่นยำเข้าใกล้ 80 ไมโครเมตรหรือไม่ และยิ่งไปกว่านั้นค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานหรือค่าความเที่ยงที่ได้จากการวัดของเครื่องจักรจะต้องไม่เกิน 1.5 ไมโครเมตร หรือ 7.5% ของค่าพิกัดความเผื่อจากผู้ผลิต (7.5% ของ 20 ไมโครเมตร)

3.3 การออกแบบและพัฒนาเครื่องจักร

การออกแบบเครื่องนี้ใช้หลักการลดการสั่นแบบฉนวนการสั่น (Vibration Isolation) ที่นำเข้าไปแทรกระหว่างส่วนที่เกิดการสั่นและส่วนที่ไม่ต้องการให้เกิดการสั่น ทำให้อุปกรณ์นี้ทำ

หน้าที่เป็นเสมือนฉนวน (Isolator) ของการสั่นซึ่งช่วยในการลดค่าการสั่นผ่านการสั่นสะเทือน และค่าการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนดังแสดงในภาพที่ 3.6 และภาพที่ 3.7

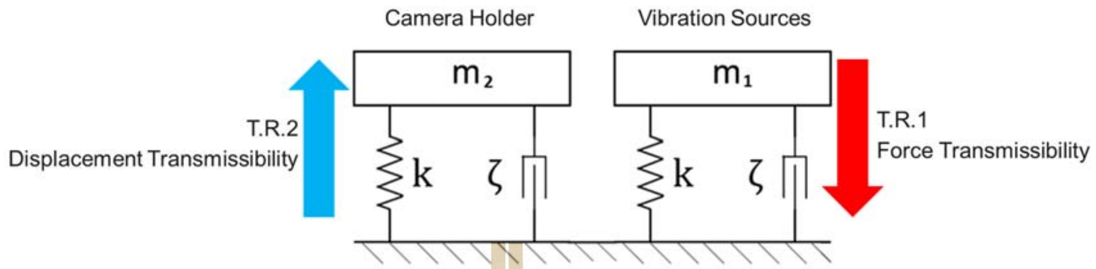


รูปที่ 3.6 แสดงตำแหน่งการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน

รูปที่ 3.7 แสดงเครื่องจักรหลังจากที่ได้ทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน

แบบจำลองการสั่นสะเทือนของเครื่องตรวจสอบหัวอ่านเขียนฮาร์ดดิสก์ไดร์วแบบอัตโนมัติความเร็วสูงหลังจากที่ได้ทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนดังแสดงในภาพที่ 3.8 จะเห็นได้ว่าการส่งผ่านการสั่นสะเทือนนั้นจะเกิดขึ้นได้ 2 ตำแหน่งในเครื่องจักร คือส่วนต้นกำลังของเครื่องจักรและส่วนชุดจับยึดกล้อง ซึ่งมีเงื่อนไขคือ ค่าการส่งผ่านของฐานที่ติดตั้งชุดต้นกำลัง

(T.R.1) นั้นจะต้องน้อยกว่าค่าการส่งผ่านของฐานที่ใช้จับยึดกล้อง ซึ่งค่าการส่งผ่านการสั่นสะเทือนนั้นจะอ้างอิงถึงความสามารถของกล้องและระยะการทำงานของเลนส์ดังกล่าวไว้ในหัวข้อที่ 3.2



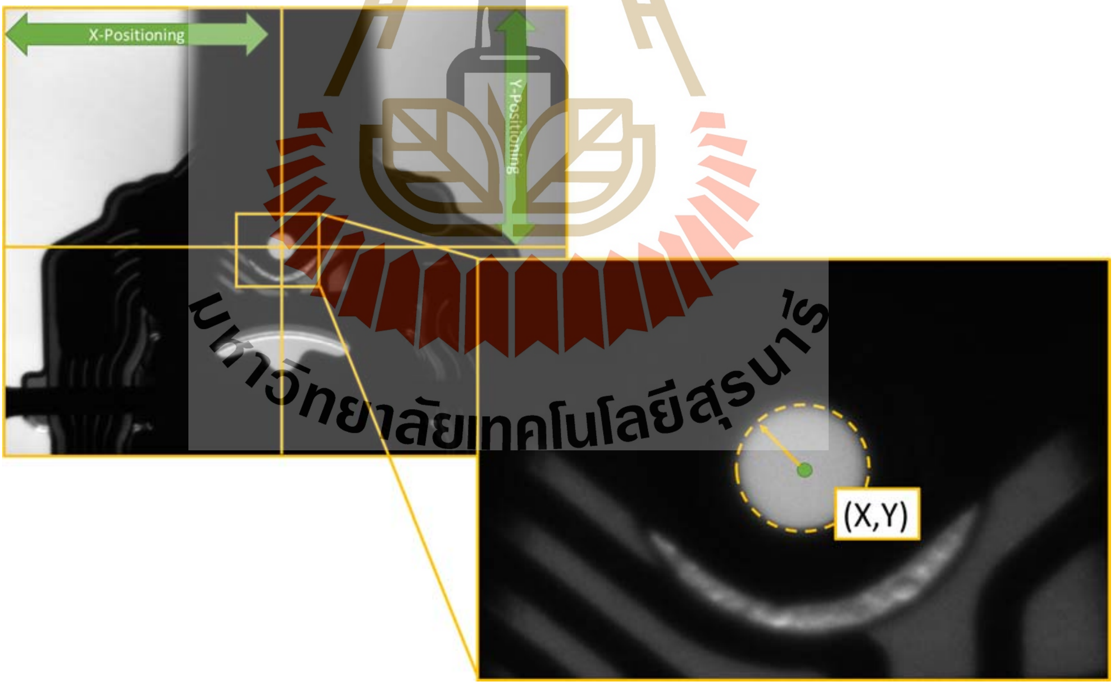
รูปที่ 3.8 แสดงแบบจำลองของการสั่นสะเทือนในเครื่องจักร

3.4 การวิเคราะห์ค่าทางสถิติของรูอ้างอิงบนชิ้นงาน

การวัดขนาดของรูอ้างอิงทำได้โดยการวัดค่าจากการประมวลผลภาพ (Image Processing) ซึ่งทำการถ่ายภาพโดยเครื่องจักรดังแสดงในรูปที่ 3.9 การประมวลผลภาพของเครื่องจักรจะเริ่มจากการหาตำแหน่งอ้างอิงในแกน X และแกน Y หลังจากนั้นจะทำการวัดค่าเส้นผ่านศูนย์กลางของรูอ้างอิงบนชิ้นงานเพื่อใช้ในการตรวจสอบข้อผิดพลาดของหัวอ่านเขียนฮาร์ดดิสก์ไดร์วต่อไป ทั้งนี้หากการสั่นสะเทือนเกิดขึ้นในเครื่องจักรและมีค่ามากเกิดกว่าความสามารถในการจับภาพของกล้องและระยะการทำงานของเลนส์จะทำให้คุณภาพของภาพที่ได้ลดลงและส่งผลให้เกิดการตรวจสอบชิ้นงานที่ผิดพลาดของเครื่องจักร แต่ในทางกลับกันนั้นหากภาพที่ได้มีคุณภาพอยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้หรือมีความคมชัดสูงจะทำให้การตรวจสอบชิ้นงานนั้นมีความแม่นยำและความเที่ยงตรงมากยิ่งขึ้น ซึ่งความแม่นยำและความเที่ยงตรงนั้นสามารถวัดได้โดยค่าทางสถิติ คือ ค่าเฉลี่ยและค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน โดยที่ค่าเฉลี่ยที่ได้จากการวัดในแต่ละความเร็วรอบของชุดเซอร์โวมอเตอร์นั้นจะต้องมีค่าใกล้เคียงกับขนาดจริงของรูอ้างอิงบนชิ้นงาน และนอกจากนี้ค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานจะต้องมีค่าน้อยที่สุดและอยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้ ตามที่ได้กล่าวถึงในหัวข้อที่ 3.2 ในงานวิจัยนี้ได้ทำการวัดค่าเฉลี่ยและค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานของรูอ้างอิงบนชิ้นงาน โดยทำการเก็บตัวอย่างจากชิ้นงานจริงจำนวน 30 ชิ้น เพื่อทำการวิเคราะห์ทางสถิติ โดยจะแสดงผลการเปรียบเทียบของค่าทางสถิติก่อนและหลังจากการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนในแต่ละความเร็วรอบของชุดเซอร์โวมอเตอร์ ตั้งแต่ 18.75, 37.50, 75.00 และ 150.00 รอบต่อนาที ตามลำดับ และนอกจากนี้ยังได้ทำการวิเคราะห์ค่าเฉลี่ยและค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานที่ระดับความเชื่อมั่น 95% เพื่อเปรียบความแตกต่างของการวัดค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรูอ้างอิงบนชิ้นงานที่ความเร็วรอบ 150 รอบต่อนาที ก่อนและหลังจากทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน ซึ่ง

สมมติฐานในการวิเคราะห์ค่าทางสถิติด้วยวิธีการวิเคราะห์ค่าเฉลี่ย 2 ตัวแปรแบบ t-test ซึ่งในงานวิจัยนี้มี 2 สมมติฐาน คือ สมมติฐานแบบยอมรับ หมายถึง ค่าของรูอ้างอิงบนชิ้นงานที่ได้จากการวัดก่อนทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนจะมีค่าเท่ากันกับค่าของรูอ้างอิงบนชิ้นหลังจากทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน และสมมติฐานแบบปฏิเสธ คือ ค่าที่ได้จากการวัดทั้งก่อนและหลังจากติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนมีค่าเส้นผ่านศูนย์กลางไม่เท่ากัน

นอกจากนี้ยังได้ทำการวิเคราะห์ค่าความแปรปรวนแบบทางเดียวของการวัดค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรูอ้างอิงบนชิ้นงานที่แต่ละความเร็วรอบของชุดเซอร์โวมอเตอร์ ก่อนและหลังทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน เพื่อเป็นการยืนยันว่าการทดลองครั้งนี้ได้มีการออกแบบและพัฒนาเครื่องตรวจสอบหัวอ่านเขียนฮาร์ดดิสก์ไดร์วแบบอัตโนมัติความเร็วสูงให้มีการตรวจสอบชิ้นงานได้จำนวนมากกว่า 3,600 ชิ้นต่อชั่วโมง ด้วยสมมติฐานของการวิเคราะห์คือ สมฐานยอมรับ หมายถึงค่าในการวัดค่าเส้นผ่านศูนย์กลางของรูอ้างอิงในแต่ละความเร็วมีค่าแตกต่างกัน และสมมติฐานปฏิเสธคือ ค่าในการวัดค่าเส้นผ่านศูนย์กลางของรูอ้างอิงในแต่ละความเร็วมีค่าอย่างน้อย 1 คู่ที่ไม่เท่ากัน



รูปที่ 3.9 แสดงการประมวลผลภาพของเครื่องตรวจสอบหัวอ่านเขียนฮาร์ดดิสก์ไดร์ว

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

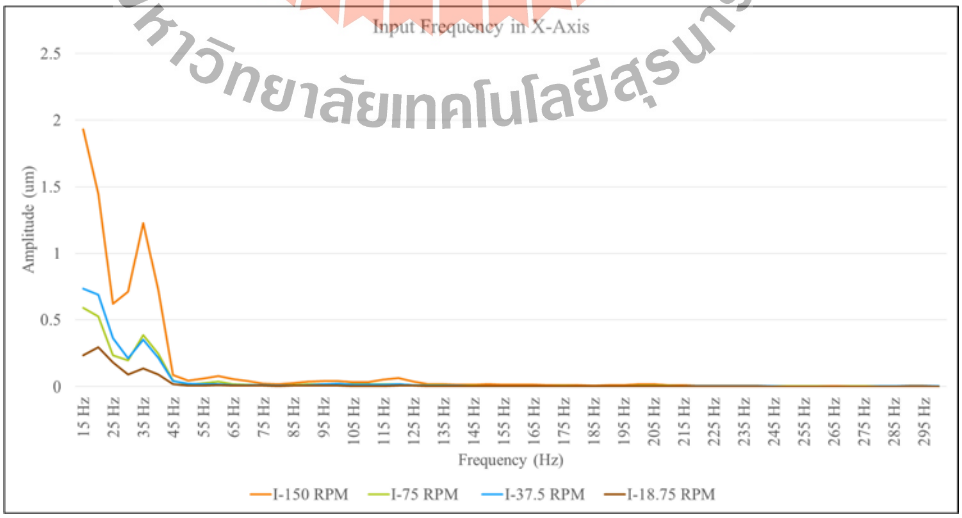
บทที่ 4
สรุปผลการวิจัย

4.1 ค่าการสั่นสะเทือนก่อนทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน

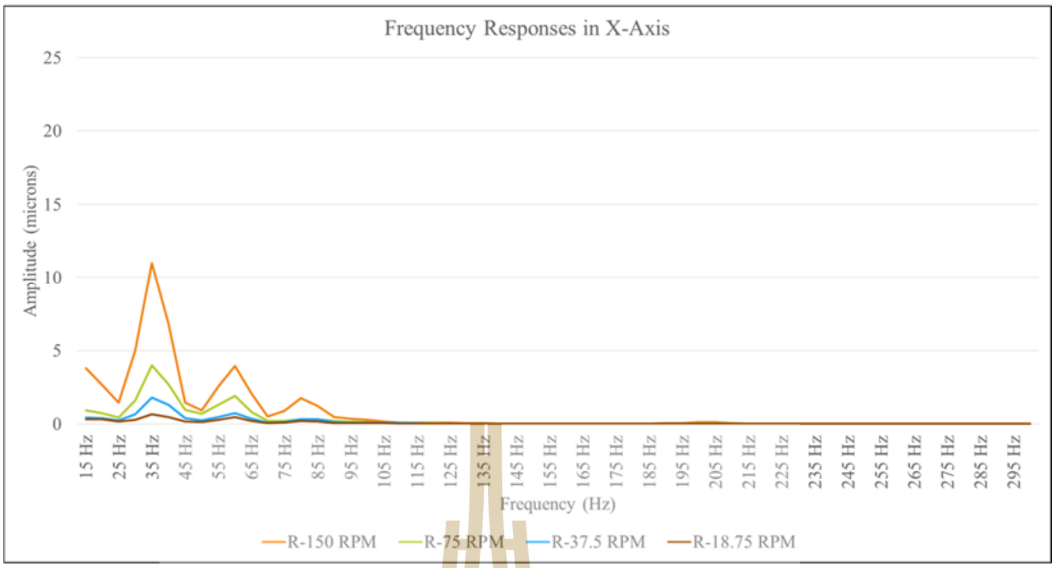
การวัดค่าการสั่นสะเทือนได้ทำการวัดตามตำแหน่งที่กล่าวไว้ในบทที่ 3 หัวข้อที่ 3.2 และช่วงของค่าความถี่ที่นำมาพิจารณาในที่นี้คือช่วงความถี่จาก 15-300 เฮิร์ตซ์ โดยที่ช่วงของความถี่ดังกล่าวเป็นช่วงการใช้งานที่มีผลต่อการสั่นไหวของเครื่องจักร และช่วงความถี่ตั้งแต่ 0-15 เฮิร์ตซ์ไม่ถูกนำมาพิจารณาเนื่องจากเป็นช่วงที่เครื่องมือวัดไม่สามารถวัดค่าได้หรือที่เรียกว่า “กกก Slope” ซึ่งผลที่ได้จากการวัดในแต่ละแกนมีดังนี้

4.1.1) การสั่นสะเทือนในแกน X

ค่าการสั่นสะเทือนในแกน X ที่ได้จากการวัดที่ฐานของชุดจับยึดกล้องดังแสดงในภาพที่ 4.1 มีค่าแอมพลิจูดของการสั่นสูงสุดอยู่ที่ความถี่ 35 เฮิร์ตซ์ ของทุกความเร็วรอบด้วยขนาดของแอมพลิจูดเท่ากับ 0.14, 0.35, 0.39 และ 1.23 ไมโครเมตร ที่ความเร็วรอบ 18.75, 37.50, 75.00 และ 150.00 รอบต่อนาที ตามลำดับ ในขณะที่การตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนของกล้องมีค่าแอมพลิจูดของการสั่นสูงสุดอยู่ที่ความถี่ 35 เฮิร์ตซ์ เช่นกัน แต่ในทางกลับกันขนาดของแอมพลิจูดกลับมีค่าเพิ่มขึ้นเป็น 0.65, 1.80, 4.00 และ 10.96 ไมโครเมตร ที่ความเร็วรอบเดียวกัน ดังแสดงในภาพที่ 4.2



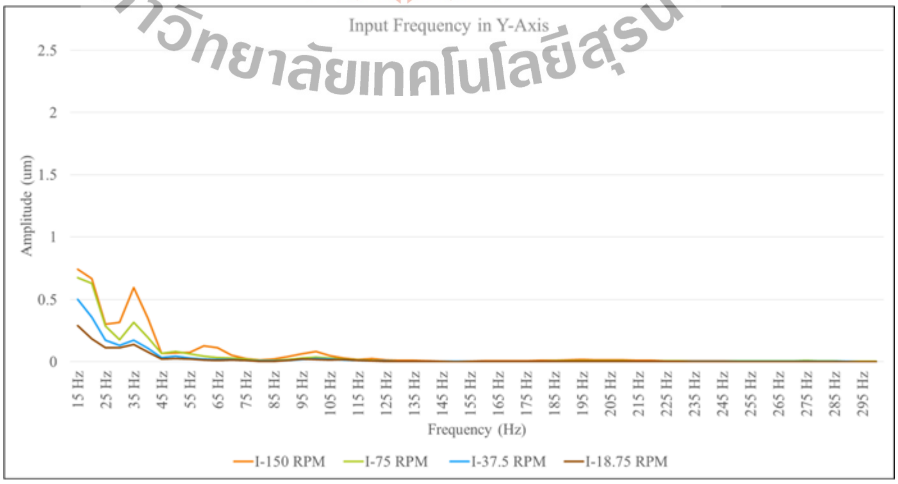
รูปที่ 4.1 แสดงการส่งผ่านการสั่นสะเทือนจากชุดต้นกำลังในแกน X



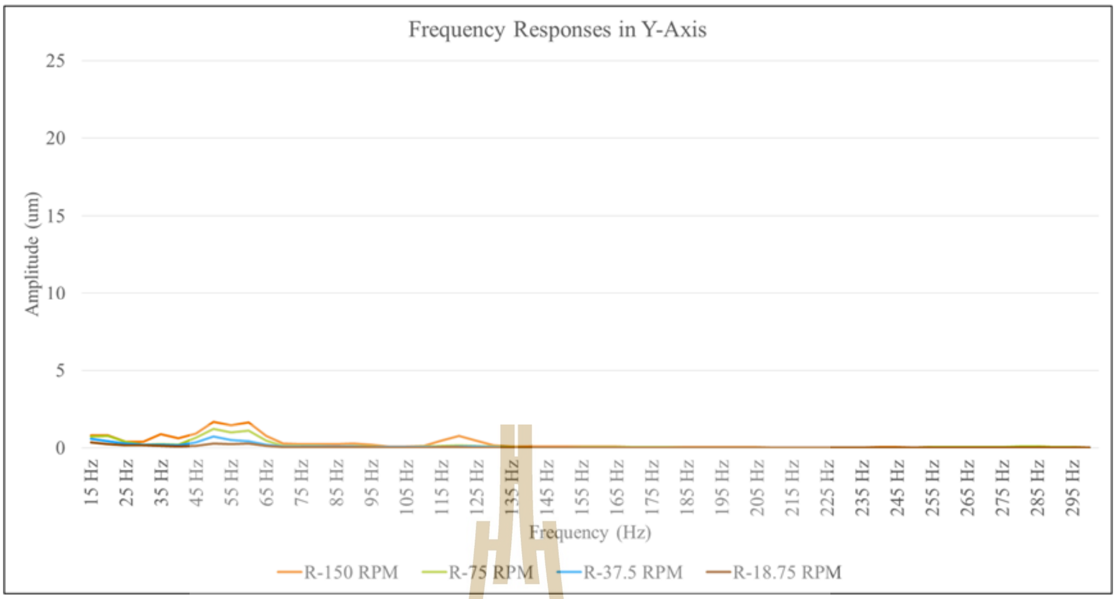
รูปที่ 4.2 แสดงการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนในแกน X

4.1.2) การสั่นสะเทือนในแกน Y

ค่าการสั่นสะเทือนในแกน Y ที่ได้จากการวัดที่ฐานเพื่อวัดค่าการส่งผ่านการสั่นสะเทือนมีค่าแอมพลิจูดของการสั่นสูงสุดอยู่ที่ความถี่ 35 เฮิร์ตซ์ ดังแสดงในภาพที่ 4.3 ด้วยขนาดของแอมพลิจูดที่ 0.14, 0.18, 0.32 และ 0.60 ไมโครเมตร ตามลำดับของการปรับความเร็วรอบของชุดเซอร์โวมอเตอร์จาก 18.75, 37.50, 75.00 และ 150.00 รอบต่อนาที ตามลำดับ แต่ในทางกลับกัน การตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนของชุดจับยึดกล้องมีค่าแอมพลิจูดของการสั่นสูงสุดที่ความถี่ 50 เฮิร์ตซ์ ดังแสดงในภาพที่ 4.4 ด้วยขนาดของแอลพลิจูดที่ 0.27, 0.75, 1.23 และ 1.46 ไมโครเมตร ตามลำดับ ที่ความเร็วรอบเดียวกัน



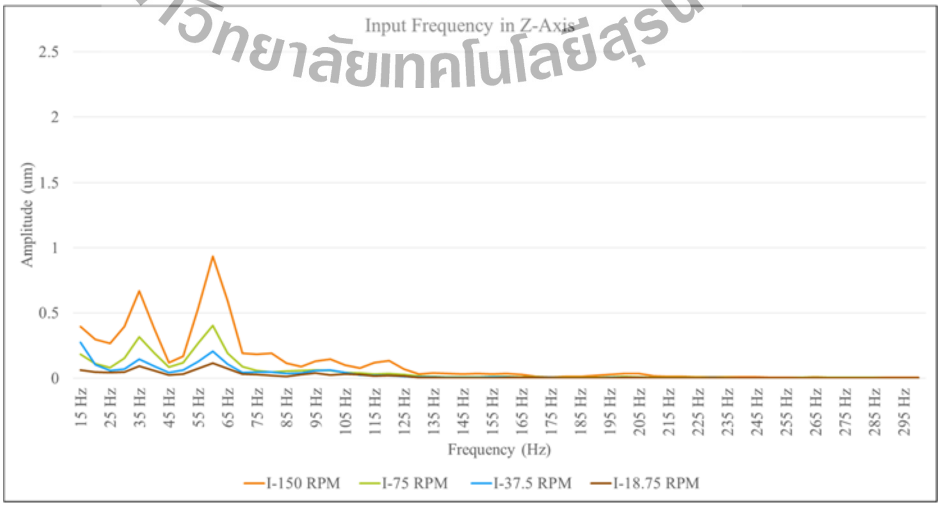
รูปที่ 4.3 แสดงการส่งผ่านการสั่นสะเทือนจากชุดต้นกำลังในแกน Y



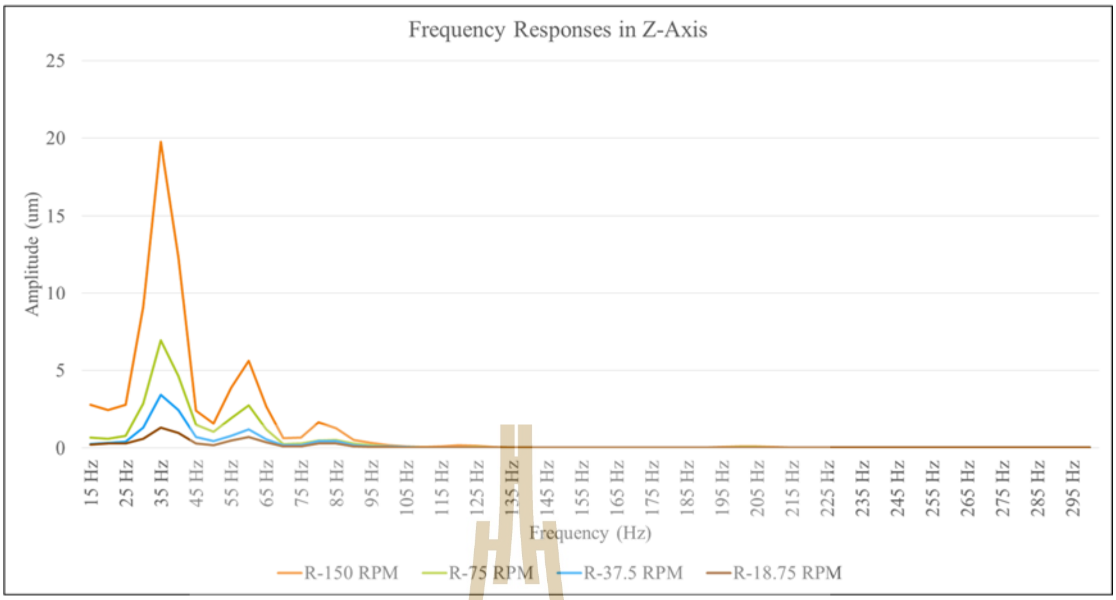
รูปที่ 4.4 แสดงการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนในแกน Y

4.1.3) การสั่นสะเทือนในแกน Z

ค่าการส่งผ่านการสั่นสะเทือนของแกน Z มีขนาดของแอมพลิจูดการสั่นสูงสุดอยู่ที่ 0.12, 0.21, 0.40 และ 0.93 ไมโครเมตร เกิดขึ้นที่ความถี่ 60 เฮิร์ตซ์ ดังแสดงในภาพที่ 4.5 ที่ความเร็วรอบ 18.75, 37.50, 75.00 และ 150 รอบต่อนาที ตามลำดับ แต่ในทางกลับกันค่าแอลพลิจูดสูงสุดของการตอบสนองต่อความถี่ที่ความเร็วรอบเดียวกันเกิดขึ้นที่ความถี่ 35 เฮิร์ตซ์ ดังแสดงในภาพที่ 4.6 ซึ่งมีขนาดของแอมพลิจูดเท่ากับ 1.31, 3.41, 6.95 และ 19.77 ไมโครเมตร ตามลำดับ ซึ่งมีค่ามากที่สุดในการวัดค่าการตอบสนองต่อความถี่ของทุกแกน



รูปที่ 4.5 แสดงการส่งผ่านการสั่นสะเทือนจากชุดต้นกำลังในแกน Z



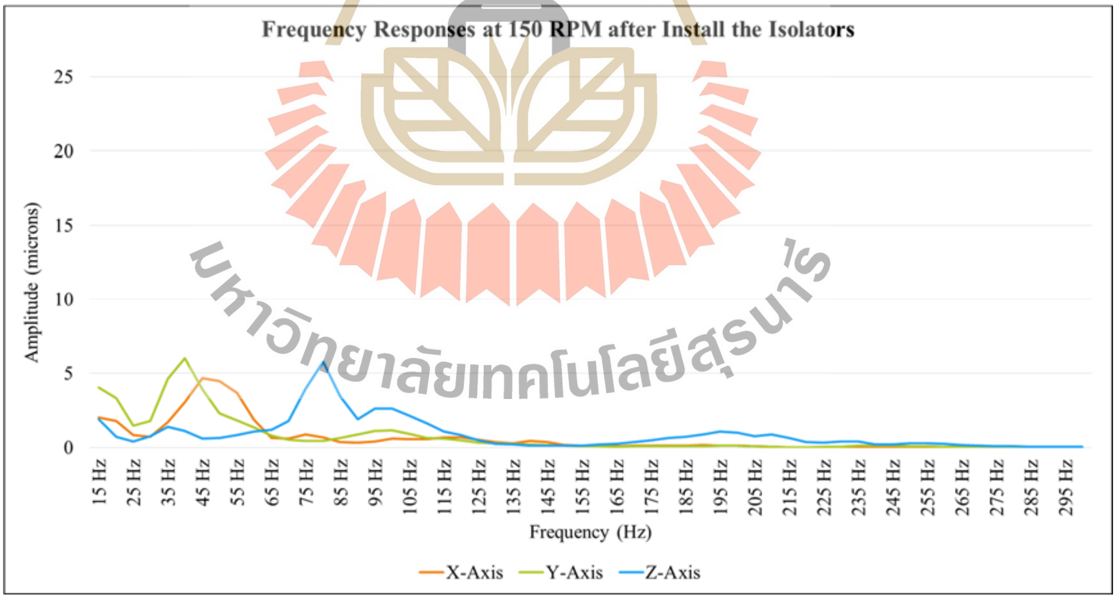
รูปที่ 4.6 แสดงการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนในแกน Z

4.2 การเลือกอุปกรณ์ลดการสะเทือน

จากค่าแอมพลิจูดของการสั่นสะเทือนของกล้องที่ยอมรับได้อยู่ที่ 5-10 ไมโครเมตร ตามที่ได้กล่าวไว้ในหัวข้อที่ 3.2 บทที่ 3 และเนื่องจากการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นจริงตามที่ได้กล่าวไว้ในหัวข้อที่ 4.1 มีค่าของการสั่นสะเทือนสูงสุดที่ความเร็วรอบ 150 รอบต่อนาที ด้วยแอมพลิจูดสูงสุดของการสั่นเท่ากับ 19.77 ไมโครเมตร ที่ความถี่ 35 เฮิร์ตซ์ ดังนั้นการเลือกอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนเพื่อให้ค่าแอมพลิจูดของการสั่นอยู่ในช่วงที่ต้องการ จำเป็นต้องลดค่าแอมพลิจูดจาก 19.77 ไมโครเมตร ที่ความถี่ 35 เฮิร์ตซ์ ให้มีค่าแอมพลิจูดไม่เกิน 5-10 ไมโครเมตร หรือมีค่าความสามารถในการส่งผ่านประมาณ 25-50% ของการส่งผ่านการสั่นสะเทือนจากอุปกรณ์ต้นกำลังไปยังชุดจับยึดกล้อง แต่ในทางกลับกันทางผู้ผลิตอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนนั้นมีอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนที่อนุญาตให้มีการส่งผ่านการสั่นสะเทือนที่ 5%, 10% และ 15% ตามลำดับ ดังนั้นในการออกแบบเครื่องตรวจสอบชิ้นงานนี้จึงได้เลือกอุปกรณ์ที่มีค่าการส่งผ่านการสั่นสะเทือนที่ 15% ที่ความถี่ 35 เฮิร์ตซ์ โดยที่น้ำหนักหรือภาระที่กระทำบนฐานเครื่องจักรอยู่ที่ 74 กิโลกรัม และ 15 กิโลกรัม บนฐานที่รับรองอุปกรณ์ต้นกำลังและชุดจับยึดกล้องตามลำดับ

4.3 ค่าการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนหลังจากทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน

การวัดค่าการตอบสนองการสั่นสะเทือนของเครื่องได้ทำการวัดค่าการสั่นสะเทือนที่กล้องที่ความเร็วรอบ 150 รอบต่อนาที ของชุดเซอร์โวมอเตอร์ เนื่องจากเป็นความเร็วรอบที่สามารถตรวจสอบชิ้นงานได้ตามที่ต้องการ ซึ่งค่าแอมพลิจูดของการสั่นสะเทือนที่ได้หลังจากการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนนั้นมีขนาดของการสั่นเท่ากับ 4.67, 6.00 และ 5.79 ไมโครเมตร ในแกน X, แกน Y และแกน Z ตามลำดับ ซึ่งค่าแอมพลิจูดสูงสุดที่กล่าวไปนั้นเกิดขึ้นที่ความถี่ 45 เฮิร์ตซ์, 40 เฮิร์ตซ์ และ 80 เฮิร์ตซ์ ในแต่ละแกนที่ได้กล่าวถึง ดังแสดงในภาพที่ 4.7 ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนของกล้องนั้นลดลงในทุกๆ แกนของการสั่นสะเทือน หลังจากที่ได้ทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน นอกจากนี้ค่าความถี่ของการสั่นสะเทือนมีการเปลี่ยนแปลงซึ่งเป็นผลมาจากการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน เนื่องจากในการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนนั้นไม่ได้เป็นเพียงการเพิ่มค่าตัวหน่วงเข้าไปในเครื่องจักรเพียงอย่างเดียวเท่านั้น แต่ยังเป็นการเพิ่มค่าความแข็งเข้าไปที่ฐานของเครื่องจักรด้วย ดังนั้นจึงส่งผลให้ค่าความถี่ธรรมชาติที่มีการเปลี่ยนแปลงเมื่อมีการเพิ่มมวลหรือน้ำหนักและค่าความแข็งของระบบ



รูปที่ 4.7 แสดงการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนที่ความเร็วรอบ 150 รอบต่อนาที ของชุดเซอร์โวมอเตอร์หลังจากที่ได้ทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน

4.4 ค่าความสามารถในการส่งผ่านการสั่นสะเทือน (Vibration Transmissibility)

หลังจากที่ได้ทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนแล้วนั้น ในการทดลองนี้ได้ทำการวัดค่าการส่งผ่านการสั่นสะเทือนของอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนแบบฉนวน (Vibration Isolator) ซึ่งได้ทำการวัดค่าความถี่ที่เกิดขึ้นในขณะที่เครื่องจักรทำงานในแต่ละความเร็วรอบที่ชุดจับยึดกล้องเพื่อทำการเปรียบเทียบค่าการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนก่อนและหลังจากติดตั้งอุปกรณ์แยกการสั่นสะเทือน ซึ่งค่าที่ได้ออกมานั้นได้นำมาแสดงผลในตารางที่ 4.1

จากตารางที่ 4.1 จะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพในการทำงานของอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนนั้นสามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพในแกน X และแกน Z เนื่องจากในขั้นตอนการเลือกอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนนั้นได้ทำการเลือกโดยอ้างอิงจากค่าแอมพลิจูดที่มีค่ามากกว่า 10 ไมโครเมตร ซึ่งค่าดังกล่าวได้เกิดขึ้นเฉพาะในแกน X และแกน Z ดังนั้นส่งผลให้เกิดการขยายการสั่นสะเทือนแกน Y ซึ่งผลการทดลองครั้งนี้สอดคล้องกับหลักการของความสามารถในการส่งผ่านการสั่นสะเทือนที่ได้กล่าวไว้ในบทที่ 2 หัวข้อที่ 2.10 ซึ่งจะเห็นได้ว่าการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนนั้น มี 2 ย่านของความถี่ที่เกิดขึ้นคือ เมื่อค่าอัตราส่วนของความถี่ระหว่างความถี่ในระบบที่เกิดขึ้นแล้วความถี่ธรรมชาติของระบบ มีค่าน้อยกว่า $\sqrt{2}$ นั้นจะเกิดการขยายแอมพลิจูดของการสั่นสะเทือน แต่ในทางกลับกันหากค่าอัตราส่วนของความถี่นั้นมีค่ามากกว่า $\sqrt{2}$ ฉนวนป้องกันการสั่นสะเทือนจะทำงานได้ดีหรือเกิดช่วงการแยกการสั่นสะเทือนขึ้น และเนื่องจากเครื่องตรวจสอบชิ้นงานที่ได้ทำการพัฒนาขึ้นนี้ต้องตรวจสอบชิ้นงานให้ได้ 3,600 ชิ้นต่อชั่วโมง ดังนั้นจึงทำให้ความเร็วรอบของเซอร์โวมอเตอร์มีค่าเท่ากับ 150 รอบต่อนาที ซึ่งความเร็วรอบดังกล่าวอยู่ในช่วงการแยกการสั่น (Vibartion Isolation Region) ของแกน X และแกน Z ตามหลักการของความสามารถในการส่งผ่านการสั่นสะเทือน ทั้งนี้จึงสามารถสรุปได้ว่าการสั่นสะเทือนในความเร็วรอบที่เกิดขึ้นนี้เป็นค่าที่ยอมรับได้

ตารางที่ 4.1 การลดลงของแอลพลิจูดในแต่ละความเร็วรอบที่ความถี่ 35 เฮิร์ตซ์

ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)		18.75	37.50	75.00	150.00
ก่อนติดตั้งอุปกรณ์แยกการสั่นสะเทือน (ไมโครเมตร)	แกน X	0.653	1.803	3.999	10.965
	แกน Y	0.141	0.215	0.229	0.883
	แกน Z	1.306	3.412	6.950	19.770
หลังติดตั้งอุปกรณ์แยกการสั่นสะเทือน (ไมโครเมตร)	แกน X	4.635	0.264	1.574	1.710
	แกน Y	0.482	0.889	1.086	4.635
	แกน Z	0.143	0.208	0.515	1.390
การลดลงของการสั่นสะเทือน (เปอร์เซ็นต์)	แกน X	-609.58%	85.34%	60.64%	84.40%
	แกน Y	-241.98%	-313.05%	-374.24%	-424.81%
	แกน Z	89.06%	93.89%	92.59%	92.97%

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

4.5 การวิเคราะห์ค่าทางสถิติของขนาดรูอ้างอิงบนชิ้นงาน

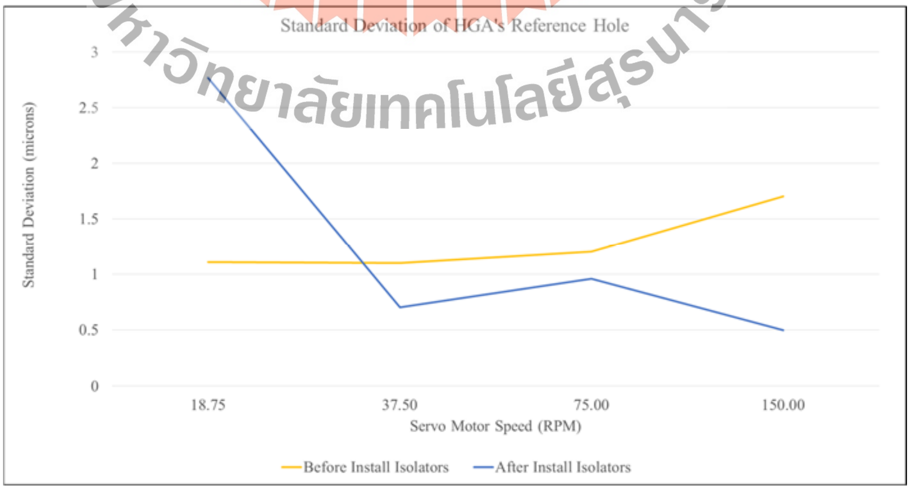
จากผลการทดลองทั้ง 2 ครั้ง ระหว่างก่อนและหลังจากทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน พบว่า ในขั้นตอนก่อนการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนค่าเฉลี่ยของการวัดในแต่ละความเร็วรอบมีค่าใกล้เคียงกันที่เส้นผ่านศูนย์กลางของรูอ้างอิงประมาณ 82 ไมโครเมตร ซึ่งค่าเส้นผ่านศูนย์กลางที่วัดได้นี้มีช่วงอยู่ในค่าพิกัดความเผื่อของรูอ้างอิงที่ได้จากผู้ผลิตชิ้นส่วนหัวอ่านเขียนในฮาร์ดดิสก์ไดร์ว แต่ในทางกลับกันเมื่อเพิ่มความเร็วรอบของชุดเซอร์โวมอเตอร์ขึ้นตามลำดับ กลับพบว่าค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานของการวัดค่าเส้นผ่านศูนย์กลางนั้นมีค่าเพิ่มอย่างต่อเนื่องจาก 1.10 ไมโครเมตรไปจนถึง 1.70 ไมโครเมตร ดังแสดงในตารางที่ 4.2 ซึ่งจากผลการทดลองครั้งที่ 1 สามารถสรุปได้ว่าการวัดค่าขนาดของรูอ้างอิงบนชิ้นงานนั้นมีความคลาดเคลื่อนมากขึ้นและความเที่ยงในการวัดมีค่าลดลงเมื่อเพิ่มความเร็วรอบของชุดเซอร์โวมอเตอร์ ซึ่งผลการทดลองนี้มีความสอดคล้องกับค่าการตอบสนองต่การสั่นสะเทือนของกล้องที่ใช้ในการถ่ายภาพ ดังกล่าวไว้ในหัวข้อที่ 4.1

ตารางที่ 4.2 ผลการวิเคราะห์ทางสถิติของค่าขนาดของรูอ้างอิงบนชิ้นงานก่อนและหลังจากทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน

ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	ก่อนติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน				หลังติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน			
	18.75	37.50	75.00	150.00	18.75	37.50	75.00	150.00
ค่าเฉลี่ย (ไมโครเมตร)	82.76	82.67	82.48	82.47	80.99	81.32	81.48	80.23
ค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน (ไมโครเมตร)	1.11	1.10	1.20	1.70	2.77	0.70	0.96	0.50
เส้นผ่านศูนย์กลางโตสุด (ไมโครเมตร)	83.88	83.88	84.49	85.63	82.60	82.60	83.51	81.84
เส้นผ่านศูนย์กลางเล็กสุด (ไมโครเมตร)	81.06	81.06	80.83	80.46	68.19	80.00	80.00	79.44
พิสัย (ไมโครเมตร)	2.82	2.82	3.66	5.17	14.41	2.60	3.51	2.40

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

จากผลการวัดค่าขนาดของรูอ้างอิงบนชิ้นงานหลังจากทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน ดังแสดงในตารางที่ 4.2 พบว่าค่าเฉลี่ยของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางรูอ้างอิงบนชิ้นงานในแต่ละความเร็วรอบมีค่า 80.99, 81.32, 81.48 และ 80.23 ไมโครเมตร ตามลำดับ ซึ่งค่าที่ได้จากการทดลองครั้งที่ 2 นี้ มีค่าใกล้เคียงกับค่าขนาดของรูอ้างอิงบนชิ้นงานที่ได้จากผู้ผลิตมากกว่าค่าที่ได้จากการทดลองครั้งที่ 1 และนอกจากค่าที่ได้จากการวัดในการทดลองครั้งที่ 2 ยังมีค่าอยู่ในช่วงของค่าพิกัดความเผื่อของรูอ้างอิง ทั้งนี้ในค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานของรูอ้างอิงที่ได้จากการทดลองหลังจากการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนดังแสดงในตารางที่ 4.2 มีค่าลดลงจาก 2.77 ไมโครเมตรไปจนถึง 0.50 ไมโครเมตร ในแต่ละความเร็วรอบ ซึ่งจากผลการทดลองสามารถสรุปได้ว่า ค่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรูอ้างอิงบนชิ้นงานมีค่าน้อยกว่าผลการทดลองก่อนทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน แต่ยังมีค่าขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางของรูอ้างอิงบนชิ้นงานในความเร็วรอบของชุดเซอร์โวมอเตอร์ที่ 18.75 รอบต่อนาที ซึ่งมีค่ามากกว่าผลการทดลองครั้งแรกในทำนองเดียวกันค่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ความเร็วรอบนี้มีความสอดคล้องกับผลการทดลองในหัวข้อที่ 4.4 ซึ่งจะเห็นได้ว่าความสามารถในการส่งผ่านการสั่นสะเทือนที่ความเร็วรอบดังกล่าวอยู่ในย่านการขยายแอมพลิจูดของการสั่นสะเทือน ซึ่งจากหลักการดังกล่าวทำให้ค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางรูอ้างอิงบนชิ้นงานมีค่าสูงขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลองครั้งแรกดังแสดงในรูปที่ 4.8 และนอกจากนี้การกระจายตัวของข้อมูลที่ได้จากการวัดทั้งสองครั้งพบว่าการกระจายตัวของมูลนั้นเป็นการกระจายตัวแบบปกติ (Normal Distribution) ซึ่งสังเกตได้จากค่า p-Value ของการทดลองครั้งที่พบว่ามีค่าอยู่ที่ 0.13 และในทำนองเดียวกันพบว่าค่า p-Value ของการทดลองครั้งที่สองมีค่าเท่ากับ 0.11



รูปที่ 4.8 แสดงการเปรียบเทียบค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานก่อนและหลังทำการติดตตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

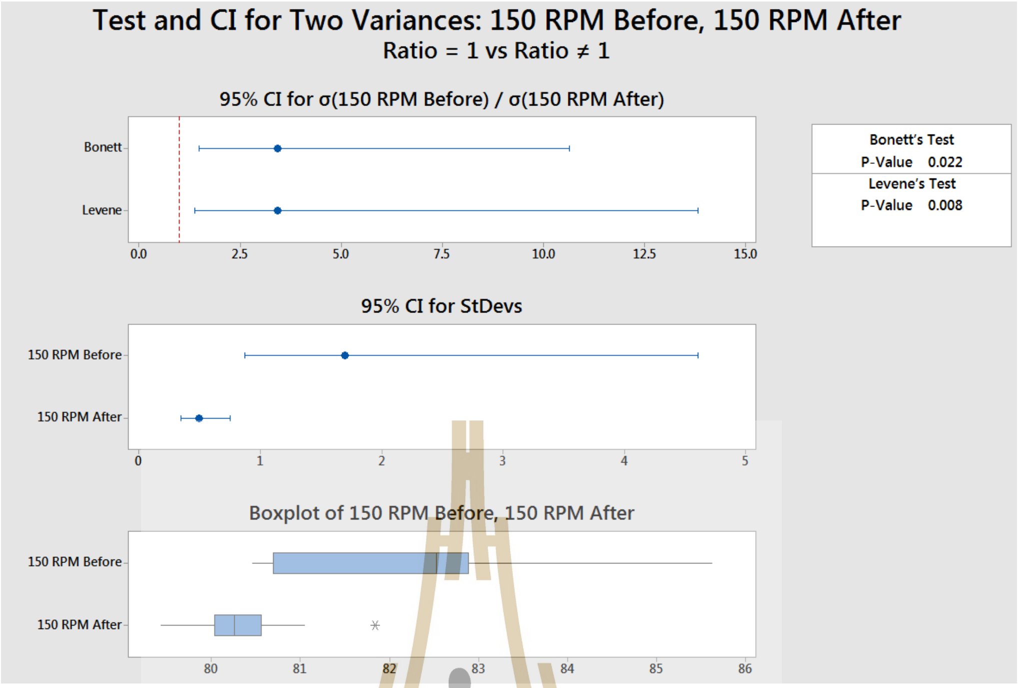
นอกจากนี้เมื่อทำการวิเคราะห์ค่าเฉลี่ยของค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเส้นผ่านศูนย์กลางรูอ้างอิงบนชิ้นงานที่ระดับความเชื่อมั่น 95% โดยหลักการวิเคราะห์ค่าเฉลี่ยของ 2 ตัวแปรแบบ t-test ในทางสถิติ ด้วยสมมติฐาน ดังต่อไปนี้

- $H_0 : \mu_1 = \mu_2$ หมายถึง ค่าที่ได้จากผลการทดลองก่อนและหลังจากทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนมีค่าไม่แตกต่างกัน
- $H_1 : \mu_1 \neq \mu_2$ หมายถึง ค่าที่ได้จากผลการทดลองก่อนและหลังจากทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนมีค่าแตกต่างกัน

ซึ่งจากการวิเคราะห์ด้วยหลักการดังกล่าวสามารถสรุปได้ดังแสดงในตารางที่ 4.3 และภาพที่ 4.9 ซึ่งจากภาพดังกล่าวจะเห็นได้ว่าข้อมูลทั้งสองข้อมูลนั้นมีความแตกต่างกันอย่างสิ้นเชิงที่ระดับนัยสำคัญเท่ากับ 0.05 และจากผลการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนสามารถสรุปได้ว่าเครื่องจักรมีความสามารถในการตรวจชิ้นงานมากขึ้น ซึ่งสามารถสังเกตได้จากค่าความแปรปรวนมีช่วงแคบและค่าเฉลี่ยเข้าใกล้ค่าจริงของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางรูอ้างอิงมากขึ้น ในทำนองเดียวกันนั้นสามารถตีความหมายจากค่าความแปรปรวนและค่าเฉลี่ยได้ว่า หลังจากที่ได้มีการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนแล้วเครื่องมีความแม่นยำและความเที่ยงมากขึ้น

ตารางที่ 4.3 ผลการวิเคราะห์ค่าเฉลี่ยของ 2 ตัวแปร ในทางสถิติแบบ t-test

ความเร็วรอบ (150 รอบต่อนาที)	ค่าเฉลี่ย (ไมโครเมตร)	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน (ไมโครเมตร)	ความแปรปรวน (ไมโครเมตร^2)	p-Value
ก่อนติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน	82.47	1.70	2.89	0.13
หลังติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน	80.23	0.50	0.25	0.11



รูปที่ 4.9 แสดงการทดสอบสมมติฐานทางสถิติของการวัดค่าเส้นผ่านศูนย์กลางของรูอ้างอิง

การเปรียบเทียบค่าความแตกต่างของการวัดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรูอ้างอิงบนชิ้นงานสามารถทำได้โดยการวิเคราะห์ค่าความแปรปรวนแบบทางเดียว (One-Way ANOVA) ซึ่งในที่นี้จะทำการเปรียบเทียบค่าขนาเส้นผ่านศูนย์กลางของรูอ้างอิงบนชิ้นงานที่ได้จากการวัดก่อนและหลังการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน ซึ่งในการเปรียบเทียบค่าการวัดครั้งแรกนั้นจะทำการเปรียบเทียบค่าการวัดในทุกความเร็วรอบของชุดเซอร์โวมอเตอร์ แต่สำหรับการเปรียบเทียบค่าที่ได้จากการวัดหลังจากติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนแล้วนั้นจะทำการเปรียบเทียบเฉพาะที่ความเร็วรอบ 37.50, 75.00 และ 150 รอบต่อนาที ตามลำดับ เท่านั้น เนื่องจากที่ความเร็วรอบ 18.75 รอบต่อนาที นั้นมีความแปรปรวนสูงซึ่งเป็นผลมาจากการทำงานของอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนในย่านขยายแอมพลิจูด ดังนั้นในการวิเคราะห์ค่าที่ได้จากการวัดหลังจากติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนจึงได้ทำการวิเคราะห์เฉพาะที่ความเร็วรอบดังที่ได้กล่าวไปทั้ง 3 ค่า

ในการเปรียบเทียบค่าที่ได้จากการวัดก่อนและหลังจากติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนนั้นมีสมมติดังแสดงต่อไปนี้

1. สมมติฐานของการวัดค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรูอ้างอิงที่ได้จากการทดลองก่อนติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน

- $H_0 : \mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = \mu_4$ หมายถึง ค่าที่ได้จากการวัดในแต่ละความเร็วรอบของชุดเซอร์โวมอเตอร์ไม่แตกต่างกัน

- $H_1 : \mu_i \neq \mu_j$ อย่างน้อย 1 คู่ หมายถึง ค่าได้จากการวัดมีค่าแตกต่างกันอย่างน้อย 1 คู่

2. สมมติฐานของการวัดค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรูอ้างอิงที่ได้จากการทดลองหลังติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน

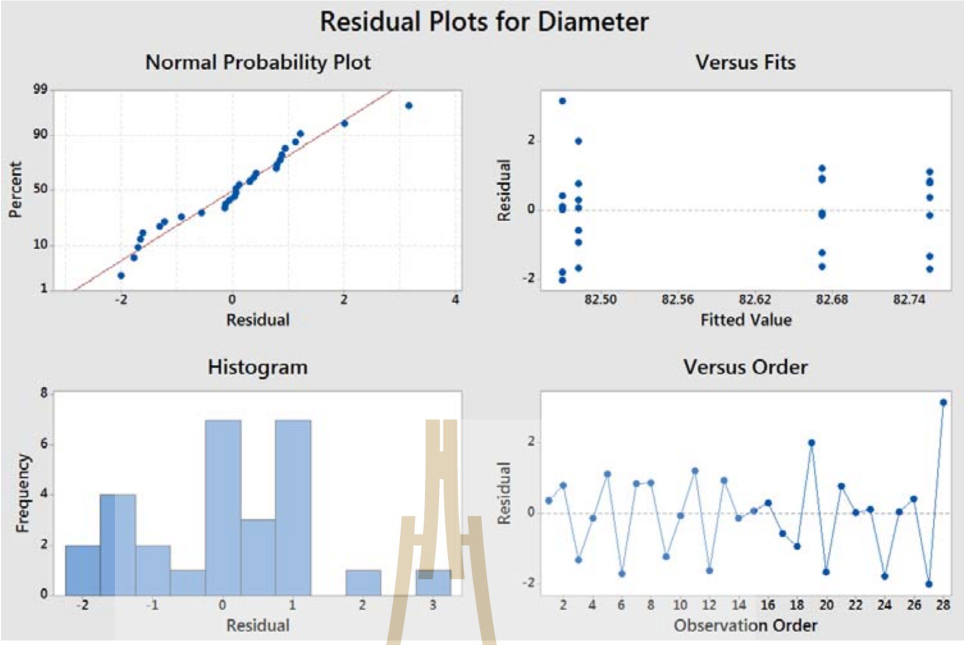
- $H_0 : \mu_1 = \mu_2 = \mu_3$ หมายถึง ค่าที่ได้จากการวัดในแต่ละความเร็วของชุดเซอร์โวมอเตอร์ไม่แตกต่างกัน
- $H_1 : \mu_i \neq \mu_j$ อย่างน้อย 1 คู่ หมายถึง ค่าได้จากการวัดมีค่าแตกต่างกันอย่างน้อย 1 คู่

ซึ่งจากผลการวิเคราะห์ทางสถิติพบว่าผลที่ได้จากการวัดค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรูอ้างอิงบนชิ้นงานก่อนทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนไม่แตกต่างกันที่ระดับนัยสำคัญเท่ากับ 0.05 ดังแสดงในภาพที่ 4.10 และภาพที่ 4.11 และนอกจากนี้ยังสามารถสรุปได้อีกว่าการวัดค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรูอ้างอิงบนชิ้นงานในแต่ละความเร็วรอบของชุดเซอร์โวมอเตอร์นั้นไม่แตกต่างกัน หรือสามารถสรุปได้อีกว่าไม่ว่าจะปรับความเร็วรอบให้มากขึ้นเพื่อให้เครื่องจักรสามารถตรวจสอบชิ้นงานได้ตามที่ต้องการ แต่ผลที่ได้จากการตรวจสอบนั้นก็จะมีค่าเท่ากันในแต่ละความเร็วรอบของชุดเซอร์โวมอเตอร์

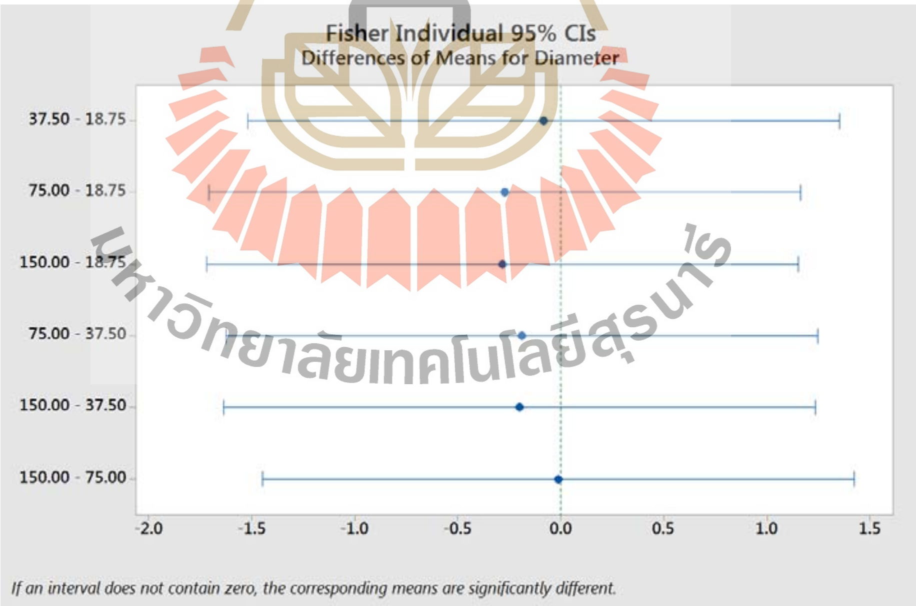
ตารางที่ 4.3 ผลการวิเคราะห์ค่าความแปรปรวนแบบทางเดียว

ก่อนทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน					
Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
ความเร็วรอบ	3	0.42	0.14	0.08	0.97
Error	24	40.61	1.69		
Total	27	41.03			
Model Summary					
S	R-sq	R-sq (adj)	R-sq (pred)		
1.30	1.02%	0.00%	0.00%		
หลังจากทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน					
Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
ความเร็วรอบ	2	25.07	12.54	22.80	0.00
Error	87	47.83	0.55		
Total	89	72.90			
Model Summary					
S	R-sq	R-sq (adj)	R-sq (pred)		
0.74	34.39%	32.88%	29.78%		

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

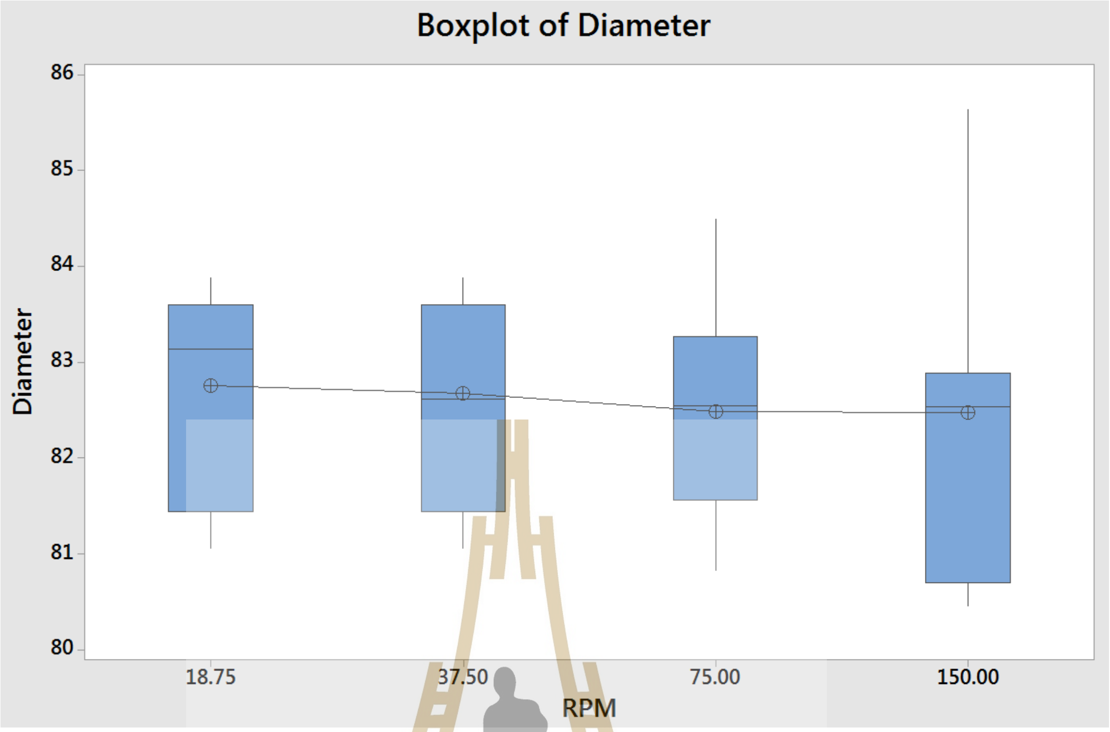


รูปที่ 4.10 แสดงค่า Residual Plots ของเส้นผ่านศูนย์กลางที่ได้จากการวัดก่อนทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน



รูปที่ 4.11 แสดงการเปรียบเทียบค่าความแตกต่างแบบ Fisher ที่ระดับความเชื่อมั่น 95% ในแต่ละความเร็วรอบ ก่อนทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน

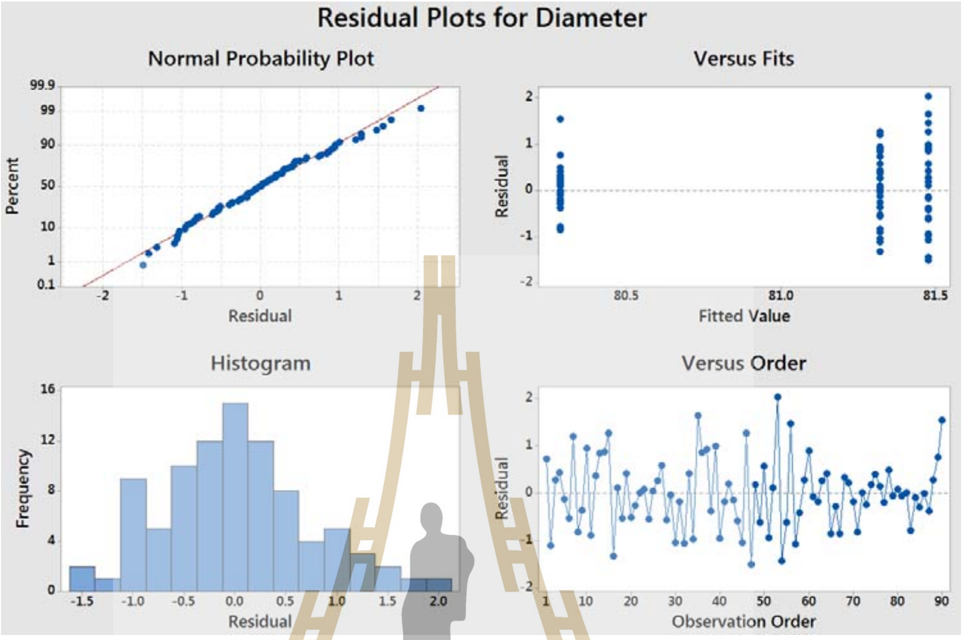
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



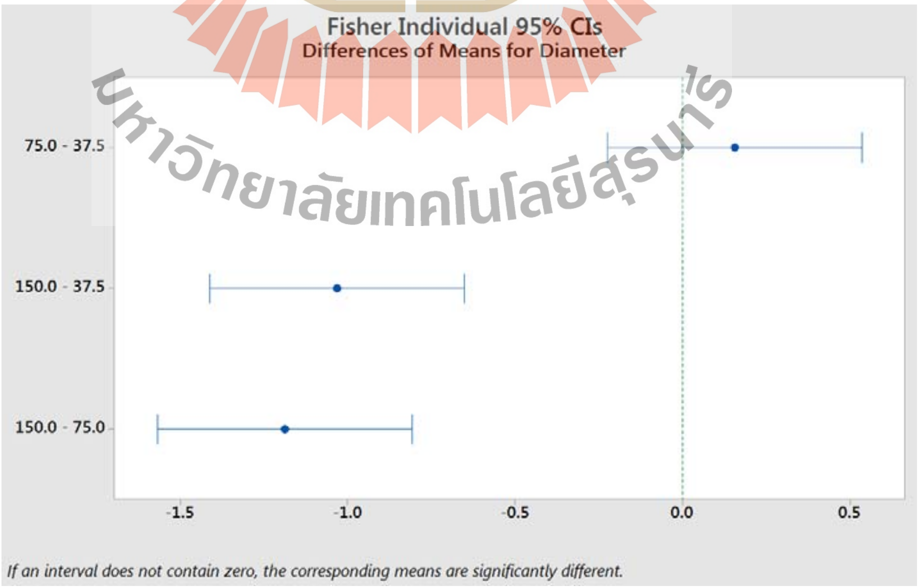
รูปที่ 4.11 แสดง Boxplots ของค่าที่ได้จากการวัดก่อนติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน

ในทางกลับกันกลับพบว่าค่าที่ได้จากการวัดหลังจากทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนนั้นมีความแตกต่างกันที่ความเร็วรอบ 37.50 รอบต่อนาที กับ 150.00 รอบต่อนาที และ 75.00 รอบต่อนาที กับ 150.00 รอบต่อนาที ดังแสดงในรูปที่ 4.12 และ 4.13 ซึ่งในที่นี้สามารถสรุปได้ว่าค่าที่ได้จากการวัดที่ความเร็วรอบ 150 รอบต่อนาที มีความแตกต่างกับค่าที่ได้จากการวัดที่ความเร็วรอบ 37.50 รอบต่อนาทีและ 75.00 รอบต่อนาที ที่ระดับนัยสำคัญเท่ากับ 0.05 หรือสามารถสรุปได้ว่าการตรวจสอบชิ้นงานของเครื่องตรวจสอบชิ้นงานหัวอ่านเขียนฮาร์ดดิสก์ไดร์วที่ความเร็วรอบ 150.00 รอบต่อนาทีของชุดเซอร์โวมอเตอร์ มีความแม่นยำและความเที่ยงมากกว่าการตรวจสอบชิ้นงานที่ความเร็วรอบ 37.50 รอบต่อนาทีกับ 75.00 รอบต่อนาที ตามลำดับ ดังแสดงในภาพที่ 4.14 และจากภาพที่ 4.12 สามารถสรุปได้เพิ่มเติมว่าการกระจายตัวของขนาดเส้นผ่านศูนย์กางที่ได้จากการวัดหลังจากการทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนมีการกระจากตัวเป็นแบบปกติมากกว่าข้อมูลการวัดก่อนทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน ซึ่งผลที่ได้จากการวิเคราะห์สถิติครั้งนี้มีความสอดคล้องกับผลที่ได้จากการวัดค่าการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนของกล้องที่ใช้ในการตรวจสอบชิ้นงาน และจากผลทางสถิติทั้งหมดที่ได้กล่าวไปนั้นสามารถยืนยันได้ว่าเครื่องตรวจสอบชิ้นงานหัวอ่านเขียนฮาร์ดดิสก์ไดร์วหลังจากที่ได้ทำติดตั้งอุปกรณ์ลดการ

สั่นสะเทือนนั้นสามารถตรวจสอบชิ้นงานได้ 3,600 ชิ้นต่อชั่วโมง ที่ความเร็วรอบ 150.00 รอบต่อนาทีของชุดเซอร์โวมอเตอร์

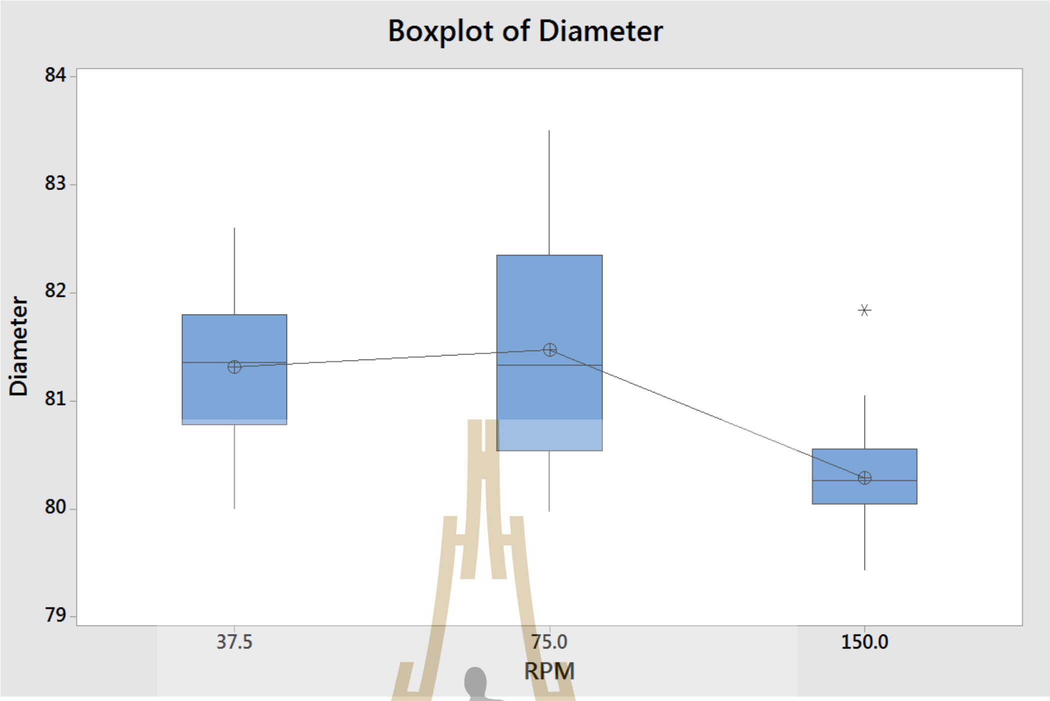


รูปที่ 4.13 แสดงค่า Residual Plots ของเส้นผ่านศูนย์กลางที่ได้จากการวัดหลังจากทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน



รูปที่ 4.14 แสดงการเปรียบเทียบค่าความแตกต่างแบบ Fisher ที่ระดับความเชื่อมั่น 95% ในแต่ละความเร็วรอบ หลังจากทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 4.15 แสดง Boxplots ของค่าที่ได้จากการวัดหลังติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

บทที่ 5
อภิปรายผลการวิจัย และข้อเสนอแนะ

5.1 อภิปรายผลการวิจัย

จากผลการทดลองในบทที่ 4 ซึ่งเป็นผลการทดลองก่อนและหลังจากทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน พบว่าการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนมีค่าลดลงในทุกความเร็วของชุดเซอร์โวมอเตอร์เฉพาะแกน X และแกน Z แต่ในทางกลับกันค่าการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนในแกน Y มีค่าเพิ่มขึ้น ทั้งนี้ปรากฏการณ์ดังกล่าวสามารถอธิบายได้โดยหลักความสามารถในการส่งผ่านค่าการสั่นสะเทือน ซึ่งมีย่านการทำงาน 2 ย่าน ได้แก่ ย่านขยายการสั่น กับ ย่านแยกการสั่น และเมื่อทำการวิเคราะห์ค่าทางสถิติเพื่อทำการเปรียบเทียบค่าสั่นสะเทือนของความเร็วรอบตั้งแต่ 37.50, 75.00 และ 150.00 รอบต่อนาที กลับพบว่าการสั่นสะเทือนที่ 150.00 รอบต่อนาที มีความแตกต่างจากการสั่นสะเทือนที่ความเร็วรอบ 37.50 และ 75.00 รอบต่อนาที ที่ระดับความเชื่อมั่น 95% ตามลำดับ หรือสามารถสรุปได้ว่าความเร็วรอบของชุดเซอร์โวมอเตอร์ที่ 150.00 รอบต่อนาทีคือความเร็วรอบที่เหมาะสมที่สุดสำหรับการตรวจสอบชิ้นงาน 3,600 ชิ้นต่อชั่วโมง นอกจากนี้หากทำการเปรียบเทียบระหว่างความเร็วรอบ 150.00 รอบต่อนาที ก่อนและหลังทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนด้วยหลักการทางสถิติ พบว่าการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนทำให้เครื่องจักรสามารถตรวจสอบชิ้นงานได้เร็วขึ้นพร้อมทั้งคุณภาพของภาพถ่ายที่ได้จากกล้องที่ใช้ตรวจสอบชิ้นงานยังมีความคมชัดสูง ซึ่งสามารถสังเกตได้จากค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานที่ลดลงจาก 1.70 ไมโครเมตร เหลือ 0.50 ไมโครเมตร หรือสามารถสรุปได้ว่าเครื่องตรวจสอบชิ้นงานหัวอ่านเขียนฮาร์ดดิสก์ไดร์วแบบอัตโนมัติความเร็วสูงมีความเที่ยงเพิ่มขึ้น 70.59% เมื่อเทียบกับผลที่ได้จากการตรวจสอบชิ้นงานก่อนทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน ซึ่งจากผลการวิจัยครั้งนี้สามารถสรุปได้ว่าเครื่องตรวจสอบชิ้นงานสามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพที่ความเร็วรอบของชุดเซอร์โวมอเตอร์ 150.00 รอบต่อนาที เพื่อตรวจสอบชิ้นงานให้ได้ 3,600 ชิ้นต่อโมง

5.2 ข้อเสนอแนะ

1. เพื่อเป็นการป้องกันการสั่นไหวในช่วงเริ่มต้นการทำงานของเครื่องจักรหรือในช่วงขยายย่านการสั่นสะเทือนของอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน ควรจะมีการเปลี่ยนจากกล้องปัจจุบันที่เป็นกล้องแบบระยะโฟกัสคงที่ให้เป็นระยะโฟกัสแบบอัตโนมัติ เพื่อชดเชยค่าสั่นสะเทือนในช่วง

ดังกล่าว แต่ในทางกลับกันก็จะทำให้ใช้เวลาในการประมวณผลภาพมากยิ่งขึ้นดังนั้นจึงต้องทำการศึกษาความเป็นไปได้ เพื่อเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องจักรมากยิ่งขึ้น

2. ในทำนองเดียวกันเพื่อเป็นการเลี่ยงปรากฏการณ์การสั่นพ้อง (Resonance) ในช่วงความถี่ต่ำหรือในช่วงเริ่มทำงานของเครื่องจักรดังที่กล่าวไว้ในบทที่ 4 ควรทำการออกแบบอุปกรณ์จับยึดกล้องซึ่งเป็นโครงสร้างที่ใช้รองรับกล้องให้มีความถี่ธรรมชาติสูงกว่าหรือต่ำกว่า 15-30% ของค่าความถี่ที่ใช้งานของอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนแบบฉนวน แต่มีข้อควรระวังหากมีการเพิ่มน้ำหนักหรือมวลเข้าไประบบมากเกินไป จะทำให้ประสิทธิภาพการทำงานของอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือนแบบฉนวนลดลง ดังนั้นหากต้องการเพิ่มความแข็งแรงให้โครงสร้างของอุปกรณ์ที่ใช้จับยึดกล้องมีอัตราส่วนระหว่างค่าความแข็ง (Stiffness) และค่ามวลของโครงสร้างมากกว่า 1 หรือมีอัตราส่วนที่เหมาะสมสำหรับการใช้งานกับช่วงความถี่ใช้งานในระบบ เพราะฉะนั้นจึงต้องทำการศึกษาเพื่อเป็นการป้องกันปรากฏการณ์ดังกล่างและในทำนองเดียวกันนั้นยังเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องให้มากยิ่งขึ้นด้วย

3. ควรมีการออกแบบวงจรชดเชยการสั่นสะเทือนที่อุปกรณ์ฐานปรับแกนของกล้องด้วยหลักการการ Camera Stabilizer เพื่อให้กล้องที่ใช้ในการถ่ายภาพสามารถชดเชยค่าการสั่นสะเทือนด้วยตัวเอง ด้วยวงจรควบคุมเพื่อชดเชยค่าสั่นสะเทือนที่สามารถปรับค่าได้อย่างสอดคล้องกับความเร็วรอบของชุดเซอร์โวมอเตอร์ ดังนั้นจึงต้องมีการศึกษา ค้นและวิจัยเพิ่มเติมต่อไปเพื่อเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องจักรให้ครอบคลุมในทุกค่าความเร็วรอบของชุดเซอร์โวมอเตอร์

4. เพื่อเป็นเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของอุปกรณ์ลดการสั่นสะเทือน ควรมีการออกแบบให้อุปกรณ์การสั่นสะเทือนสามารถปรับค่าตัวหน่วงและค่าความแข็งได้ด้วยตัวเอง ดังนั้นจึงต้องมีการศึกษาเพื่อออกแบบวงจรควบคุมให้มีช่วงการทำงานเพื่อลดความสามารถในการสั่งผ่านการสั่นสะเทือนได้อย่างมีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

รายการอ้างอิง

J.C. Golinval, M. Geradin, **"Punch Press Vibration Isolation: a Case History,"** European Journal of Mechanical and Environmental Engineering, vol. 44, no. 3, pp. 141-145, 1999.

Thanh Danh Le, Kyoung Kwan Ahn, **"Experimental investigation of a vibration isolation system using negative stiffness structure,"** International Journal of Mechanical Sciences, vol. 70, pp. 99-112, 2012.

Yan Wen-bing, Jiang Shao-zhong, Cai Yu-jun, Wen Li-zhi, Chen Yue, **"Experimental Study of Engine Mount System's Vibration Characteristics,"** Software Engineering, 2009. WCSE '09. WRI World Congress on, vol. 3, pp. 43-46, 2009.

Zhixing Li, Shijian Zhu, Jingjun Lou, Simi Tang, **"Simulation on performance of rubber isolator based on ANSYS,"** Mechanic Automation and Control Engineering (MACE), 2011 Second International Conference on, pp. 1608-1611, 2011.

Long Cui, Hai Huang, Ze Zhang, Haiqiang Wang, **"Six degree-of-freedom hydraulic Hexapod platform for large-amplitude vibration isolation,"** in Control, Automation and Systems (ICCAS), 2011 11th International Conference on, 2011.

กนก ลิ้มสมุทรเพชร, จักร จันทลักขณา, **"การจำลองพลศาสตร์โครงสร้างทางกลด้วยแบบจำลองโมดัลเพื่อการทำนายและควบคุม,"** ใน การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 17, ปราจีนบุรี, 2002.

เจิมธง ปรารถนารักษ์, จิระพล ศรีเสริฐผล, **"การปรับค่าความแข็งสปริงของตัวดูดซับการสั่นแบบคานมวลคู่เพื่อลดการสั่นของคาน,"** ใน การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 20, นครราชสีมา, 2006.

จิระพล ศรีเสริฐผล, พีระยุทธ หวังรักไพบูลย์, สุเมธี ถี่สูงเนิน, **"การศึกษาและวิเคราะห์การสั่น ของหุ่นยนต์ที่มีพื้นที่ในการทำงานแบบรูปสี่เหลี่ยม,"** ใน การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 22, มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต, 2008.

จิระพล ศรีเสริฐผล, สุเมธี ถีสูงเนิน, พีระยุทธ หวังรักไพบูลย์, **"การศึกษาและวิเคราะห์การสั่นของอุปกรณ์สำหรับทดสอบ โดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์,"** ใน การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 23, เชียงใหม่, 2009.

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

รายการอ้างอิง (ต่อ)

นางสางเจษสุดา ตรีธารทิพย์กุล **"การใช้ไฟไนต์เอลิเมนต์วิเคราะห์ผลของสนับเบอร์บนฐานฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์ภายใต้ผลกระทบของแรงกระแทกขณะฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์ไม่ทำงาน"**ในการประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 26 ตุลาคม 2555 จังหวัดเชียงราย

ไกรลาส บุตรชู และ จิรพล ศรีเสริฐผล **"วิเคราะห์และศึกษาผลทางด้านพลวัตของแขนจับหุ่นยนต์ในกระบวนการหยิบออก-ใส่เข้า ฮาร์ดดิสก์ไดร์ฟ"**ในการประชุมวิชาการ ไฟฟ้าอิเล็กทรอนิกส์โทรคมนาคมและสารสนเทศแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 5,นครราชสีมา,2012.

ราโอสิงค์จิเรซูเอส. (2545). **การสั่นทางกล**. แปลโดย กนต์ธรชำนิประศาสน์. กรุงเทพฯ: เพียร์สัน เอ็ดดูเคชั่นอินโดไชน่า.

ประดิษฐ์ หมู่เมืองสอง และ สุชญาน หรรษสุข. (2549)**การวิเคราะห์การสั่นสะเทือน** (VibrationAnalysis).กรุงเทพฯ: Industrial Management and Technical Series.

ก่อเกียรติ บุญชูกุศล, สมศักดิ์ ไชยะภินันท์ และ ชัยโรจน์ คุณพานิชกิจ. (2539). **การวิเคราะห์การสั่นสะเทือน**.กรุงเทพฯ: สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น).

เดชพุทธ เจริญทอง. (2538). **การวิเคราะห์การสั่นสะเทือน.** (พิมพ์ครั้งที่ 5). กรุงเทพฯ: พิมพ์ดี.

ก่อเกียรติ บุญชูกุศล, สมศักดิ์ ไชยะภินันท์ และ ชัยโรจน์ คุณพนิชกิจ. (2540). **การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนการเฝ้าตรวจและการจัดการการบำรุงรักษา**. ส่วนตำราสนับสนุนเทคนิคอุตสาหกรรมสมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย–ญี่ปุ่น).

หทัยเทพ วงศ์สุวรรณ. (2550). **การตรวจสอบเครื่องจักรกลจากค่าความสั่นสะเทือน** วารสาร: Mechanical Technology Magazine ฉบับที่ 6 เล่มที่ 69 หน้า 80-83

เทวิน พ้นภัย และ ธีระ เจียศิริพงษ์กุล. (2550). **การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนของ Actuator Arm ในฮาร์ดดิสก์ไดร์ฟด้วยวิธีทางไฟไนท์อิลลิเมนต์พร้อมทั้งตรวจสอบการสั่นสะเทือนโดยการใช้LDV.** บทความ: วิศวกรรมสารมข. ฉบับที่ 4 หน้า 477-488

Eshleman L. Ronald (2005). **Basic Machinery Vibration. United States of America**: Clarendon Hills.

Mitiguy, P.C. and Banerjee, A.K. (2000). **Determination of Spring Constants for Modeling Flexible Beams.** J. Transactions of the MSC. Software. 6pp.

รายการอ้างอิง (ต่อ)

Mitiguy, P.C. and Banerjee, A.K. (2000). **A Constraint Force Algorithm for FormulatingEquations of Motion**. J.Transactions of the MSC. Software. 3pp.

Mitiguy, P.C. and Reckdahl , K.J. (2000). **The Definition of Product of Inertia**, J. of the MSC.Software.6pp.

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ภาคผนวก ก

บทความวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

รายชื่อบทความที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา

Prathan Ch, Sorada K, Jiraphon S . **DESIGN OF HIGH-SPEED AUTOMATIC VISUAL INSPECTION MACHINE FOR HEAD GIMBAL ASSEMBLY (HGA),** The 10th SEATUC Symposium (OS005: Robotics and Mechanical Engineering), Tokyo, Japan22-24 February 2016

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

DESIGN OF HIGH-SPEED AUTOMATIC VISUAL INSPECTION MACHINE FOR HEAD GIMBAL ASSEMBLY (HGA)

Prathan Ch[1,2,*], Sorada K[1] , Jiraphon S[1]

[1]School of Mechanical Engineering, Suranaree University of Technology,

[2]Western Digital (Thailand) Co., Ltd., Bang Pa-In, Phra Nakhon Si Ayutthaya, Thailand

Contact E-mail:*Prathan.chomuangpuck@wdc.com

ABSTRACT Nowadays, automation machine and system are widely used in Hard Disk Drive (HDD) industry for high production and inspection process. Western Digital (Thailand) Co., Ltd. (WDTH) also uses auto inspection machine to inspect Head Gimbal Assembly (HGA) by 2,700 HGAs per hour. However, the machine should operate at units per hour (UPH) of 3,600 HGAs. The bottleneck in HGA automation process was occurred. In order to eliminate the bottleneck, this research aimed to design the high-speed automatic visual inspection machine in HGA automation process to achieve machine Units per Hour (UPH) of 3,600 HGAs. Consequently, the driven components of machine had to operate at high speed and this caused the vibration taking place in machine which raised from the dynamics responses in machine component. Moreover, the large amplitude of vibration responses affected to the resolution of images and it decreased machine efficiency to justify whether HGA has defect or not. The vibration isolation approach is demonstrated in this research by changing the boundary condition or adding the isolator into traditional machine to reduce the force transmissibility from vibration sources. After the isolator are installed, the results shown that the amplitude of vibration responses decreased to 85-98%, 30-95%, and 54-98% of displacement transmissibility for X, Y, and Z axes, respectively. However, the machine cannot refrain the low speed of driven components. Nevertheless, it can operate at high speed to examine 3,600 of HGAs per hour. The standard deviation of HGA's reference hole is reduced from 1.70 microns to 0.50 microns or about 70.59% of machine's precision increased and it can ensure that the machine can examine 3,600 of HGAs per hour.

1. INTRODUCTION

In modern Hard Disk Drive (HDD) technology, there are couple types of data storage principle available. They are conventional HDD and Solid State Drive (SSD). Currently, the conventional HDD continues to dominate for more than 70% of market share of total data storage business which the key motivation is cost per storage capacity. The technology of conventional HDD now a day is still developing to implement the Heat Assisted Magnetic Recording (HAMR) instead of Perpendicular Magnetic Recording (PMR). HAMR technology has been demonstrated in the experiment at over a trillion bits per square inch or about a 30% improvement of PMR technology (Rosenthal, 2013). Due to the conventional HDD technology growth, the manufacturers has developed the process themselves to achieve the goal of business. In addition, the high speed automatic process plays an important role to produce HDDs corresponding to market's requirement.

The conventional HDD's key components consist of mechanical base components integrated with advance electronics control system. In addition, one of the important mechanical part is Head Gimbal Assembly or HGA which is the key component of read/write module. HGA perform the function of sustain the read/write head and control the flying behaviour during transferring digital information into storage media and gathering them from storage media. The production process of HGA has seven processes as illustrated in figure 1. The bottleneck of HGA process is inspection machine with machine Unit per Hour (UPH) about 2,700 HGAs. In addition, the current machine has Non Value Added (NVA) process from pick and place robots and a lot of variations to control (e.g. workpiece variations, machine vision variations, and vibration). Accordingly, those of NVAs and variations have to be eliminated as much as possible in order to achieve the UPH and the bottleneck in HGA process will be eliminated also.

Therefore, this research aimed to design the high speed automatic inspection machine that can achieve the desired UPH. The resolution of image taken by machine which define by the standard deviation of HGA's reference hole diameter should be lower than 1.5 microns.

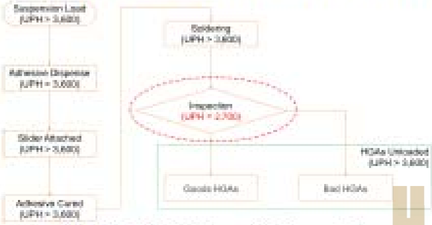


Fig.1 Head Gimbal Assembly Process Flow

2. MACHINE APPEARANCE & ITS OPERATION

HGA Inspection machine as illustrated in figure 2 consists of five main components i.e. machine table, clamping module, transportation module, camera holder frame, and camera adjusting module. Machine table perform to support all components as well as to steady machine part while it is operating. Clamping module is used for both clamp and unclamp HGA for inspection and stabilize HGA during the camera takes an image to examine HGA's defect. Transportation module has a duty for transport HGA on its carrier through the inspection zone. Camera holder frame is used for carry the camera setting module and stabilize the camera while inspecting the HGA, and camera adjusting module for setting the camera corresponded to its focus and field of view (FOV).

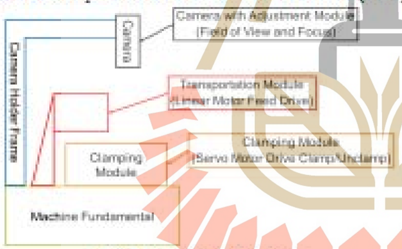


Fig.2 Machine Appearance

There are four processes in the inspection machine which are continuously work as a cycle related to the amount of HGAs in HGA's carrier as shown in figure 3. The process starts from Index which is performed by transportation module. After index step is accomplished the clamping module will starts to clamp HGA and stabilize it. Then, the camera can take an image for inspect, and finally unclamp step and the next loop started to inspect the next coming HGA. In order to achieve machine UPH, all of the four processes need to finish within 1 second as illustrated in figure 4. Due to the performance of linear motor and machine vision, the process cycle time of index process and inspection process are fixed to 150 millisecond and 200 millisecond, respectively. Although, those two process cycle times are fixed but the clamp and unclamp process cycle times are variable by varying the speed of servo motor. Therefore, the machine can achieve 3,600 of HGAs per hour by changing the servo motor speed to 150 RPM.

Fig.3 Operation Procedure and Reference Hole of Inspection

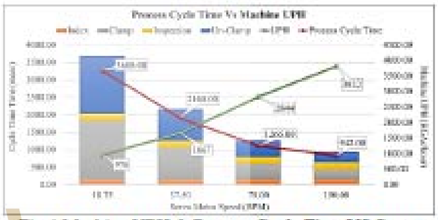


Fig.4 Machine UPH & Process Cycle Time VS Servo Motor's Speed

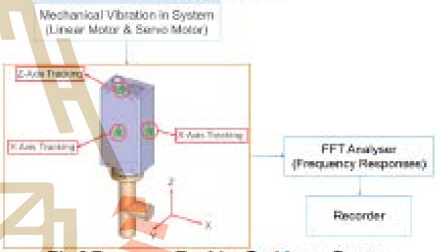


Fig.5 Frequency Tracking Position at Camera

3. EXPERIMENT

3.1 Experimental Apparatus & Procedure

In this research, the vibration waveform in frequency domain of X, Y, and Z axes are measured by the vibration handheld analyser with accelerometer probe mounted onto the measuring location by wax as illustrated in figure 5. The vibration waveforms of all axes are collected while the machine operating for all experiments. There are two experiments in this research. The first experiment was set to define the vibration responses at 150 RPM of servo motor's speed. The second experiment demonstrated the results after installed the vibration isolator components at 150 RPM speed of servo motor. The results of these two experiments were compared with each other in order to ensure that the machine can withstand the vibration load in system. In addition, machine can get the high image quality at high speed running which can observed by the standard deviation of diameter of reference hole.

3.2 Location of Vibration Isolator

Due to the dynamics responses in X, Y, and Z axes, the vibration isolators are used for restrict the transmissibility whether the force or the displacement (Rivin, 2010) (A.A. Hanieh, et al., 2002) and it located in the position as illustrated in figure 6 and 7. Machine is divided into two zones i.e. the source of vibration and the camera holder frame or the critical system (see figure 6). The vibration in machine is generated by linear motor in transportation module and servo driven motor in clamping module. Based on the movement behaviour of these two motors, the vibration force from linear motor has very little influence to the dynamics responses in machine. In addition, the linear motor is moving smoothly in machine which driven by the magnetic field. On the other hand, the vibration force is mostly generated by servo motor, because of its movement and the cyclic load from the clamping module. Therefore, it need to separate from each other between these two driven components and the camera holder frame to achieve both of machine UPH and image quality.

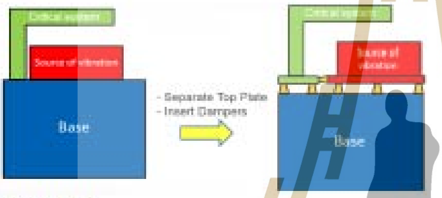


Fig.6 Location of Vibration Isolator Equipment

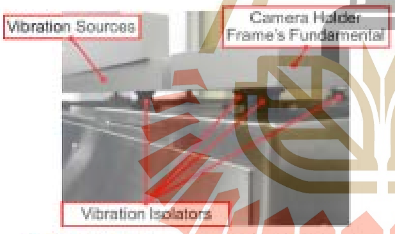


Fig.7 Vibration Isolators Installed to Machine

3.3 Vibration Isolator Selection

The vibration isolators are selected based on the equation of vibration transmissibility (Inman, 2007) in equation (1).

$$T.R. = \sqrt{\frac{1+(2\zeta r)^2}{(1-r^2)^2+(2\zeta r)^2}} \qquad (1)$$

In addition, the frequency ratio (r) is given by the natural frequency and critical frequency in system. The critical frequency in system is defined by the dynamics responses measured by vibration handheld analyser. Furthermore, the dynamics responses, in term of displacement responses, can be observed by the frequency which shown the large amplitude while the machine was operating. The mass and stiffness in system are related to natural frequency so, in this case, it is determined by the mass or weight of machine components and machine's structure which installed on machine table. The transmissibility is determined by an acceptable maximum amplitude of displacement (J.C. Golinval & M. Geradin, 1999) which is defined by the lens's focus and FOV (Long Cui, et al., 2011) (Ö. Tomas, 2013). The primary parameter for controlling machine vision is lens's focus and its acceptable amplitude is about 10 microns. Regarding to the figure 8, Z-axis shown the maximum amplitude about 20 microns thus it has to reduce the amplitude from 20 microns to lower than 10 microns or about less than or equal 50% of transmissibility. In addition, there are three dampers available from vendor, i.e. 5%, 10%, and 15% of transmissibility, therefore the damper which has 15% of transmissibility is selected to install in machine.

4. RESULT & DISCUSSION

4.1 Dynamics Responses before Install Isolators

The dynamics responses of X, Y, and Z axes are demonstrated in figure 8. The results shown that the maximum amplitude of displacement is occurred at 35 Hz for X and Z axes about 10.96 microns and 19.77 microns, respectively. While the displacement amplitude of Y-axis shown the smallest amplitude about 1.67 microns at 50 Hz compare to other axis and it is acceptable. As a results, the image quality of inspected picture shown that it has low quality of image as illustrated in figure 9. Furthermore, the standard deviation of diameter of reference hole was about 1.70 microns.

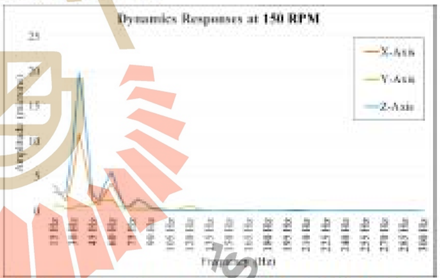


Fig.8 Dynamics Responses before Install the Isolators

Fig.9 HGA before Install Isolators

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

4.2 Dynamics Responses after Install Isolators

The results of isolation approach as illustrated in figure 10. It is show that the displacement amplitude of X, Y, and Z axes reduce to 4.67 microns, 6.00 microns, and 5.79 microns, respectively. Moreover, the peak of frequency are shifted to 45 Hz, 40 Hz, and 80 Hz of X, Y, and Z axes, respectively. In addition, the frequencies are shift due to the installation of an isolators and the changing of boundary condition in conventional machine. Furthermore, the isolators do not have only the damping ratio but the stiffness also involved in itself. The result of reference hole's diameter was found 0.50 of standard deviation. The image taken by machine after install the vibration isolators is demonstrated in figure 11.

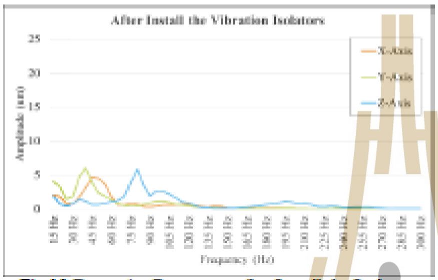


Fig.10 Dynamics Responses after Install the Isolators

Fig.11 HGA Image taken by Machine after Install Isolators

4.3 Vibration Transmissibility

The conventional machine has been divided into two zones as illustrated in figure 6. Then, the isolators are installed into machine to restrict the transmissibility by 15% of transmissibility regarding to the specification of damper from vendor. In table 1 presented that the isolators can be applied at both of 75 RPM and 150 RPM of servo motor's speed. These two speeds of servo motor shown that the transmissibility are: 14.83% and 4.16% of X-axis, 16.26% and 11.38% of Y-axis, and 39.90% and 2.34% of Z-axis, respectively. However, the 150 RPM of servo motor's speed is selected, as it is mentioned in figure 4, in order to meet the requirement of UPH. Therefore, the transmissibility at this speed is acceptable.

Table.1 Displacement Amplitude Reduction.

Servo Motor's Speed (RPM)	Amplitude Reduction (%)		
	X-Axis	Y-Axis	Z-Axis
18.75	-160.02	-118.78	-80.72
37.50	-56.31	-167.30	-32.13
75.00	85.17	83.74	60.10
150.00	95.84	88.62	97.66

CONCLUSION

The HGA's reference hole diameter measured by the inspection machine shown the standard deviation about 0.50 microns which is decreased from 1.70 by the vibration isolation approach or, on the other hand, about 70.59% of machine's precision increased. As a results, it can ensure that the machine can examine the HGA and justify whether HGA has defect or not.

Moreover, the transmissibility as presented in table 1 shown the results accordingly with the principle of vibration isolation transmissibility (Inman, 2007) (J.C. Golinval& M. Geradin, 1999) (Yan Wen-bing, et al., 2009) (Zhixing Li, et.al, 2011) (Thanh Danh Le, Kyoung Kwan Ahn, 2013). There are two regions of the transmissibility i.e. amplification region and isolation region which can be described the transmissibility at 18.75 RPM and 37.50 RPM of servo motor's speed. Thus, the machine can operate at 150 RPM of servo motor's speed to achieve the required UPH.

REFERENCE

A.A. Hanieh, M. Horodinca and A. Preumont, Stiff and soft Stewart platforms for active damping and active isolation of vibrations, 8th *International Conf. on New Actuators*, pp.254-257, 2002.

Inman Daniel J., Engineering Vibration (3rd Edition), Prentice Hall, ISBN 0-13-228173-2, 2007.

J.C. Golinval, M., Geradin., Punch Press Vibration Isolation: a Case History, *J. of EJME*, vol. 44, pp. 141-145, 1999.

Long C., Hai H., Ze Zh., Haiqiang W., Six degree-of-freedom hydraulic Hexapod platform for large-amplitude vibration isolation, *Conf. on ICCAS*, 2011.

O. Tomas, An Analysis of Machining System Capability and Its Link with Machined Component Quality, *Depart. Of Production Engineering, KTH Royal Institute of Technology*, Stockholm, 2013.

Rivin Eugene I., Handbook on Stiffness and Damping in Mechanical Design, *ASME*, 2010.

Rosenthal D., Dr. Pangloss and the Road-Maps, DSHR's Blog, July 2013, January 2015, http://blog.dshr.org/2013/07/dr-pangloss-and-road-maps.html.

Thanh Danh Le, Kyoung Kwan Ahn, Experimental investigation of a vibration isolation system using negative stiffness structure, *International J. of Mechanical Sciences*, vol. 70, pp. 99-112, 2013

Y. Wen-bing, J. Shao-zhong, C. Yu-jun, W. Li-zhi, Chen Y., Experimental Study of Engine Mount System's Vibration Characteristics, *J. of Software Engineering, WCSE '09, WRI World Congress on*, vol. 3, pp. 43-46, 2009.

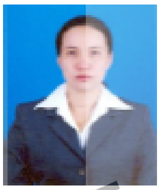
Zhixing L., Shijian Z., Jingjun L., Simi T., Simulation on performance of rubber isolator based on ANSYS, *J. of MACE*, pp. 1608-1611, 2011.

Prathan Chommuangpuck received the B.S. (2000), degrees in Teacher Training in Mechanical Engineering from King Mongkut's University of Technology North Bangkok.

He is a Principal Engineer, HGA Process Development, Western Digital (Thailand) Co., Ltd. and currently studying in M.E., degree in Mechatronics Engineering, Suranaree University of Technology. His current interests include vibration, system and control.

Jiraphon Srisertpol Received the M.E. (1998) degree in Technical Maintenance Aviation Electrosystems and Pilot-Navigation Complexes, D.E. (2003) degree in System analysis, control and processing information from St. Petersburg State Academy of Aerospace Instrumentation.

He is an Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Suranaree University of Technology. His current interests include adaptive system, system identification and vibration control.



Sorada Khaengkarn Received the B.E. (1997), M.E. (2002), and D.E. (2014) degrees in mechanical engineering from Suranaree University of Technology.

She is a Lecturer, Department of Mechanical Engineering, Suranaree University of Technology. Her current interests include robotics and automation system

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ภาคผนวก ข

ข้อมูลทางเทคนิคของอุปกรณ์แยกการสั่นสะเทือน

ก.1 การเลือกใช้อุปกรณ์แยกการสั่นสะเทือน

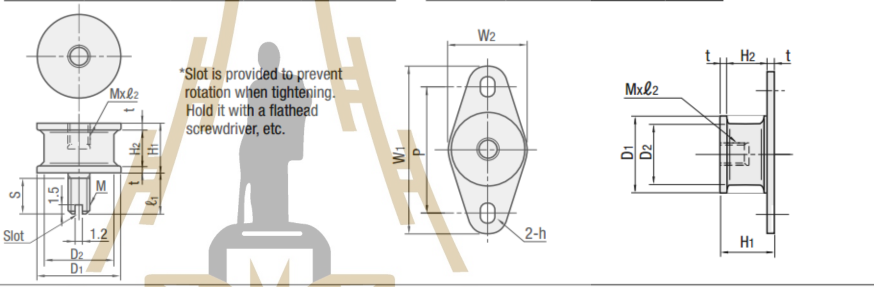
การเลือกอุปกรณ์การแยกการสั่นสะเทือนในงานวิจัยครั้งนี้ได้ใช้อุปกรณ์แยกการสั่นสะเทือนแบบ Electro conductive Anti-Vibration Rubber Mounts รุ่น DBGONP 20150 จากบริษัทผู้ผลิตบริษัท MISUMI (Thailand) Co., Ltd.ซึ่งมีข้อมูลทางเทคนิคดังแสดงในรูปที่ ก.1 โดยที่อุปกรณ์ดังกล่าวสามารถนำไปใช้ในกระบวนการผลิตหัวอ่านเขียนฮาร์ดดิสก์ไดร์วฟได้ เนื่องจากกระการผลิตนั้นได้ทำการผลิตในห้องที่ควบคุมอุณหภูมิและสิ่งปนเปื้อนต่างๆ ที่จะส่งผลต่อความเสียหายของฮาร์ดดิสก์ไดร์วฟ ดังนั้นจึงได้ทำการเลือกใช้อุปกรณ์ดังกล่างซึ่งมีคุณสมบัติของวัสดุที่สามารถใช้ในกระบวนการผลิตได้

■Tapped and Threaded Studs

Type	Material: Main Body	Material: Metal Fitting	Hardness	Accessory
DBGONA	Conductive Nitrile Rubber	EN 1.4301 Equiv.	Shore A60	Nut, Spring Washer 1 pc. each
EBGONA	Chloroprene Rubber			

■Tapped Stud, Plate Mount

Type	Material: Main Body	Material: Metal Fitting	Hardness
DBGONP	Conductive Nitrile Rubber	EN 1.4301 Equiv.	Shore A60
EBGONP	Chloroprene Rubber		



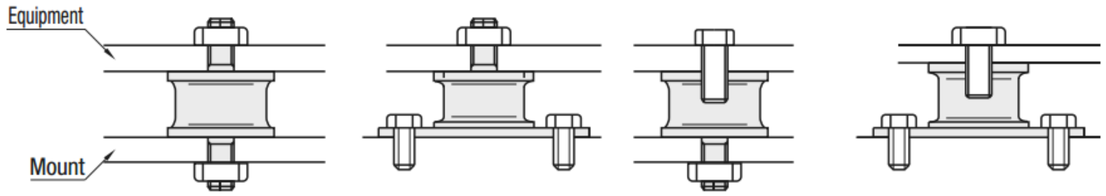
Part Number Type	No.	D_1	D_2	H_1	H_2	t	ℓ_1	S	M (Coarse Thread)	ℓ_2	$W_1 \times W_2$	h	P	Allowable Load N {kgf}	Standard Load N {kgf}	Spring Constant N/mm {kgf/cm}	X Direction Allowable Load N {kgf}	Rigidity Ratio kx/kz
Tapped and Threaded Studs DBGONA EBGONA	12160	12	10	16	12.0		13	11	5	4.5	-	-	-	110 {11}	30~78 {3~8}	62 {63}	25 {2.5}	0.2
	15150	15	12	15	11.0	2.0	16	12						160 {16}	59~130 {6~13}	110 {110}	34 {3.5}	0.24
	20150	20	15					13	6	5	49x20	6.5x8.5 Slotted Hole	36	280 {29}	98~160 {10~16}	180 {180}	69 {7}	0.18
	20200			20	16.0									180 {18}	59~98 {6~10}	88 {90}	49 {5}	0.22
Tapped Stud, Plate Mount DBGONP EBGONP	25180	25	20	18	13.4		20	16		6	56x25		42	580 {59}	147~280 {15~29}	220 {220}	98 {10}	0.19
	30180	30	25	18	13.4	2.3	23	20	8	7.2	62x30		48	1700 {170}	415~830 {43~85}	610 {620}	250 {25}	0.16
	40250	40	34	25	20.4		33	25			76x40	9x11 Slotted Hole	60	1420 {145}	363~700 {37~71}	340 {350}	340 {35}	0.23

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

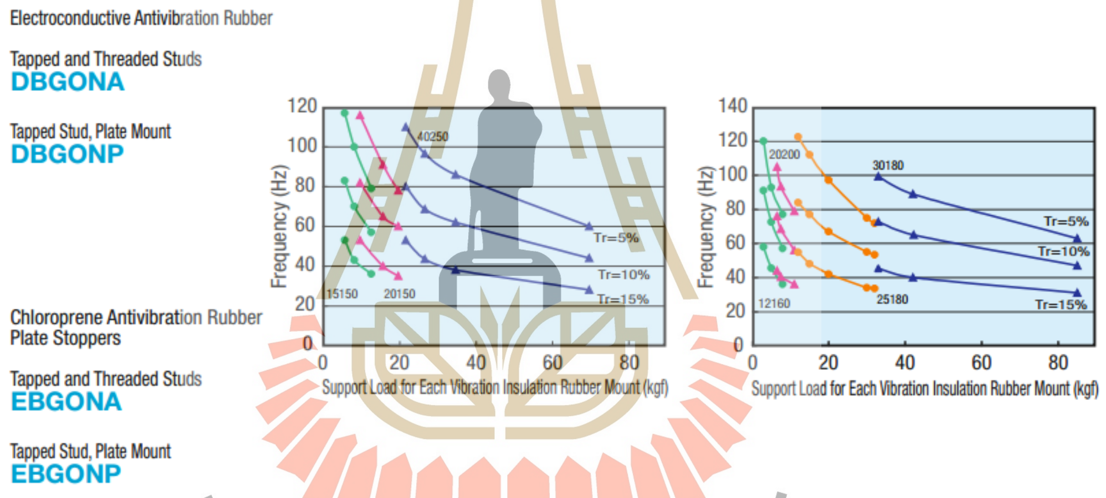
รูปที่ ก.1 ข้อมูลทางเทคนิคของอุปกรณ์แยกการสั่นสะเทือน

อุปกรณ์แยกการสั่นสะเทือนที่ได้เลือกใช้นั้นมีวิธีจับยึดกับฐานของเครื่องจักรดังแสดงในรูปที่ ก.2 โดยที่จะทำการแยกการสั่นสะเทือนระหว่างโครงสร้างใต้ฐานของเครื่องจักรกับฐานที่ใช้รองรับชุดต้นกำลังและฐานที่ใช้รองรับชุดกล้อง และนอกจากนี้ยังได้ทำการยึดระหว่างฐานที่ใช้รองรับชุดต้นกำลังกับฐานที่ใช้รองรับอุปกรณ์จับยึดกล้อง เพื่อแยกการสั่นสะเทือนของแต่ละฐานออกจากกันและป้องกันการส่งผ่านการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นในแต่ละแกน ซึ่งมีค่าความสามารถในการส่งผ่านการสั่นสะเทือนดังแสดงในรูปที่ ก.3 ซึ่งในการเลือกใช้อุปกรณ์นั้นได้คำนึงถึงค่าแอม-พลิจูดของการสั่นสะเทือนที่กล้องสามารถรับได้ ความถี่ที่เกิดขึ้นจริงในเครื่องจักร และน้ำหนักของ

อุปกรณ์ทั้งหมดที่ฐานรองรับ หรือภาระโหลดที่กระทำต่อฐานของเครื่องจักร ซึ่งค่าความถี่ที่เกิดขึ้นจริงในเครื่องจักรนั้นมีค่าอยู่ที่ 35 Hz และค่าภาระโหลดที่กระทำต่ออุปกรณ์แยกการสั่นสะเทือนแต่ละตัวนั้นมีค่าอยู่ที่ประมาณ 15 กิโลกรัม



รูปที่ ก.2 ลักษณะการจับยึดของอุปกรณ์แยกการสั่นสะเทือน



รูปที่ ก.3 กราฟแสดงค่าความสามารถในการส่งผ่านค่าการสั่นสะเทือน

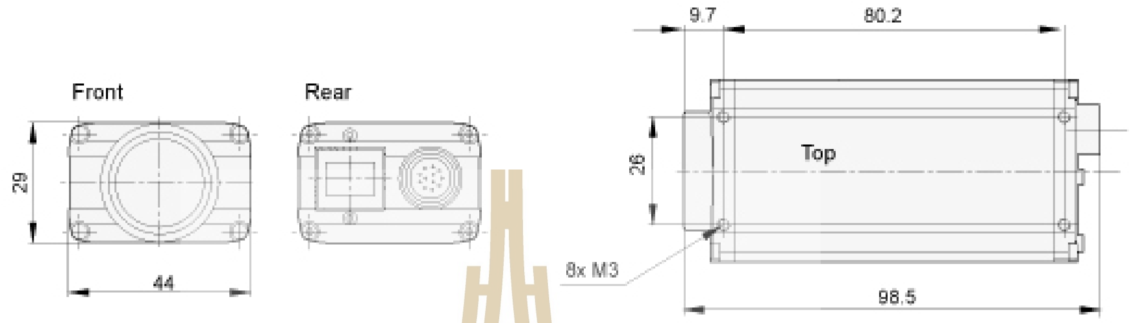
ภาคผนวก ค

ข้อมูลทางเทคนิคของกล้องที่ใช้ในการตรวจสอบชิ้นงานหัวอ่านเขียนฮาร์ดดิสก์ไดร์ฟ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ข.1 ข้อมูลทางเทคนิคของกล้องที่ใช้ในการตรวจสอบชิ้นงาน

กล้องที่ใช้ในการตรวจสอบชิ้นงานนั้นได้ใช้กล้องที่มีความสามารถในการตรวจจับภาพแบบความเร็วสูง เพื่อเพิ่มความเสถียรภาพในการถ่ายภาพแต่ละครั้ง ซึ่งมีข้อมูลขนาดมิติดังแสดงในภาพที่ ข.1 และข้อมูงเบื้องต้นทางเทคนิคดังแสดงในภาพที่ ข.2



รูปที่ ข.1 ขนาดมิติของกล้องที่ใช้ในการตรวจสอบชิ้นงาน

Basic Information	
Vendor	Basler
Model	piA2400-17gm
Type of data presented	Typical
Number of samples	87
Sensor	ICX625ALA
Sensor type	CCD
Sensor diagonal	Diagonal 11 mm , Optical Size 2/3"
Indication of lens category to be used	C-Mount
Resolution	2456 x 2058 pixel
Pixel width	3.45 μm
Pixel height	3.45 μm
Readout type	Progressive scan
Transfer type	Interline transfer
Shutter type	-
Overlap capabilities	Overlapping
Maximum frame rate	17 frames/second
General conventions	-
Interface type	Gigabit Ethernet

รูปที่ ข.2 ข้อเบื้องต้นของกล้องที่ใช้ในการตรวจสอบชิ้นงาน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุร

ประวัติผู้เขียน

นายประธาน ชมเมืองปัก เกิดวันที่ 30มีนาคม 2520 จังหวัด.นครราชสีมา เริ่มการศึกษาระดับประถมศึกษาปีที่ 1-6 ที่โรงเรียนเทศบาล 1(บูรพาวิทยากร) จังหวัดนครราชสีมามัธยมศึกษาปีที่ 1-3 ที่โรงเรียนราชสีมาวิทยาลัยจังหวัดนครราชสีมามัธยมศึกษาปีที่ 4-5 ที่โรงเรียนบุญเหลือวิทยาณุสรณ์ ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูงสาขาช่างกลโรงงาน ที่สถาบันเทคโนโลยีราชมงคลนครราชสีมา และ สำเร็จการศึกษาครุศาสตร์อุตสาหกรรมบัณฑิต (คอบ.เครื่องกล) คณะครุศาสาตร์อุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ กรุงเทพมหานคร เมื่อปีพุทธศักราช 2543 และได้ศึกษาต่อในระดับปริญญาโทวิศวกรรมศาสตร์มหาบัณฑิต สาขาวิชาเมคคาทรอนิกส์ สำนักวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ในระหว่างศึกษาได้ประกอบอาชีพวิศวกรที่แผนก HGA Process Development ตำแหน่ง Principal Engineering ในบริษัทเวสเทิร์นดิจิตอล (ประเทศไทย) จำกัด

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี