

## การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนของแบริ่งแบบลูกกลิ้งในปั๊มไฮดรอลิคแบบเฟือง Vibration Analysis for Roller Bearing in "Gear Type" Hydraulic Pumps

ประศาสน์ สุบรรพวงศ์

กองโรงงานเหมืองแม่เมาะ (กฟผ.) อ.แม่เมาะ จ.ลำปาง 52220

โทร. 66 (54)-254456, โทรสาร 66 (54)-254484, E-Mail : mmppss@egat.or.th

ตะวัน สุจริตกุล

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

จ.เชียงใหม่ 50200

โทร 66(53)944-147, โทรสาร 66 (53)210-320, E-Mail :enagi001@chiangmai.ac.th

### บทคัดย่อ

เอกสารนี้นำเสนอผลการศึกษาเพื่อกำหนดวิธีการในทางปฏิบัติในการตรวจสอบการชำรุดของรางนอกของแบริ่ง ในปั๊มไฮดรอลิคแบบเฟืองโดยการวิเคราะห์การสั่นสะเทือนและทำการทดสอบหาอัตราการแตกที่ผิวรางนอกของแบริ่ง เพื่อกำหนดช่วงเวลาทำการวัดที่เหมาะสม ทำการวัดในช่วงความถี่ 2 ช่วงคือ ช่วงความถี่สูง 20 - 30,000 Hz. เพื่อตรวจสอบการเกิดเวโรชันของโครงสร้างและช่วงความถี่ต่ำ 0.5 - 400 Hz เพื่อตรวจสอบความถี่ที่เกิดจากการวิ่งผ่านรอยแตกของเม็ดแบริ่ง ทำการติดตั้งหัววัดความเร่งด้วยสลักเกลียวและด้วยแม่เหล็ก ผลการทดสอบในช่วงความถี่สูง แสดงให้เห็นการเปลี่ยนแปลงของแอมพลิจูดและรูปร่างของกราฟในโดเมนความถี่อย่างชัดเจนเมื่อแบริ่งเกิดการชำรุด การเพิ่มขึ้นของแอมพลิจูดแสดงให้เห็นได้อย่างชัดเจนและสม่ำเสมอใน 3 ช่วงของความถี่ คือ 7 - 9 kHz, 15 - 18 kHz และ 24 - 27 kHz ส่วนการวัดในช่วงความถี่ต่ำแบบวัดโดยตรง (linear) ไม่แสดงให้เห็นการเปลี่ยนแปลงที่ชัดเจนและน่าเชื่อถือได้ว่าแบริ่งเกิดการชำรุด แต่การวัดโดยใช้วิธีการปรับปรุงสัญญาณแบบ demodulate พบว่าการปรากฏของ 1FTF (Fundamental train frequency) และ 1GMF (Gear mesh frequency) ที่มีความถี่ด้านข้าง (Side band) เท่ากับ  $\pm 1FTF$  เป็นการสนับสนุนให้เห็นว่าแบริ่งเกิดการชำรุด หลังจากแบริ่งเริ่มเกิดการชำรุดแล้วแบริ่งจะมีอายุการใช้งานต่อไปได้อีกประมาณ 22 % ของอายุแบริ่ง (หรือ 260 ชั่วโมง) ดังนั้นช่วงระยะเวลาของการวัดการสั่นสะเทือนจริงของเครื่องจักรไม่ควรห่างกันเกิน 130 ชั่วโมง การทำงานของเครื่องจักร

### Abstract

This paper presents a practical procedures to detect the failure of the outer race of roller element bearings used in gear type hydraulic pumps by using vibration analysis and crack growth propagation tests were performed to set up the

measurement interval. Two frequency ranges were used to trend and analyse the vibration data. A broad band frequency range of 20 - 30,000 Hz was used to evaluate the appearance of any structural resonance. A lower frequency range of 0.5 - 400 Hz was used to monitor ball pass fault frequencies. Accelerometer is stud and magnetic mounted. The results clearly indicate that in the broad band frequency, the spectra show a significant change in amplitude and characteristic shape when bearing is failed. The increase in the amplitude could be attributed to three major peaks appearing in the spectra (in the frequency band of 7-9 kHz, 15-18 kHz and 24-27 kHz). The linear measurement in the lower frequency range did not show any significant change to indicate with confidence that the bearing was beginning to fail. However, when signal conditioning (demodulated) is used, the present of 1FTF (Fundamental train frequency) and 1GMF (Gear mesh frequency) side band at  $\pm 1FTF$  can be used to support that the bearing is failed. After the bearing outer race start to fail it can still remain in service for a further 22 % of bearing life (260 hours). So it is very important that the period scheduled between measurements should be not more than a total of 130 operating hours.

### 1. บทนำ

Predictive maintenance (PDM) หรือการบำรุงรักษาแบบคาดหมายและการบำรุงรักษาหลาย ๆ รูปแบบที่ใช้กัน เช่น Breakdown maintenance, Corrective maintenance, Preventive maintenance, Reliability base maintenance, Total productive maintenance และ Proactive maintenance ซึ่งแต่ละรูปแบบการนำมาใช้งานจำเป็นต้อง

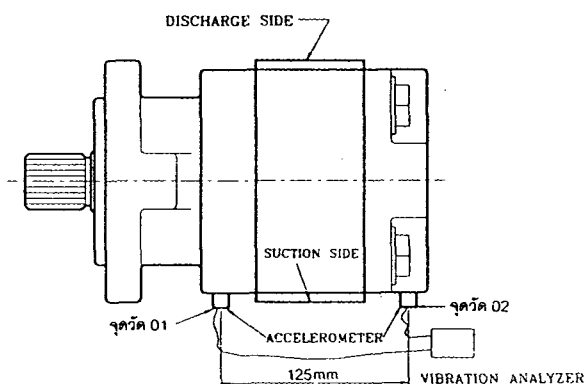
พิจารณาความเหมาะสมแตกต่างกันไป การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนในเครื่องจักรกลเป็นวิธีการหนึ่งใน PDM ซึ่งนำมาประยุกต์ใช้ให้เกิดประโยชน์ได้เป็นอย่างมากในวงการอุตสาหกรรม เพื่อให้สามารถติดตามสภาพของชิ้นส่วนภายในตัวเครื่องจักร เช่น เกียร์ แบริ่ง หรือสภาพอื่น ๆ ของเครื่องจักรที่มีการเปลี่ยนแปลงไปจากเดิม เช่น ความไม่ดุลยภาพ (Unbalance) การเยื้องศูนย์ (Misalignment) ของชุดขับและชุดส่งถ่ายกำลัง การหลวมคลอนทางกล (Mechanical looseness) PDM มีการติดตามสภาพของเครื่องจักรตามระยะเวลาที่เหมาะสมจะก่อให้เกิดประโยชน์โดยตรง 2 ประการ คือ สามารถทำการแก้ไขข้อบกพร่องได้ทันเวลาที่ ประการต่อมาคือ สามารถนำข้อมูลมาใช้ในการวางแผนงานซ่อมบำรุงให้เหมาะสมกับแผนงานด้านผลผลิต แรงงาน และด้านการตลาด เพื่อประโยชน์สูงสุดของหน่วยงาน การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนเพื่อติดตามสภาพของแบริ่งภายในชิ้นส่วนของเครื่องจักรกลยังมีความจำเป็นหลายประการที่ควรทำความเข้าใจ เพื่อเป็นพื้นฐานสำคัญในการวิเคราะห์ สำหรับตัวแบริ่งเองนั้นไม่มีลักษณะการชำรุดและการสึกหรอที่สำคัญคือ การชำรุดที่อายุความล้า (Fatigue life) ซึ่งมี 2 รูปแบบที่สำคัญคือ การเริ่มแตกที่บริเวณใต้ผิวและการเริ่มแตกที่ผิวของแบริ่ง [12] ซึ่งลักษณะการชำรุดจะเกิดเป็นหลุมที่บริเวณผิวของชิ้นส่วนในแบริ่ง หากนับตั้งแต่การเริ่มต้นชำรุดของแบริ่งไปจนถึงจุดที่แบริ่งหมดสภาพการใช้งาน คิดเป็นประมาณ 10-20 % ของอายุการใช้งานของแบริ่ง [16] การวิ่งผ่านรอยแตกขนาดเล็กที่วางตัวของเม็ดแบริ่ง จะกระตุ้นให้เกิด resonance ขึ้นกับชิ้นส่วนของแบริ่งหรือโครงสร้างที่แบริ่งติดตั้งอยู่ การใช้เทคนิค high frequency resonance demodulation (HFRD) หรือ envelope demodulation โดยการกรองสัญญาณที่ความถี่ต่ำออก และนำสัญญาณความถี่สูงไปทำการ demodulate ให้กลับมาเป็นความถี่หลักของแบริ่ง ก็จะช่วยในการวิเคราะห์ได้ง่ายขึ้น [13, 15] อย่างไรก็ตามการวัดแบบ Linear ที่ช่วงความถี่ 20-20,000 Hz และมีสัญญาณรบกวนในระบบต่ำก็สามารถบอกสภาพของแบริ่งได้ [21] Ball pass frequency (BPF) ที่ให้กำเนิดออกมาจากแบริ่งในช่วงความถี่ไม่เกิน 2,000 Hz สามารถวิเคราะห์ได้โดยดูจากลักษณะของ รูปร่าง ความถี่ แอมพลิจูด ผลรวมและผลต่างของความถี่ต่าง ๆ [19] Harmonic ของ BPF ในแบริ่งสามารถถูก modulate โดย FTF (Fundamental train frequency) หรือรอบในการหมุนของชิ้นส่วนได้ และการเกิด resonance เกิดจากการถูกกระตุ้นโดย mass unbalance หรือ misalignment ได้ [29] ในการใช้ FFT (Fast Fourier Transform) ในรูปของโดเมนความถี่ เพื่อนำข้อมูลมาสร้างกราฟให้ง่ายต่อการเปรียบเทียบเป็นสิ่งที่ยากมาก เนื่องจากความซับซ้อนของการสั่นสะเทือน ประสบการณ์และการทดสอบจากของจริง จะช่วยในการกำหนดกฎเกณฑ์ได้ดีที่สุด [22] การใช้มาตรฐาน DIN VDI 2056 หรือ ISO 2372 เพื่อประเมินการสั่นสะเทือนของเครื่องจักรกล เป็นการกำหนดกลุ่มเครื่องจักรที่กว้างเกินไป การเปรียบเทียบอัตราส่วนของแอมพลิจูดที่เพิ่มขึ้น 2-2.5 เท่า แสดงถึงการเริ่มเปลี่ยนแปลง หากมีการเพิ่มขึ้นถึง 10 เท่า แสดงถึงอันตรายที่จะเกิดขึ้นกับเครื่องจักร [26]

กรณีการชำรุดของบีมไฮดรอลิกที่ทำการทดสอบนี้เกิดการชำรุดขึ้นที่แบริ่งภายในของบีมไฮดรอลิกซึ่งเป็นแบบเฟืองเกียร์ ขนาดของแบริ่งมีความโต 59 มม. มีจำนวนลูกกลิ้งแบบทรงกระบอกภายใน 16 ลูก แต่ละช่วงของริง (cage) มีจำนวนลูกกลิ้ง 2 ลูกและติดตั้งแบบสวมฟิตอยู่ภายในเสื้อของแบริ่ง การชำรุดของแบริ่งเมื่อรุนแรงมากขึ้น จะทำให้เกิดการชำรุดลุกลามขึ้นในระบบไฮดรอลิก เช่น กระบอกไฮดรอลิกชำรุด ทำให้เสียค่าใช้จ่ายด้านอะไหล่สูง จึงได้พิจารณานำวิธีการด้านการวิเคราะห์การสั่นสะเทือนมาประยุกต์ใช้งานให้เกิดประโยชน์

## 2. การทดสอบ

### 2.1 วัตถุประสงค์

เพื่อกำหนดวิธีการในทางปฏิบัติ ในการวิเคราะห์การสั่นสะเทือนให้สามารถตรวจสอบได้ว่ารางนอกของแบริ่งในบีมไฮดรอลิกเกิดการชำรุดหรือไม่ โดยการแสดงผลของการวัดการสั่นสะเทือนในรูปของโดเมนความถี่ และนำผลสรุปไปใช้ในการบำรุงรักษาแบบ PDM โดยวิธีการวิเคราะห์การสั่นสะเทือน เพื่อป้องกันไม่ให้เกิดการชำรุดแบบรุนแรงในระบบไฮดรอลิกของรถบรรทุกเท้ายขนาด 85 ตัน



รูปที่ 1 การติดตั้งหัววัดความเร่งที่บีมไฮดรอลิก

### 2.2 เครื่องมือและวิธีการทดสอบ

ใช้เครื่องมือวัดการสั่นสะเทือนแบบดิจิตอลมี FFT (Fast Fourier Transform) ของ CSI รุ่น 2115 DX หน่วยของการวัดเป็นความเร่งคิดเทียบเป็น g หัววัดความเร่งแบบ piezoelectric มี frequency response ประมาณ 50 kHz ทำการติดตั้งหัววัดความเร่งที่ฝาครอบทั้งด้านหน้าและด้านหลังของบีม ซึ่งอยู่ห่างกันประมาณ 125 มม. ตำแหน่งติดตั้งหัววัดอยู่ที่กลางระหว่างแบริ่ง รวมจำนวนแบริ่งในแต่ละฟามี 2 ตัว รวมเป็น 4 ตัว และเหมือนกันทั้ง 4 ตัว ดังแสดงตามรูปที่ 1 ทำการใส่ปาดผิวที่ติดตั้งหัววัดและเจาะรูฝังสลักเกลียวให้ตั้งฉากกับผิว ทำการทดสอบที่รอบเดินเบาของเครื่องยนต์ประมาณ 720 รอบต่อนาที เพื่อให้สภาพการหล่อลื่นเป็นลักษณะของ EHL

(Elastohydrodynamic Lubrication) จึงทดสอบที่ภาวะของปั๊มไฮดรอลิกขณะทำการวัดครั้งที่ 2,000 psi (หรือ 100 % ของภาวะใช้งาน) ทำการควบคุมอุณหภูมิ ณ จุดวัดเดียวกัน ในกาารวัดแต่ละครั้งให้ต่างกันไม่เกิน 3°C แบ่งการวัดออกเป็น 2 ช่วงความถี่ คือ 20 – 30,000 Hz 0.5 - 400 Hz แบบวัดโดยตรง (linear) และ 0.5 - 400 Hz วัดโดยการปรับปรุงสัญญาณแบบ Envelope demodulation กรองสัญญาณ High pass ที่ 5,000 Hz และการวัดทั้งหมดแบ่งการติดตั้งหัววัดความเร่งด้วยสลักเกลียวและแม่เหล็ก ก่อนการชำระของแบริ่งได้ทำการวัดเพื่อเป็นข้อมูลอ้างอิง 2 ครั้ง หลังจากนั้นได้ทำาหนดบริเวณพื้นที่รับภาระของรางนอกแบริ่งและให้ภาระแก่แบริ่ง พร้อมทำการวัดค่าการสั่นสะเทือนไปจนแบริ่งเกิดการชำรุดในที่สุด การทดสอบหาอัตราความเค้นโคของรอยแตกของรางนอกของแบริ่ง เพื่อหาช่วงเวลาการใช้งานของเครื่องจักรต่อไป หลังจากแบริ่งเริ่มเกิดการชำรุด ทดสอบโดยการยกกระบอกขึ้นลง โดยควบคุมให้อุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกอยู่ในช่วงใกล้เคียงกับข้อมูลจริงของการใช้งานคือ 60 – 75 °C และตรวจสอบสภาพแบริ่งเมื่อยก กระบะครบ 30 ครั้ง ทดสอบไปจนแบริ่งเกิดการชำรุด ทำการวัดพื้นที่ขนาดของรอยแตกเป็นตารางมิลลิเมตร และนำมาเขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างขนาดรอยแตกและจำนวนครั้งที่ยกกระบอก ทำการทดสอบกับปั๊มไฮดรอลิกจำนวน 3 ชุด คิดเป็นจำนวนแบริ่ง 12 ลูก

### 2.3 ความถี่ที่กำเนิดจากแบริ่งและเฟืองเกียร์

เฟืองเกียร์ที่ซบกันจะทำให้กำเนิดสัญญาณที่เกิดจากการขบกันเท่ากับความเร็วรอบของเพลาคูดด้วยจำนวนฟันของเฟืองเกียร์นั้น ส่วนแบริ่งแบบ Anti-friction เมื่อเกิดการชำรุดขึ้นที่ชิ้นส่วนภายในของแบริ่ง ซึ่งประกอบด้วยชิ้นส่วนหลัก 4 ส่วนคือ รางใน (Inner race) รางนอก (Outer race) เม็ดแบริ่งหรือลูกกลิ้ง (Ball or roller) และสุดท้ายคือ ริง (Cage) ของแบริ่ง แบริ่งแบบนี้เมื่อเกิดการชำรุดขึ้นจะทำให้กำเนิดความถี่อย่างน้อย 5 ความถี่ [19] คือ

- 1) Rotating unit frequency or speed (S)
- 2) Fundamental train frequency (FTF)
- 3) Ball pass frequency of the outer race (BPFO)
- 4) Ball pass frequency of the inner race (BPFi)
- 5) Two time ball spin frequency (2XBSF)

$$FTF = \frac{1}{2} \left[ \omega_i \left(1 - \frac{B_d \cos \phi}{P_d}\right) + \omega_o \left(1 + \frac{B_d \cos \phi}{P_d}\right) \right] \quad (1)$$

$$BPFO = \frac{N_b}{2} (\omega_i - \omega_o) \left(1 - \frac{B_d \cos \phi}{P_d}\right) \quad (2)$$

$$BPFi = \frac{N_b}{2} (\omega_i - \omega_o) \left(1 + \frac{B_d \cos \phi}{P_d}\right) \quad (3)$$

$$BSF = \frac{P_d}{2B_d} (\omega_i - \omega_o) \left(1 - \frac{B_d^2 \cos^2 \phi}{P_d^2}\right) \quad (4)$$

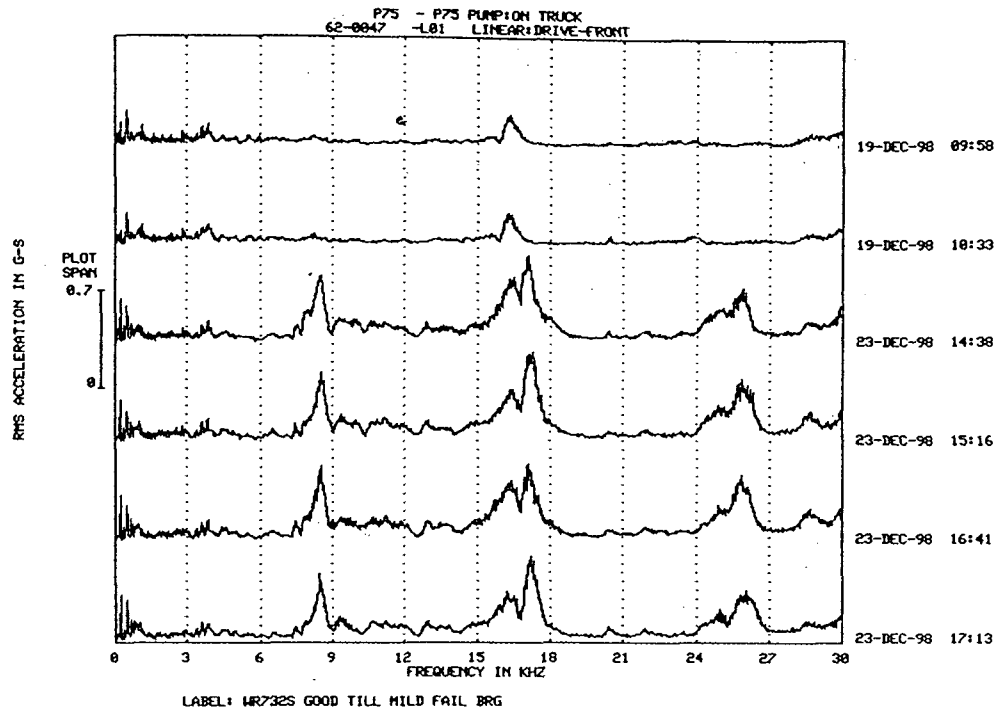
- $\omega_i$  คือ ความเร็วเชิงมุมของรางใน
- $\omega_o$  คือ ความเร็วเชิงมุมของรางนอก
- $B_d$  คือ ขนาดความโตของเม็ดแบริ่ง
- $P_d$  คือ Pitch diameter ของแบริ่ง
- $N_b$  คือ จำนวนเม็ดแบริ่งใน 1 แถวของแบริ่ง
- $\phi$  คือ contact angle ของแบริ่ง

สำหรับแบริ่งที่ใช้ในการทดสอบ มีค่า  $P_d = 45.70$  มม.,  $B_d = 7.60$  มม. และค่ามุม  $\phi = 0.0^\circ$  องศา เมื่อแทนค่า  $\omega_o = 0$  จะได้ BPF เป็นจำนวนเท่าของ  $\omega_i$  หรือรอบต่อนาทีของ inner race ของแบริ่งในปั๊มไฮดรอลิก คือ FTF = 0.417, BSF = 2.920, BPFO = 6.670 และ BPFi = 9.330

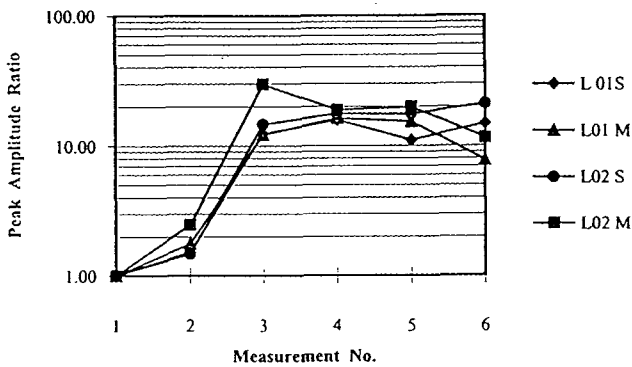
### 3. ผลการทดสอบ

#### 3.1 ผลการวัดในช่วงความถี่ 20 – 30,000 Hz

เมื่อนำ spectrum ที่วัดได้มาเรียงลำดับตั้งแต่แบริ่งยังไม่เกิดการชำรุด (2 ครั้งแรก) การทำาหนดบริเวณพื้นที่รับภาระของรางนอก (ครั้งที่ 3) จนถึงจุดที่แบริ่งเริ่มเกิดการชำรุดและการชำรุดรุนแรงขึ้น (ครั้งที่ 4 เป็นต้นไป) ดังรูปที่แสดงในรูปที่ 2 ซึ่งแสดงให้เห็นว่าตั้งแต่เริ่มทำาหนด มีการสั่นสะเทือนสูงขึ้นในช่วงความถี่ 7-9 kHz, 15-18 kHz และช่วง 24-27 kHz ซึ่งเป็นลักษณะการเกิด resonance ของโครงสร้างของระบบ ลักษณะดังกล่าวเกิดขึ้นกับการติดตั้งหัววัดความเร่งทั้งสองแบบ การชำระของแบริ่งที่ตำแหน่งด้านหน้าหรือด้านหลังด้านใดด้านหนึ่งหรือทั้งสองด้าน เป็นผลให้เกิดการสั่นสะเทือนสูงขึ้นทั้งจุดวัดด้านหน้าและด้านหลังพร้อมกันในช่วงความถี่ดังกล่าวแล้ว ค่าอัตราส่วนของแอมพลิจูด เมื่อเอา spectrum ณ จุดที่แบริ่งยังมีสภาพดีเป็นจุดอ้างอิงหรือตัวหาร ไปหาร spectrum ที่แบริ่งเกิดการชำรุดแล้ว (คำนวณตัวเลขโดยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ของเครื่องมือวัด) โดยเอาค่าสูงสุดจากความถี่ใน 3 ช่วงที่กล่าวข้างต้นมาเขียนกราฟเทียบกับเวลาการใช้งานที่ผ่านมา จะได้ลักษณะรูปกราฟดังแสดงตามรูปที่ 3 ผลจากการทดสอบข้อมูลรอด 9 คัน พบว่า 7 ใน 9 คัน มีอัตราส่วนของแอมพลิจูดในลักษณะเพิ่มขึ้นและรักษาระดับค่อนข้างคงที่ในช่วงที่เกิดการชำรุดมากขึ้น ส่วน 2 ใน 9 คัน มีการเพิ่มขึ้นและมีแนวโน้มลดลงอย่างชัดเจนเมื่อรอยชำรุดโตขึ้น แต่ก็ยังสูงกว่าจุดเริ่มต้น โดยมีรายละเอียดแยกตามการติดตั้งหัววัดความเร่งดังนี้ การติดตั้งหัววัดความเร่งด้วยสลักเกลียว ได้ค่าอัตราส่วนของแอมพลิจูดตลอดช่วงของการวัดค่าสุดท้ายที่ 2.2 เท่า และการติดตั้งหัววัดความเร่งด้วยแม่เหล็กได้ค่าอัตราส่วนของแอมพลิจูดตลอดช่วงของการวัดค่าสุดท้ายที่ 3.0 เท่า จากตัวเลขสองตัวที่ได้นี้สามารถนำไปใช้ในการติดตามสภาพของแบริ่งในปั๊มไฮดรอลิกได้ โดยเริ่มติดตามข้อมูลเมื่อค่าอัตราส่วนของแอมพลิจูดมีค่าเพิ่มขึ้น ดังที่กล่าวแล้วเป็นอย่าง



รูปที่ 2 เปรียบเทียบ spectrum ตั้งแต่เริ่มต้นจนถึงเบร้งชำรุด



รูปที่ 3 ค่าอัตราส่วนของแอมพลิจูด ตั้งแต่เริ่มจนถึงเบร้งชำรุด

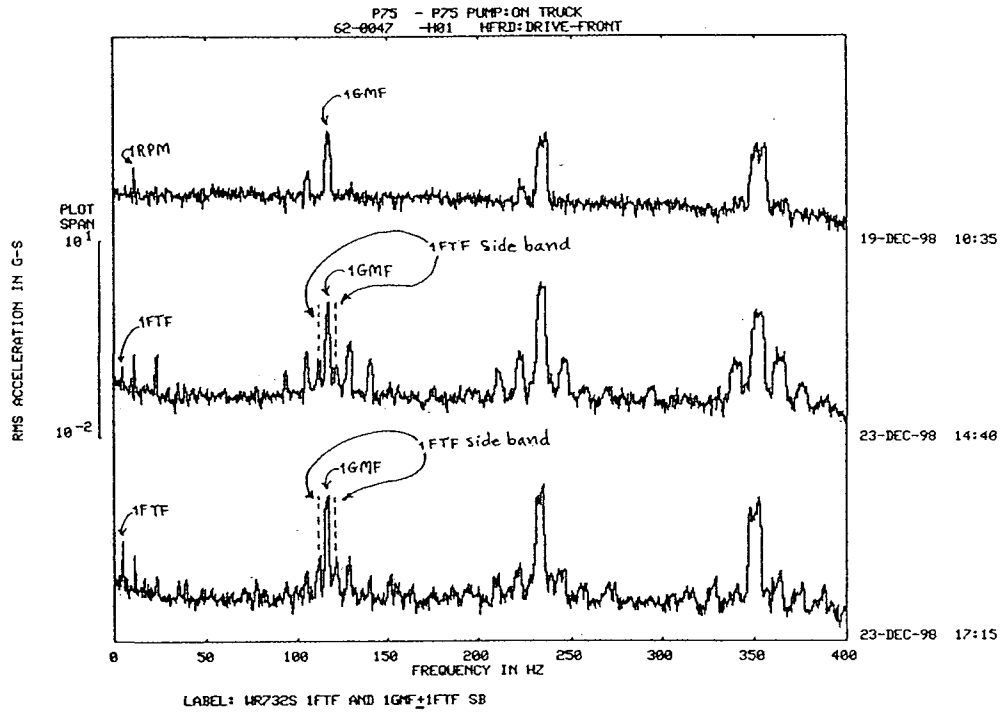
### 3.2 ผลการวัดในช่วงความถี่ 0.5 – 400 Hz วัดแบบ Envelope demodulation

ผลของ spectrum จากการวัดแบบนี้ เมื่อเบร้งเกิดการชำรุดจะมีการเปลี่ยนแปลงที่สังเกตเห็นได้อย่างชัดเจนเกิดขึ้นพร้อมกัน 2 ส่วน คือ การเพิ่มขึ้นของแอมพลิจูดของ 1FTF และการเกิด side band ขึ้นที่ 1GMF โดยที่ความถี่ของ side band มีค่าเท่ากับ  $\pm 1FTF$  ผลการทดสอบจากรด 9 คัน พบว่า เมื่อติดตั้งหัววัดความเร่งด้วยสลักเกลียว

8 ใน 9 คัน จะเกิดการเปลี่ยนแปลงดังกล่าว และเมื่อติดตั้งหัววัดความเร่งด้วยแม่เหล็กจะเกิดขึ้น 7 ใน 9 คัน ตัวอย่างของ spectrum ดังแสดงตามรูปที่ 4 ซึ่งจะแสดง 3 ขั้นตอนของเบร้งคือ เมื่อเบร้งยังไม่เกิดการชำรุด เมื่อเบร้งเริ่มมีรอยตำหนิบริเวณรางนอก และสุดท้ายเมื่อเบร้งเกิดการชำรุดที่รางนอก โดยจะปรากฏ 1FTF และ side band ของ 1GMF เท่ากับ  $\pm 1FTF$  ตั้งแต่เริ่มมีรอยตำหนิที่รางนอกของเบร้ง การเกิด 1FTF และ side band ที่ 1GMF จะเป็นการวัดที่ช่วยสนับสนุนการวัดที่ความถี่ 20 – 30,000 Hz ว่าเบร้งเกิดการชำรุดหรือไม่ ซึ่งนำมาใช้เมื่อต้องมีการตัดสินใจว่าจะหยุดเครื่องจักรหรือสามารถใช้งานได้อีก

### 3.3 ผลการวัดในช่วงความถี่ 0.5 – 400 Hz วัดโดยตรง (linear)

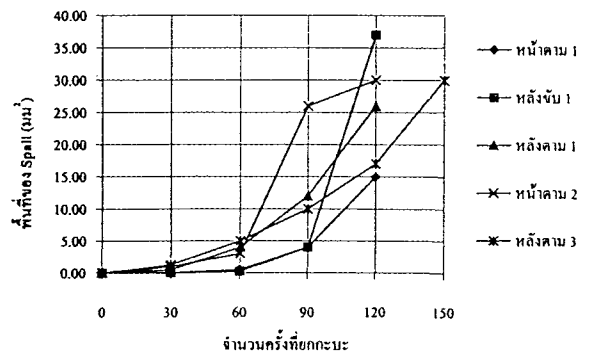
ผลของการวัด spectrum แบบนี้ จากการทดสอบรถทั้ง 9 คัน ไม่สามารถแสดงให้เห็นความแตกต่างของ spectrum ที่ขั้นตอนการชำรุดของเบร้งได้ จึงไม่สามารถนำผลจากการวัดมาใช้ในการวิเคราะห์การสันสะเทือนของบีมไฮดรอลิคได้



รูปที่ 4 การปรากฏของ 1FTF และ 1GMF± 1FTF ตั้งแต่เริ่มต้นจนถึงเบร้งชำรุด

### 3.4 ผลการทดสอบอัตราการเติบโตของรอยแตกของรางนอกของเบร้ง

ผลการทดสอบพบว่าเกิดการชำรุดของเบร้งทั้งหมด 5 ลูก จากจำนวนเบร้งที่ทดสอบ 12 ลูก ใช้บีมจำนวน 3 ชุด เมื่อนำมาเขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างขนาดของรอยแตกที่ผิวของรางนอกเบร้งกับจำนวนครั้งที่ทำการยกจะจะได้รูปกราฟดังแสดงตามรูปที่ 5 ซึ่งสอดคล้องและใกล้เคียงกับ James E. Berry [16] ซึ่งกล่าวว่าจากจุดที่เบร้งเริ่มเกิดการชำรุด เบร้งจะมีอายุการใช้งานต่อไปได้อีก 10-20 % ของอายุการใช้งานรวม ผลการทดสอบเมื่อยึดหลักการชำรุดของเบร้งจะสมบูรณ์เมื่อมีพื้นที่ผิวของการชำรุด 6 ตารางมิลลิเมตร [32] และจากประสบการณ์การใช้เครื่องจักรที่ผ่านมา 15 ปี ยอมรับให้การชำรุดของผิวเบร้งรวมทั้ง 4 ลูก มีขนาดได้ไม่เกิน 24 ตารางมิลลิเมตร (หากมีพื้นที่โตกว่านี้จะมีอันตรายต่อระบบได้) จะได้อายุการใช้งานต่อไปของเบร้งในบีมไฮดรอลิคเป็น 22 % ของอายุรวม (เฉลี่ย 25 %) คิดเป็นอายุการใช้งานของเครื่องจักรประมาณ 260 ชั่วโมง หรือประมาณ 1 เดือน



รูปที่ 5 อัตราการเติบโตของรอยแตกที่ผิวเบร้ง

#### 4. บทสรุปและข้อคิดเห็น

จากผลการทดสอบสรุปได้ว่าสามารถใช้วิธีการวิเคราะห์การสั่นสะเทือนตรวจสอบได้ว่า รางนอกของแบริ่งในปั๊มไฮดรอลิกแบบเฟืองเกิดการชำรุด โดยให้ความน่าเชื่อถือได้ 100 % เมื่อคำนวณการวัดในช่วงความถี่ 20 – 30,000 Hz ทั้งการติดตั้งหัววัดความเร่งด้วยสลักเกลียวและด้วยแม่เหล็ก โดยสนใจการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของ spectrum ใน 3 ช่วงความถี่ คือ 7-9 kHz, 15-18 kHz และ 24-27 kHz ค่าอัตราส่วนของแอมพลิจูดในช่วง 3 แถบความถี่จะมีการเพิ่มขึ้นอย่างต่ำประมาณ 2.2 เท่า เมื่อติดตั้งหัววัดความเร่งด้วยสลักเกลียวและเพิ่มขึ้นประมาณ 3.0 เท่า เมื่อติดตั้งหัววัดความเร่งด้วย แม่เหล็ก การวัดในช่วงความถี่ 0.5 – 400 Hz โดยวิธี Envelope demodulation ให้ความน่าเชื่อถือไม่ได้ 100 % (80 – 100 %) แต่สามารถนำมาประยุกต์ใช้ในการสนับสนุน การวัดในช่วงความถี่สูงได้ในกรณีที่ต้องการตัดสินใจ เพื่อหยุดเครื่องจักรหรือใช้งานต่อไป ทั้งนี้ต้องระวังว่าเกิดการชำรุดคือการเพิ่มขึ้นของ 1FTF และการปรากฏของ side band ของ 1GMF ที่ความถี่  $\pm 1\text{FTF}$ . อายุการใช้งานของแบริ่งหลังจากเริ่มเกิดการชำรุด จะมีอายุการใช้งานต่อไปได้อีกประมาณ 22 % ของอายุรวม หรือประมาณ 260 ชั่วโมง ดังนั้นควรทำการวัดค่าการสั่นสะเทือนของปั๊มไฮดรอลิกทุกเครื่องอายุของแบริ่งที่เหลืออยู่คือ 130 ชั่วโมง หรือประมาณ 15 วัน เพื่อป้องกันการชำรุดรุนแรงที่จะเกิดขึ้นในระบบไฮดรอลิก

#### 5. กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนขอขอบคุณการไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย ที่เป็นผู้สนับสนุนทุนสำหรับการวิจัยและขอขอบคุณคณาจารย์ทุกท่านในภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ ที่กรุณาให้คำแนะนำในการวิจัยครั้งนี้

#### เอกสารอ้างอิง

- [1] ประสงค์ อิงสุวรรณ, "การสั่นสะเทือนเชิงกล", ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, 2535
- [2] สมเกียรติ เฟิงแก้ว, "สรุปการซ่อมและวิเคราะห์การชำรุดเครื่องจักรกลเหมือง", กองโรงงาน ฝ่ายการผลิต การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย, 2538.
- [3] Allan G. Piersol, "Noise and Vibration Control Engineering", John Wiley and Son, 1992 PP.45-74.
- [4] Alexander H. Scloum, "Precision Machine Design", Prenticehall, 1992 PP.444-478.
- [5] Berggren, J.C. "Malfunction Diagnosis of Rolling Element Bearings: Technology Advances in Engineering and their Impact on Detection, Diagnosis and Prognosis Methods", Cambridge University Press, 1983, pp.157-171.

- [6] Bruel & Kjaer, "Machine Condition Monitoring", November, 1989.
- [7] Bruel & Kjaer, "Measuring Vibration", September, 1982.
- [8] Charles Jackson, "Vibration Analysis Symptoms", Monsanto Polymer and Petrochemicals, Texas city, USA.
- [9] Collacott, R.A, "Mechanical Fault Diagnosis", London Chaman and Hall, 1977, pp.100-132.
- [10] CSI, "Machinery Analyzer Model 2115 Users Manual", 1993.
- [11] Dave Druif, "Demodulation in Detail", CSI Model 750 Preprocessor Application CSI Application Paper, 1992.
- [12] Erwin V.Zaretsky, "STLE Life Factors for Rolling Bearings", July 1992.
- [13] Glenn White, "Amplified Demodulation:- A Power Tool for Predictive Maintenance". CSI Application Paper, 1991.
- [14] Gag Xu, Farshid Sadeghi and Michael Hoeprich, "Residual Stresses due to Debris Effects in EHL Contacts", Presented at the 52<sup>nd</sup> Annual Meeting of STLE. In Kansas city 18-22 May, 1997.
- [15] I.M. Howard and N.S. Swansson, "Demodulating High Frequency Resonance & Signal for Bearing Fault Detection", in Vibration and Noise Conference the Institution of Engineers Australia.
- [16] James E.Berry, "Tracking of Rolling Element Bearing Failure Stages Using Both Vibration Signature Analysis as Well as High Frequency Enveloping and Demodulation Spectral Techniques", 3<sup>rd</sup> Edition, Technical Associates of Charlotte, Inc., 1993.
- [17] Jampes W.Dally, William F.Riley and Kenneth G. Mcconnel, "Instrumentation for Engineering Measurement", 2<sup>nd</sup> Edition John wiley & son, inc. 1993.
- [18] James I. Taylor, "Determination of Antifriction Bearing Condition by Spectral Analysis", Vibration Institued, 1978.
- [19] James I Taylor, "The Vibration Analysis Hand Book", 1<sup>st</sup> Edition, Vibration Consultants, Inc. Tampa, FL, 1994.
- [20] Jens. Trampe Broch, "Mechanical Vibration and Shock Measurements", Bruel & Kjaer Denmark, October, 1980.
- [21] Kuhnell, B.T. and Stecki, J.S. "Correlation of Vibration, Wear Debris Analysis and Oil Analysis in Rolling Element Bearing Condition Monitoring", in Maintenance Management International, V5 (2), May 1985 pp.105-115.
- [22] Mitchell, J.S., "Condition Monitoring in Mechanical Engineering", vol.107 (12) 1985 pp.32-37.

- [23] PCB, "Piezoelectric Accelerometers", SG-601B, 1993.
- [24] Ray Beebs, "Machine Condition Monitoring" 2<sup>nd</sup> edition  
Engineering Publications 1988 (Registered in Victoria,  
Australia).
- [25] Ray Beebs, "Predictive Maintenance Machine Condition  
Monitoring", Monash University, Gippsland School of  
Engineering, July, 1995.
- [26] Randall, R.B., "Computer Aided Vibration Spectrum Trend  
Analysis for Condition Monitoring", in Maintenance  
Management International. vol. 5 (3), 1985, pp.161-167.
- [27] Ronald L.Widner, "Failure of Rolling-Element Bearing",  
ASM Volume 11 pp.490-513.
- [28] Ronald L. Eshleman, "Vibration Specialist 1 Certification  
Program", Vibration Institute, 1994
- [29] Ronald L. Eshleman, "Machine Diagnostics".
- [30] The Society of Tribologists and Lubrication Engineers  
(STLE), "Interpreting Service Damage in Rolling Type  
Bearing", 11<sup>th</sup> Printing, January, 1993.
- [31] Teresia Ramden, Kenneth Welddfelt and Jan-Ove  
Palmberg, "Condition Monitoring of Fluid Power Pumps by  
Vibration Measurement" Fluid Power 10<sup>th</sup> International  
Conference, BHR Group Publication, 1993 pp.263-275.
- [32] Timken, "Bearing Selection Handbook" No.103.9m - 5-83-6,  
U.S.A.
- [33] Vibration Institute, "Proceedings 21<sup>st</sup> Annual Meeting", New  
Orleans, Louisiana, June 17-19, 1997.
- [34] Vibration Institute, "Proceedings 20<sup>th</sup> Annual Meeting", St.  
Louis, Missouri, June 25-27, 1996.
- [35] Vibration Institute, "Proceedings 19<sup>th</sup> Annual Meeting",  
Indianapolis, Indiana, June 20-22, 1995
- [36] Vibration Institute, "Proceedings 18<sup>th</sup> Annual Meeting",  
Hershey, Pennsylvania, June 21-23, 1994.
- [37] Y.P. Chiu, "The Mechanism of Bearing Surface Fatigue  
Experiments and Theories", Presented at the 52<sup>th</sup>  
Annual Meeting (STLE) in Kansas city 18-22 May, 1997.