

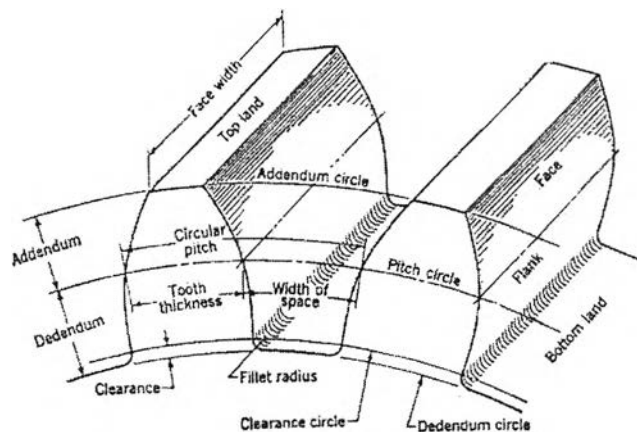
บทที่ 2

ทฤษฎีพื้นฐานเกี่ยวกับเฟือง

เฟืองเป็นอุปกรณ์ในการถ่ายทอดกำลังทางกลและการเคลื่อนที่ระหว่าง 2 เพลา โดยมีระยะระหว่างเพลาทั้งสองไม่มากนัก ในกรณีที่ระยะระหว่างสองเพลามากจะใช้การส่งกำลังโดยใช้สายพานแทน ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับเฟืองนั้นได้กล่าวถึงเฉพาะเฟืองตรงเนื่องจากเป็นเฟืองที่มีการใช้งานมากที่สุดและเป็นเฟืองที่ใช้ในการทดลอง

2 - 1 เฟืองตรง (Spur Gear)

เฟืองตรงมีลักษณะการใช้งาน คือ เพลาของเฟืองขับและเฟืองตามมีทิศทางการหมุนเหมือนกัน ฟันเฟืองมีลักษณะเป็นโค้งอินโวลูท (Involute Curve) เนื่องจากเฟืองตรงเป็นเฟืองพื้นฐานที่นิยมใช้กันมากกว่าเฟืองแบบอื่น ๆ ดังนั้นรูปร่างและขนาดของฟันเฟืองจึงต้องเป็นไปตามมาตรฐานเดียวกัน ฟันเฟืองที่ขบกันได้ต้องมีขนาดฟันเท่ากัน นั่นคือมีโมดูล (Module) เท่ากัน ระยะต่างๆของเฟืองถูกกำหนดเป็นแบบเดียวกันดังรูปที่ 2-1



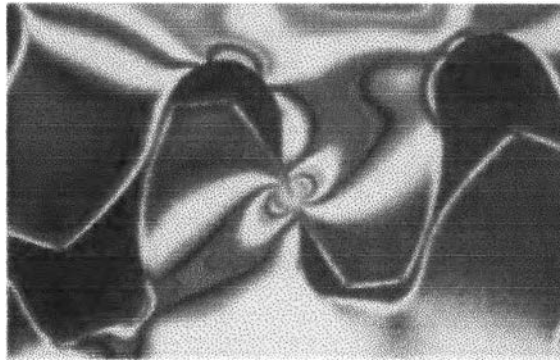
รูปที่ 2-1 ฟันเฟืองตรง

อัตราทดของเฟือง (Gear Ratio) คำนวณได้จากเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ (Pitch Circle Diameter) หรือ จากจำนวนฟันของเฟืองขับและเฟืองตามดังสมการที่ 2-1

$$\text{Gear Ratio} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{D_2}{D_1} \quad (2-1)$$

เมื่อ ω_i คือความเร็วเชิงมุมของเฟือง i (rad/s) N_i คือจำนวนฟันเฟือง i และ D_i คือความยาวเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ของเฟือง i

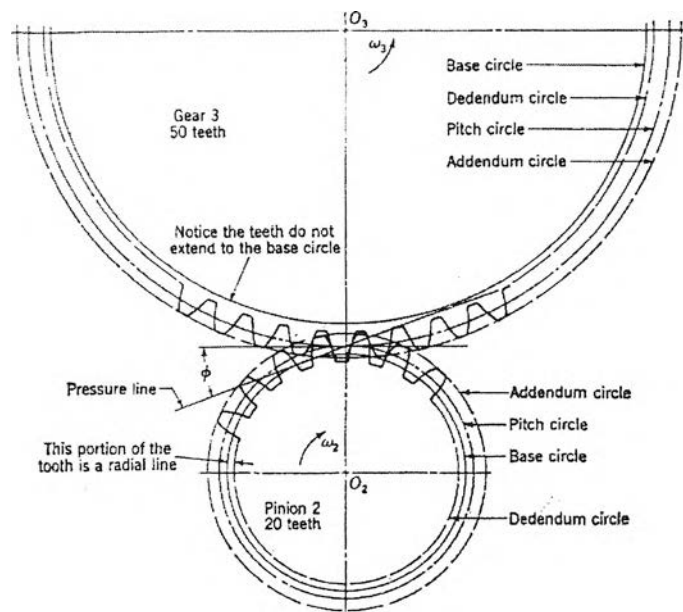
หลักการทำงานของเฟืองคือการส่งผ่านกำลังจากฟันเฟืองขับไปยังฟันของเฟืองตามผ่านจุดสัมผัสระหว่างฟันเฟืองทั้งสอง รูปที่ 2-2 เป็นภาพถ่ายโดยPhotoelastic แสดงการสัมผัสกันของฟันที่จุดพิทช์ พบความเค้นหนาแน่น (Stress Concentration) บริเวณจุดพิทช์ซึ่งเป็นจุดสัมผัสในขณะนั้น



รูปที่ 2-2 รูปเฟืองขณะขบกันถ่ายโดยPhotoelastic

แนวแรงกระทำระหว่างฟันมีทิศทางตามระนาบสัมผัส (Plane of Contact) ซึ่งเป็นระนาบที่สัมผัสกับวงกลมฐาน (Base Circle) ของเฟืองทั้งสอง มุมที่ระนาบสัมผัสทำกับแนวระดับเรียกว่ามุมความดัน (Pressure Angle) ดังแสดงในรูปที่ 2-3 ซึ่งเป็นคุณสมบัติเฉพาะตัวของเฟือง เฟืองที่ขบกันต้องมีมุมความดันเท่ากัน มุมความดันของเฟืองตรงที่ใช้กันโดยทั่วไปมีสองค่า คือ 14.5° และ 20°

เนื่องจากโพรไฟล์ของฟันเฟืองเป็นโค้งอินโวลูท (Involute Curve) ทำให้จุดสัมผัสของฟันเฟืองตั้งฉากกับระนาบสัมผัสตลอดเวลา การสัมผัสของฟันเฟืองทำให้เกิดความเร็วไถลสัมผัสพัทธ์ (Sliding Velocity) ระหว่างฟันเฟืองทั้งสอง ตำแหน่งที่จุดพิทช์ของฟันเฟืองทั้งสองสัมผัสกันจะมีความเร็วไถลสัมผัสพัทธ์เป็นศูนย์



รูปที่ 2-3 ฟันเฟืองขบกัน และ มุมความดัน

แบกแลช คือ ผลต่างของระยะพิตซ์วงกลม (Circular Pitch) และ ความหนาของฟันที่วงกลมพิตซ์ (Tooth Thickness) เฟืองขับและเฟืองตามรวมกันตามสมการที่ 2-2 ซึ่งก็คือระยะช่องว่างที่เหลือระหว่างสองฟันนั่นเอง แบกแลชอาจเกิดขึ้นได้จากความคลาดเคลื่อนของโพรไฟล์ตั้งแต่ขั้นตอนการผลิตเฟือง และเกิดจากการสึกหรอที่เพิ่มขึ้นภายหลังการใช้งาน ระยะแบกแลชที่มากขึ้นจะทำให้ฟันเฟืองเกิดการกระทบกันมากขึ้นระดับการสั่นสะเทือนของเฟืองจึงมากขึ้น

$$B_L = p_o - (T_{p0} + T_{G0}) \quad (2-2)$$

เมื่อ B_L คือ ระยะแบกแลช p_o คือ ระยะ Circular Pitch
 T_{p0} คือ ความหนาของฟันเฟืองขับบริเวณวงกลมพิตซ์
 T_{G0} คือ ความหนาของฟันเฟืองตามบริเวณวงกลมพิตซ์

2 - 2 ความถี่ GMF และ ความถี่ HTF

ความถี่ GMF (Gear Meshing Frequency) คือ ความถี่ที่ฟันเฟืองขบกันนับว่าเป็นความถี่พื้นฐานของสัญญาณการสั่นสะเทือนของเฟืองคำนวณได้ตามสมการ 2-3

$$GMF = N_1 \times \frac{RPM_1}{60} = N_2 \times \frac{RPM_2}{60} \quad \text{Hz} \quad (2-3)$$

ความถี่ HTF (Hunting Tooth Frequency) คือ ความถี่ที่ฟันซี่หนึ่งของเฟืองขับขบกับ ฟันซี่เดิมของเฟืองตาม ถ้าอัตราส่วนทดของเฟือง (Gear Ratio) เป็นจำนวนเต็ม ความถี่ HTF จะเท่ากับความเร็วรอบของเฟืองตัวใหญ่ ในกรณีเช่นนี้ฟันเฟืองคู่เดิมจะขบกันทุกๆรอบของเฟือง ตัวใหญ่ซึ่งจะทำให้เกิดการสึกหรอที่ไม่สม่ำเสมอขึ้น ในการออกแบบเฟืองความถี่ HTF ควรมีค่าน้อยที่สุด เพื่อให้เฟืองเกิดการสึกหรอช้าที่สุดและการสึกหรอเป็นไปอย่างสม่ำเสมอกระจายเท่ากัน ทุกฟัน ด้วยเหตุผลนี้การออกแบบชุดเฟืองจึงไม่ปรากฏอัตราส่วนเฟืองด้วยเลขลงตัวง่ายๆนอก จากจำเป็นจริงๆ ดังนั้นเฟืองจึงมักมีจำนวนฟันเป็นจำนวนเฉพาะ (Prime Number)

$$HTF = \frac{\text{Least Common Prime Factor of } N_1, N_2 \times GMF}{N_1 N_2} \quad \text{Hz} \quad (2-4)$$

2 - 3 การสันสะเทือนของชุดเฟือง

ถ้าฟันเฟืองคู่ที่ขบกันมีโพรไฟล์เป็นอินโวลูทสมบูร์น มีระยะพิตช์คงที่สม่ำเสมอทุกฟันและ ไม่มีภาระมากระทำกับฟันแล้ว เฟืองจะหมุนด้วยความเร็วรอบคงที่และไม่เกิดการสันสะเทือน แต่ในการทำงานจริงเฟืองต้องรับภาระ ขณะเฟืองเคลื่อนที่ฟันเฟืองจะโก่งตัวเนื่องจากการรับ ภาระ (Tooth Deflection) ที่มีการเปลี่ยนแปลงเป็นคาบเท่ากับความถี่การขบกันของเฟือง (GMF) เมื่อเฟืองรับภาระเฟืองคู่หนึ่งๆต้องมีการเคลื่อนที่เสียดสีกันทำให้เกิดการสึกหรอขึ้นซึ่งทำให้โค้งอิน โวลูทเปลี่ยนไปจากเดิม และเมื่อโค้งอินโวลูทเปลี่ยนไปคาบของการโก่งตัวของฟันเฟืองจะเปลี่ยน ไปด้วย เมื่อเฟืองสึกหรอไปได้ระดับหนึ่งช่องว่างระหว่างฟันที่ขบกัน (Backlash) จะเพิ่มขึ้น ทำให้ฟันหลุดจากการสัมผัสกันง่ายขึ้นจนเกิดการกระแทกซึ่งทำให้เกิดการสันสะเทือนมากขึ้น การไกลระหว่างฟันจะเกิดที่ทุกๆจุดยกเว้นจุดพิตช์ (Pitch Point) ที่ไม่มีการไกลเกิดขึ้นเลย ในทาง ทฤษฎีจุดพิตช์เป็นจุดที่ไม่มีการสึกหรอเลย [2] แต่ในทางปฏิบัติจุดพิตช์อาจเป็นจุดที่เกิดการสึก หรออย่างน้อยที่สุดบนโพรไฟล์หรือไม้ก็ได้ขึ้นกับสภาพการรับภาระของชุดเฟืองนั้นๆ

เนื่องจากการสึกหรอทำให้ระดับการสันสะเทือนของระบบเฟืองสูงขึ้น ซึ่งทำให้การหลุด จากการสัมผัสกันก็เกิดได้ง่ายขึ้น เมื่อเฟืองหลุดจากการสัมผัสแล้วกลับมาสัมผัสกันใหม่จะ เกิดการกระแทกกัน เฟืองแต่ละตัวจะสันด้วยปรากฏการณ์ชั่วคราว นั่นก็คือชุดเฟืองจะสันด้วย

ความถี่ธรรมชาติ นอกจากสาเหตุจะมาจากความไม่สมบูรณ์ของเฟืองแล้วการสั่นสะเทือนของชุดเฟืองยังขึ้นกับการติดตั้งระบบที่เฟืองทำการขับเคลื่อน มอเตอร์ต้นกำลัง และการติดตั้งเพลลาขับ เนื่องจากการวิเคราะห์สัญญาณการสั่นสะเทือนไม่อาจวัดที่เฟืองได้โดยตรง ต้องวัดผ่านดัลบีฮีดเบริง (Bearing Housing) สัญญาณการสั่นสะเทือนที่วัดได้จะสะสมการสั่นสะเทือนของส่วนต่างๆที่สามารถถ่ายทอดสูงสุดที่ทำการวัดได้ ดังนั้นรูปแบบของสัญญาณการสั่นสะเทือนของชุดเฟืองมักจะซับซ้อน

สรุปสาเหตุการสั่นสะเทือนของชุดเฟือง

สาเหตุจากเฟือง

- 1) การสึกหรอของฟัน
- 2) เฟืองเยื้องศูนย์
- 3) รอยแตกร้าวของฟัน

สาเหตุจากระบบ

- 1) เพลลาขับเฟืองไม่ได้แนวแกน
- 2) มอเตอร์ส่งกำลังมีความบกพร่อง
- 3) เครื่องจักรที่เฟืองขับเคลื่อนไม่สมดุล
- 4) มีการหลุดหลวมทางกล
- 5) ข้อบกพร่องของชิ้นส่วนอื่นๆในเครื่องจักร

2 - 3 - 1 สมการการสั่นสะเทือนของชุดเฟือง

สมการการสั่นสะเทือนของเฟืองมีพื้นฐานมาจากสมการการเคลื่อนที่ของเฟืองขณะขบกัน ซึ่งเป็นการเคลื่อนที่รอบแกนหมุนของเพลลาซึ่งมีความซับซ้อนเนื่องจากฟันเฟืองมีการโค้งตัวจากการรับภาระและมีโพสไฟล์เบี่ยงเบนจากโค้งอินโวลูท ทำให้การเคลื่อนที่เชิงมุมของเฟืองคลาดเคลื่อนไปจากตำแหน่งที่ถูกต้อง ได้มีผู้พยายามสร้างสมการการเคลื่อนที่เชิงมุมของเฟืองและประยุกต์ให้อยู่ในรูปของความคลาดเคลื่อนของการส่งผ่านการเคลื่อนที่ (Transmission Error) ดังสมการที่ 2-5 ซึ่งคือความคลาดเคลื่อนในการเคลื่อนที่เชิงมุมของเฟือง [8] สมการนี้จึงเป็นสมการการสั่นสะเทือนเชิงมุมของเฟือง

$$\frac{d^2\xi}{dt^2} + \left(\frac{R_1^2}{I_1} + \frac{R_2^2}{I_2}\right)W - \left(\frac{R_1 T_1}{I_1} + \frac{R_2 T_2}{I_2}\right) = 0 \quad (2-5)$$

ซึ่งมีค่าพารามิเตอร์ต่างๆในสมการดังนี้

- W คือ ค่าภาระที่กระทำกับฟันเฟือง
 C คือ ค่าคงที่ซึ่งขึ้นกับความยืดหยุ่นของขบกันของเฟือง
 ξ คือ ค่าความคลาดเคลื่อนของการส่งผ่านการเคลื่อนที่ (Transmission Error)
 ξ_s คือ ค่าความคลาดเคลื่อนของการส่งผ่านการเคลื่อนที่สถิต (Static Transmission Error)
 R_1, R_2 คือ ค่ารัศมีวงกลมพิทช์ของเฟืองขับและเฟืองตามตามลำดับ
 I_1, I_2 คือ ค่าโมเมนต์ความเฉื่อยของเฟืองขับและเฟืองตามตามลำดับ
 T_1, T_2 คือ ค่าทอร์กที่กระทำที่ฟันเฟืองขับและเฟืองตามตามลำดับ

โดยที่ค่าแรง W ที่กระทำกับฟันเฟืองนั้นเป็นฟังก์ชันที่เปลี่ยนแปลงตามเวลาตามสมการที่ 2-6 และขึ้นกับค่าความคลาดเคลื่อนของการส่งผ่านการเคลื่อนที่สถิต ξ_s ความยืดหยุ่นของการขบกันของเฟือง C

$$\xi = CW + \xi_s \quad (2-6)$$

สมการการสั่นสะเทือนของชุดเฟืองข้างต้นเป็นเพียงสมการการเคลื่อนที่ของเฟืองตรงคู่หนึ่งและมีการเคลื่อนที่เฉพาะการเคลื่อนที่เชิงมุมเท่านั้น ซึ่งในความจริงแล้วชุดเฟืองมีทั้งการเคลื่อนที่เชิงเส้นและเชิงมุมและชุดเฟืองยังมีได้ตั้งแต่สองตัวขึ้นไป ดังนั้นการเคลื่อนที่ของชุดเฟืองจึงมีความซับซ้อนมากขึ้นไปอีก เนื่องจากผลเฉลยทางคณิตศาสตร์ของการสั่นสะเทือนของชุดเฟืองนั้นมีความซับซ้อนเป็นอย่างมากจึงได้มีผู้พยายามคิดค้นแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของการสั่นสะเทือนของเฟืองแทนผลเฉลยโดยตรง (Exact Solution) ซึ่งจะกล่าวรายละเอียดในบทต่อไป โดยศึกษาจากรูปแบบสัญญาณการสั่นสะเทือนที่ได้จากการทดลองจริงพบว่าสัญญาณการสั่นสะเทือนของชุดเฟืองประกอบด้วยสัญญาณความถี่พื้นฐานและสัญญาณมอดูเลชัน โดยมีความถี่พื้นฐานคือความถี่ขบกันของฟันเฟือง (Gear Meshing Frequency (GMF)) และความถี่ของสัญญาณมอดูเลชันคือ ความถี่เนื่องจากความเร็วรอบของเฟืองขับและเฟืองตาม

2 - 3 - 2 สมการจำลองการสั่นสะเทือนของชุดเฟือง [5]

สมการจำลองการสั่นสะเทือนของชุดเฟืองอยู่ภายใต้สมมติฐานต่อไปนี้

1. ชุดเฟืองมีระยะพิตช์เท่ากันทุกฟัน
2. มีความคลาดเคลื่อนของโพรไฟล์เบี่ยงเบนไปจากโค้งอินโวลูทเท่ากันทุกฟัน
3. มีความเร็วรอบคงที่
4. รับภาระคงที่

กำหนดพารามิเตอร์ในแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ดังต่อไปนี้

x, y	สัญญาณการสั่นสะเทือนซึ่งเป็นสัญญาณแบบความเร่ง
X_n	แอมพลิจูดของการสั่นสะเทือนที่ฮาร์มอนิกที่ n
am_n	ฟังก์ชันมอดูเลตทางแอมพลิจูด
fm_n	ฟังก์ชันมอดูเลตทางความถี่
A_{np}	แอมพลิจูดของฟังก์ชันมอดูเลตทางแอมพลิจูด
F_{ns}	แอมพลิจูดของฟังก์ชันมอดูเลตทางความถี่
f_m, f_r	ความถี่ GMF และ ความถี่ของฟังก์ชันมอดูเลตตามลำดับ
f_{rpm1}, f_{rpm2}	ความถี่เนื่องจากความเร็วรอบของเฟืองขับและเฟืองตามตามลำดับ
$\alpha_{np}, \phi_n, \beta_{np}$	มุมเฟสฮาร์มอนิกที่ n
T_1, T_2	จำนวนฟันของเฟืองขับและเฟืองตามตามลำดับ
$1/P, 1/G$	แกมมาที่ความถี่รอบของเฟืองขับและเฟืองตามตามลำดับ
N, P, S	จำนวนฮาร์มอนิกที่พิจารณาของฟังก์ชันการกระจัด ฟังก์ชันมอดูเลตทางแอมพลิจูด และ ฟังก์ชันมอดูเลตทางความถี่ ตามลำดับ

สมการการสั่นสะเทือนของเฟืองเมื่อยังไม่มีควมบกพร่องหรือยังไม่ถูกมอดูเลต

$$x(t) = \sum_{n=0}^N X_n \cos(2\pi f_m t + \phi_n) \quad (2-7)$$

เมื่อเฟืองมีข้อบกพร่อง แอมพลิจูด และความถี่จะถูกรบกวนเล็ด ดังนั้นสัญญาณการสัน
สะเทือนเมื่อเฟืองมีความบกพร่องคือ

$$y(t) = \sum_{n=0}^N X_n [1 + am_n(t)] \cos [2\pi n f_m t + \phi_n + fm_n(t)] \quad (2-8)$$

โดย

$$am_n(t) = \sum_{p=0}^P A_{np} \cos [2\pi p f_r t + \alpha_{np}] \quad (2-9)$$

$$fm_n(t) = \sum_{s=0}^S F_{ns} \cos [2\pi s f_r t + \beta_{ns}] \quad (2-10)$$

สัญญาณการสันสะเทือนจากสมการดังกล่าวอยู่ในรูปของโดเมนเวลาสามารถทำให้อยู่ใน
รูปโดเมนความถี่หรือสเปกตรัมได้โดยการแปลงแบบฟูริเยร์ของสัญญาณดังกล่าว และสามารถทำ
ให้อยู่ในรูปเซปส์ตรัมได้โดยการแปลงกลับแบบฟูริเยร์ของลอการิทึมของสัญญาณบนโดเมน
ความถี่ซึ่งจะได้กล่าวรายละเอียดของการแปลงฟูริเยร์ สเปกตรัม และ เซปส์ตรัม ในบทต่อไป

2-3-3 สัญญาณจำลองการสันสะเทือนของชุดเฟือง

ตัวอย่างสัญญาณจำลอง [1] โดยให้สัญญาณการสันสะเทือนของเฟืองจากสมการ
2-8 ความบกพร่องของเฟืองในสัญญาณจำลอง คือการมอดูเลตทางแอมพลิจูด และการมอดูเลต
ทางความถี่ โดยเป็นผลรวมของการมอดูเลตที่ความถี่ความถี่รอบของเฟืองทั้งสองตัวที่ขบกัน
โดยมีฟังก์ชันมอดูเลตทางแอมพลิจูด (Amplitude Modulating Function) และฟังก์ชัน
มอดูเลตทางความถี่ (Frequency Modulating Function) ตามสมการ 2-11 และ 2-12 ตาม
ลำดับ

$$am_n(t) = \sum_{p=1}^{T_1} A_{1np} \cos [2\pi p f_{rpm1} t + \alpha_{1np}] + \sum_{p=1}^{T_2} A_{2np} \cos [2\pi p f_{rpm2} t + \alpha_{2np}] \quad (2-11)$$

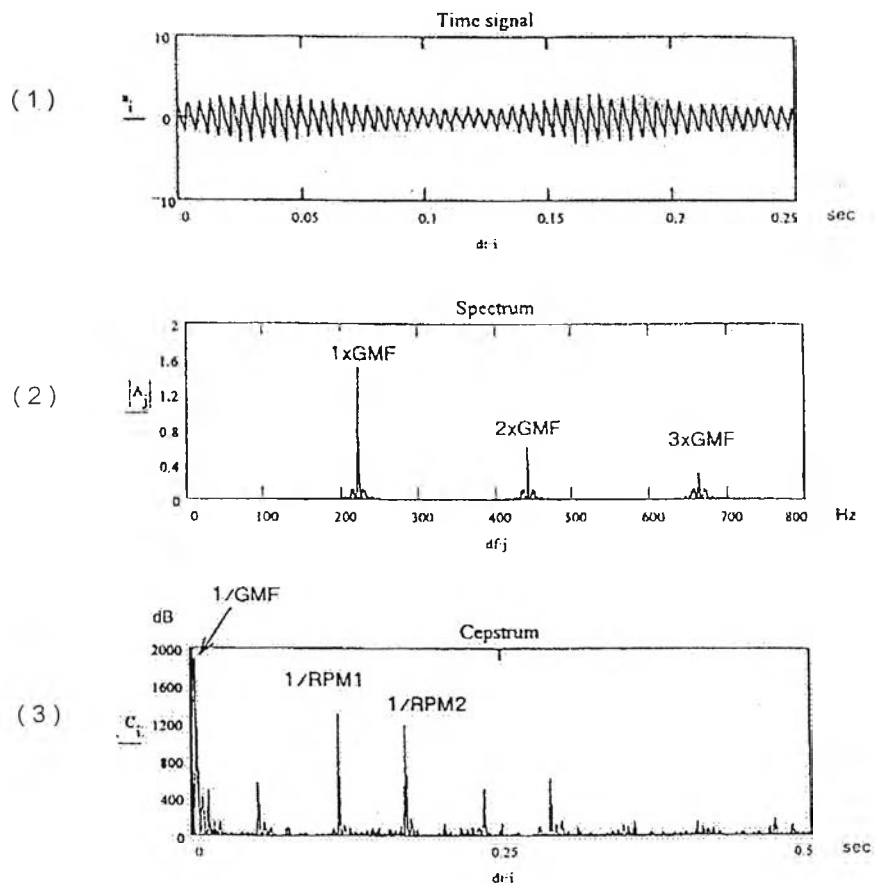
$$fm_n(t) = \sum_{s=0}^{T_1} F_{1ns} \cos [2\pi s f_{rpm1} t + \beta_{1ns}] + \sum_{s=0}^{T_2} F_{2ns} \cos [2\pi s f_{rpm2} t + \beta_{2ns}] \quad (2-12)$$

สัญญาณจำลองตามรูปที่ 2-4 นี้แสดงค่าจนถึงฮาร์มอนิกที่ 3 ของ ความถี่GMF โดยมี
ค่าพารามิเตอร์ต่างๆดังตารางที่ 1 จากสัญญาณ บนโดเมนเวลาจะเห็นลักษณะของการมอดูเล

ชั้นและช่วงความยาวคลื่นพาหะ (Carrier Frequency) ชัดเจน สัญญาณบนโดเมนความถี่สังเกตเห็นความถี่ 1xGMF 2xGMF และ 3xGMF ตามลำดับ พร้อมแถบความถี่ข้าง และสัญญาณเซปส์ตรัม สังเกตเห็นยอด 1/P และ 1/G ได้อย่างชัดเจน

GMF = 221 Hz	$X_0 = 0.15$	$am_1 = 0.25$	$fm_1 = 0.004$	$\beta_1 = -\pi/5.5$
$T_1 = 26$	$X_1 = 1.5$	$am_2 = 0.25$	$fm_2 = 0.004$	$\beta_2 = \pi/6.5$
$T_2 = 38$	$X_2 = 0.6$	$A_{1np} = am_1/(p^2 X_n)$	$f_{rpm1} = 8.5 \text{ Hz}$	$\alpha_{1m} = -\pi m/3.5$
	$X_3 = 0.3$	$A_{2np} = am_2/(p^2 X_n)$	$f_{rpm2} = 5.82 \text{ Hz}$	$\alpha_{2m} = \pi m/4.5$
	$X_4 = 0.15$			$\phi_n = \pi n/2.5$

ตารางที่ 1 ค่าพารามิเตอร์ที่ใช้จำลองสัญญาณการสั่นสะเทือนของชุดเฟือง



รูปที่ 2-4 สัญญาณจำลองที่มีการมอดูเลตทางความถี่ และ แอมพลิจูด

ผลการวิเคราะห์ [1] สรุปได้ว่าผลของการมอดูเลตทางแอมพลิจูดและความถี่มีผลดังต่อไปนี้

ผลของการมอดูเลตทางแอมพลิจูดที่มากขึ้น

1. ระดับการสั่นสะเทือน (แอมพลิจูด) สูงขึ้น
2. แถบความถี่ข้างมีแอมพลิจูดสูงขึ้น
3. เมื่อมอดูเลตแอมพลิจูดด้วยเฟืองขับสูงขึ้น แกมนิจูดของ 1/P มีแนวโน้มสูงขึ้น และ ยอด 1/G จะต่ำลง ในทางกลับกันก็เช่นเดียวกัน

ผลของการมอดูเลตทางความถี่ที่มากขึ้น

1. ระดับการสั่นสะเทือนสูงขึ้น
2. เมื่อมอดูเลตความถี่ด้วยเฟืองขับสูงขึ้น แถบความถี่ข้างของเฟืองขับมีแนวโน้มสูงขึ้น ในทางกลับกันก็เช่นเดียวกัน
3. แกมนิจูดของ 1/P และ 1/G ลดลงเท่าๆกัน

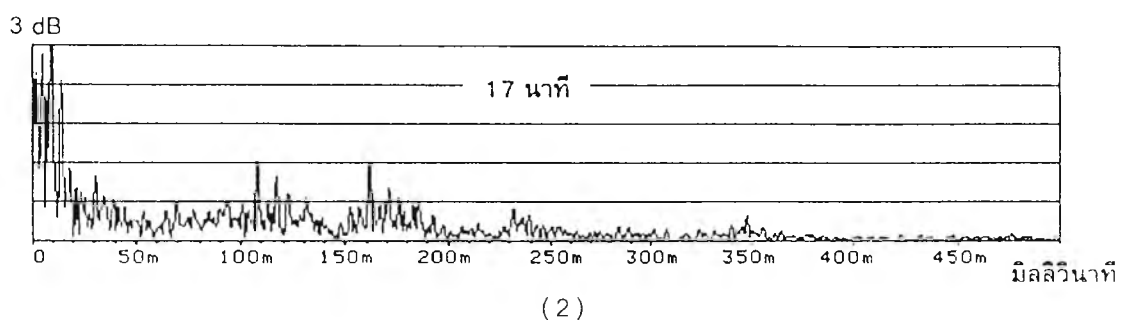
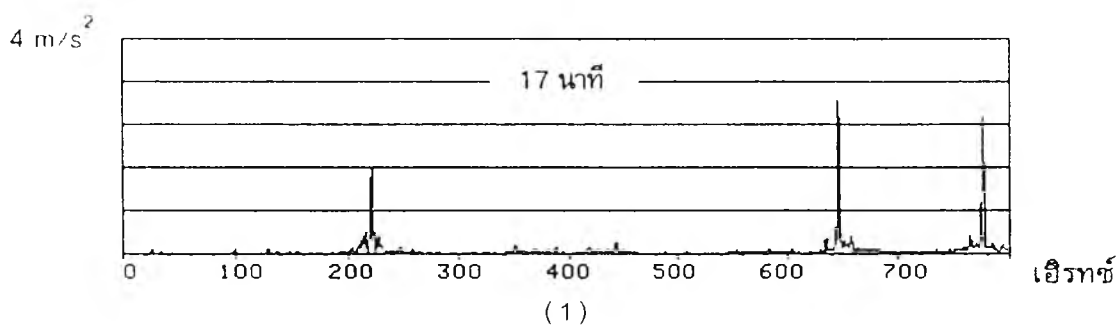
2-3-4 สัญญาณการสั่นสะเทือนจริงที่วัดได้จากชุดเฟือง

ภาพสัญญาณได้จากการทดลองจริง [1] ที่วัดจากชุดเฟืองโดยมีพารามิเตอร์หลักเหมือนสัญญาณจำลอง คือ เฟืองขับทำด้วยทองเหลืองขนาด 26 ฟัน เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ 91 มม. เฟืองตามทำด้วยเหล็กขนาด 38 ฟัน เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ 133 มม. เฟืองทั้งสองมีโมดูล 3.5 มม ความเร็วรอบเฟืองขับ 512 รอบ/นาที ทำการทดลองในสภาวะที่มีภาระคงที่และไม่มีภาระหล่อลื่นฟันเฟืองทดลองจนถึงนาทีที่ 2247 ซึ่งถือว่าเฟืองได้เกิดการสึกหรอขึ้นระดับหนึ่งแล้ว โดยวัดสัญญาณเป็นระยะๆ

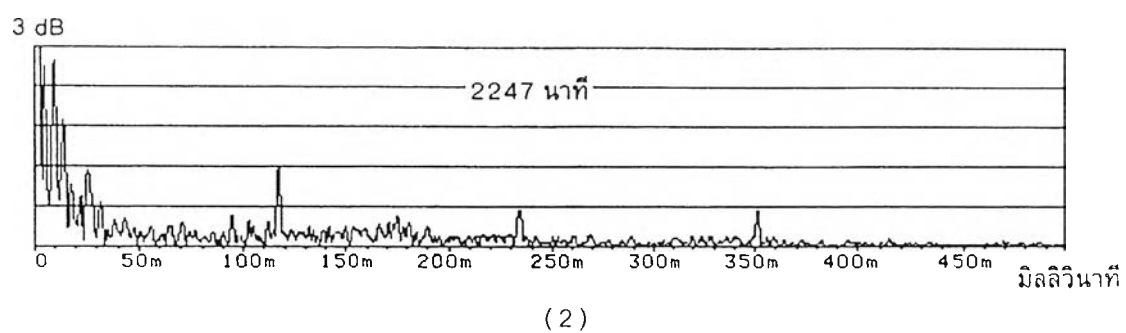
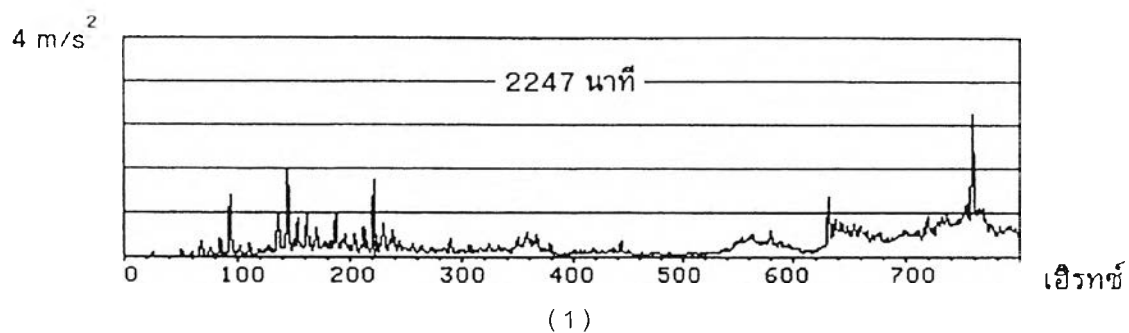
จากสัญญาณจริงที่ได้ รูปที่ 2-5 คือ สเปกตรัมและเชปส์ตรัมของสัญญาณที่วัดจากชุดเฟืองที่ใช้งานมา 17 นาทีซึ่งถือว่าเป็นสัญญาณที่ได้จากเฟืองที่มีสภาพดีโดยรูปที่ 2-5 (1) เป็นสัญญาณสเปกตรัม รูปที่ 2-5 (2) เป็นสัญญาณเชปส์ตรัม รูปที่ 2-6 คือ สเปกตรัมและเชปส์ตรัมของสัญญาณที่วัดจากชุดเฟืองเมื่อใช้งานไปนาน 2247 นาที เมื่อเปรียบเทียบระหว่างรูปที่ 2-4 (2) กับ รูปที่ 2-5 (1) และ รูปที่ 2-4 (3) และ 2-5 (2) พบว่าทั้งสเปกตรัมและเชปส์ตรัมจากสัญญาณจริงและสัญญาณจำลองมีลักษณะใกล้เคียงกัน แต่สัญญาณจริงจะมีสัญญาณรบกวนมากกว่า และมีความเด่นชัดของความถี่ GMF แถบความถี่ข้าง และ ยอด 1/P และ 1/G น้อยกว่าสัญญาณจำลอง และเมื่อเปรียบเทียบระหว่าง รูปที่ 2-5 (1) กับ 2-6 (1) และ

รูปที่ 2-5 (2) กับ 2-6 (2) ซึ่งเปรียบเทียบระหว่างสัญญาณจากเฟืองสภาพดีและเฟืองที่ผ่านการใช้งานซึ่งมีการสึกหรอ พบว่ายอดความถี่ GMF และ แถบความถี่ข้างมีขนาดสูงขึ้น รวมทั้งยอด $1/G$ และ $1/P$ มีขนาดสูงขึ้นด้วย แต่ ยอด $1/P$ มีขนาดสูงขึ้นมากกว่าและพบว่าเฟืองขั้วมีการสึกหรอมากกว่าเฟืองตาม

จากสัญญาณจำลองและสัญญาณจริงเห็นได้ว่าเมื่อเฟืองมีความบกพร่องจะให้สัญญาณการสั่นสะเทือนที่เปลี่ยนไป ส่วนสัญญาณจริงและสัญญาณจำลองก็มีความแตกต่างกัน เพราะการทดลองจริงไม่สามารถควบคุมพารามิเตอร์ได้หมดทุกตัว และยังมีสัญญาณรบกวนจากภายนอกอีกด้วย



รูปที่ 2-5 สัญญาณการสั่นสะเทือนจริงของเฟืองที่ทำการวัดที่นาทีที่ 17



รูปที่ 2-6 สัญญาณการสั่นสะเทือนจริงของเพ็องที่ทำการวัดที่นาทีที่ 2247