

การวิเคราะห์พฤติกรรมเชิงพลศาสตร์ของเสื้อสูบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนสูบเดียว โดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับการทดลอง

Dynamics Behavior Analysis for Single Cylinder Block of Small Gasoline Engine, Using a Finite Element Method and an Experiment Method.

สมบัติ น้อยประเสริฐ¹ วิชิต บัวแก้ว¹ ศุภฤกษ์ ศิริเวทิน²

¹โครงการความร่วมมือระหว่าง ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ กับ
กองวิศวกรรมเครื่องกล ส่วนการศึกษา โรงเรียนนายร้อยพระจุลจอมเกล้า

โทร 0-2664-1000 ต่อ 2056 โทรสาร 0-3732-2609 อีเมล sbn@kmutnb.ac.th vichitb@swu.ac.th

²วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ กรุงเทพฯ 10800

โทร 0-2913-2500 ต่อ 6419 โทรสาร 0-2587-4356 อีเมล ssv@kmutnb.ac.th

บทคัดย่อ

การวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อหาและเปรียบเทียบค่าความถี่ธรรมชาติโดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับการทดลอง ชิ้นงานที่ทำการวิจัยคือเสื้อสูบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนสูบเดียว 4 จังหวะ สร้างแบบจำลองด้วยโปรแกรม SolidWork2004 จากนั้นจึงทำการวิเคราะห์โดยใช้โปรแกรม Msc.Nastran2007, Ansys8.1 และการทดลองโดยใช้ค้อนเคาะวัดค่าฟังก์ชันถ่ายโอน ภายใต้เงื่อนไขการยึดที่ฐานเสื้อสูบ

ผลการวิจัยพบว่า ความถี่ธรรมชาติที่ได้จากระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์สอดคล้องกับการทดลองโดยความถี่ธรรมชาติ โหมดที่ 1 ของเสื้อสูบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนสูบเดียวที่ได้จากการทดลองมีค่าเท่ากับ 242.50 Hz จากโปรแกรม Msc.Nastran2007 และ Ansys8.1 มีค่าเท่ากับ 242.24 Hz และ 240.18 Hz ตามลำดับ ซึ่งมีความแตกต่าง 0.11 % และ 0.95 % ตามลำดับ ดังนั้น เสื้อสูบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนสูบเดียวจึงมีค่าความถี่ธรรมชาติมากกว่าความถี่ใช้งาน (ความถี่ใช้งานเท่ากับ 30 Hz ที่ความเร็วรอบ 3600 rpm) จึงไม่มีโอกาสเสียหายเนื่องจากความถี่พ้อง

Abstract

The aim of this research is to analyses the natural frequencies using finite elements method and to be compare with the experiment method. In this research, a single cylinder block of gasoline engines, 4 stoke cycle. Solid models were create using SolidWork2004, these models were assumed to be locking on a rigid plate. Msc.Nastran2007 and Ansys8.1, which are the commercial finite element packages, have been used to determine the mode shapes. The finite element results were

compare with the experiment performed by hammering impact excitation, which enable to measure the transfer function.

In the experiment we got a natural frequency of 242.50 Hz, but the mathematical result of two difference the finite element method show 242.24 Hz of Msc.Nastran2007 and 240.18 Hz of Ansys8.1. The difference between Msc.Nastran2007 the calculation and experiment was 0.11 %. The divergence between calculation of Ansys8.1 and the real experiment is 0.95 %. The engine running will 3600 rpm. And produce a vibration of 30 Hz(working frequency). Our the finite element method and experimental outcome are much higher than this working frequency. Therefore the cylinder block of gasoline engines will not damage by resonance frequency.

คำนำ

ภาคเกษตรกรรม อุตสาหกรรม การก่อสร้าง การขนส่งและภาคครัวเรือน การใช้งานเครื่องยนต์แก๊สโซลีนสูบเดียวเป็นเครื่องต้นกำลังของเครื่องทุ่นแรงและเครื่องจักร เช่น เครื่องเรือหางยาว เครื่องพ่นสารเคมี เครื่องสูบน้ำ เครื่องปั่นไฟฟ้า เครื่องตัดหญ้าและไม้ผสมปูน เป็นต้น นอกจากนี้เครื่องยนต์แก๊สโซลีนสูบเดียวสามารถทำการซ่อมบำรุงได้ง่ายอีกด้วยเป็นการใช้งานอย่างยั่งยืน

เครื่องยนต์แก๊สโซลีนรับภาระสถิตและภาระการแปรเปลี่ยนส่งผลให้ตอบสนองที่มีการเปลี่ยนแปลงตลอดช่วงการทำงาน ลักษณะเฉพาะทางด้านพลศาสตร์ หรือความสามารถในการต้านทานสั่นสะเทือนได้นั้น ลักษณะโครงสร้างของเครื่องยนต์มีความแข็งแรงและเกิดความสั่นสะเทือนน้อยที่สุด การวิเคราะห์โครงสร้างเครื่องยนต์ สามารถ

วิเคราะห์เชิงสถิติและพลศาสตร์ควบคู่กันไป แม้ว่าภาระงานเป็นภาระพลศาสตร์ แต่ทราบเท่าที่การสร้างความถี่ของภาระนั้นมีน้อยกว่าความถี่ธรรมชาติของโครงสร้างยังสามารถใช้งานได้ดี การตอบสนองที่เกิดขึ้นสามารถวิเคราะห์เชิงสถิติได้ มีผู้ผลิตเครื่องยนต์แก๊สโซลีนจำหน่ายหลายเครื่องหมายการค้า และขบวนการผลิตซึ่งมีผลต่อคุณสมบัติและพฤติกรรมการทำงานของเครื่องยนต์ในด้านต่างๆของโครงสร้าง ถ้าพิจารณาด้านการรับแรงสั่นสะเทือน โครงสร้างจะถูกกระตุ้นจากแรงกระทำของลูกสูบ ก้านสูบ เพลาข้อเหวี่ยงและชิ้นส่วนกลไกอื่นๆ ทำให้เกิดความถี่ ส่วนหลักของเครื่องยนต์ได้แก่ โครงสร้างรับสภาพรับภาระการสั่นสะเทือนจากการสั่นดาปภายใน การใช้งานและการสั่นโดยความถี่ธรรมชาติของโครงสร้างเอง ความถี่จากการใช้งานจะเกิดฐานนิยมทางกลแสดงสภาวะออกมาได้ ตามข้อจำกัดของขนาด รูปทรงและชนิดวัสดุ การหาความสามารถของโครงสร้างต่อการรับภาระการสั่นสะเทือนและการใช้งานจึงจำเป็นต้องการวิเคราะห์หาความสามารถด้านต่างๆ ส่วนการวิจัยนี้จะวิเคราะห์เกี่ยวกับการสั่นสะเทือน

วัตถุประสงค์ของการวิจัย

เพื่อหาและเปรียบเทียบค่าความถี่ธรรมชาติโดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับการทดลอง

ทฤษฎี

พิจารณาฟังก์ชันตอบสนองเชิงความถี่ (Frequency Response Function, FRF) ของแบบจำลองระบบการสั่นสะเทือนที่แทนด้วยก้อนมวล m ที่ยึดติดกับสปริงและตัวหน่วงที่มีค่าคงที่สปริง k และสัมประสิทธิ์ความหน่วง c จะได้ความสัมพันธ์ระหว่างสัญญาณตอบสนองออกหารด้วยสัญญาณกระตุ้นเข้าดังนี้ [1]

$$H(\omega) = \frac{1/m}{-\omega^2 + j2\zeta\omega\omega_0 + \omega_0^2} = \frac{R}{(j\omega - p)} + \frac{\dot{R}}{(j\omega - \dot{p})}$$

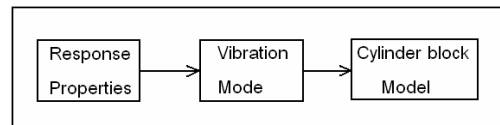
(1)

โดย $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ หรือความถี่ธรรมชาติของโครงสร้าง และ $\zeta = c/(2\sqrt{k/m})$ คือค่าอัตราส่วนการหน่วง โดยเมื่อเขียนในรูปของค่าเจาะจง p นั้นจะอยู่ในรูปค่าเชิงซ้อน $-\sigma \pm j\omega_d$ โดยมีส่วนค่าจริง $\sigma = \zeta\omega_0$ และ ส่วนค่าจินตภาพ $\omega_d = \omega_0\sqrt{1-\zeta^2}$ สำหรับเทอม R จะเป็นค่าสเกลของฟังก์ชันมีค่าเท่ากับ $\mp j1/(2m\omega_d)$ ซึ่ง เมื่อพิจารณาโครงสร้างที่มีความต่อเนื่องหรือพิจารณาว่าโครงสร้างมีโหมดการสั่นที่สนใจทั้งหมด n โหมด จะเขียนฟังก์ชันตอบสนองความถี่เป็นการรวมกันของโหมดการสั่น n โหมดเข้าด้วยกัน ถ้าพิจารณาการกระตุ้นเข้าที่จุด j และการตอบสนองออกที่จุด i จะเขียนได้ใหม่ดังนี้ [1]

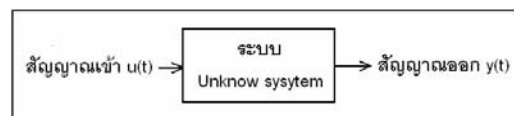
$$H_{ij}(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{R_{ijr}}{(j\omega - p_r)} + \frac{\dot{R}_{ijr}}{(j\omega - \dot{p}_r)} \quad (2)$$

โดยที่ความถี่รีโซแนนซ์จะสามารถประมาณค่าฟังก์ชันตอบสนองความถี่ได้เป็น $H(\omega_d) \cong R/\sigma$ ซึ่งค่าสเกล R นี้จะเป็นสัดส่วนที่แสดงรูปร่างการสั่น ณ ความถี่รีโซแนนซ์

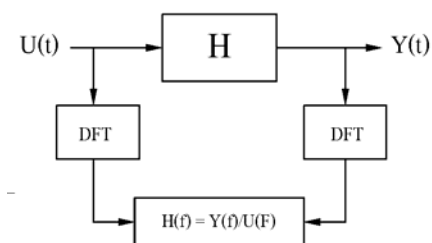
การวิเคราะห์โมดัลโดยการวัดสัญญาณการสั่นสะเทือน ศึกษา ลักษณะการพฤติกรรมเคลื่อนไหวของเสื่อสูบ จะทำการทดลองหา รูปของฟังก์ชันการตอบสนองความถี่และการตอบสนองในเทอมของเวลา (Impulse response function) นำไปหาค่าความถี่ธรรมชาติและขนาดพร้อมทิศทางการสั่นของเสื่อสูบ สิ่งที่น่าสนใจอย่างยิ่ง คือ การวัดสัญญาณ (Signal measurement) พร้อมทั้งการใช้อุปกรณ์และการเลือกอุปกรณ์ที่จะใช้วัดสัญญาณ เป็นสิ่งจำเป็นหลักเพราะไม่สามารถหาพารามิเตอร์ต่างๆ ของระบบโดยตรงได้



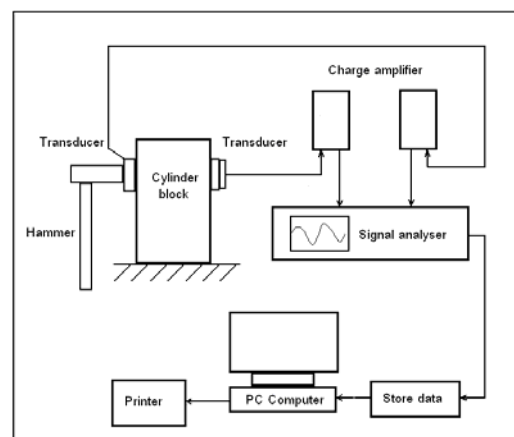
รูปที่ 1 แสดงแนวทางการวิเคราะห์การสั่นสะเทือน



รูปที่ 2 แสดงระบบที่มีสัญญาณเข้าและสัญญาณออก



รูปที่ 3 แผนผังแสดงฟังก์ชันถ่ายโอนในทางปฏิบัติ [3]



รูปที่ 4 แสดงผังอุปกรณ์ในการวิเคราะห์ความถี่ธรรมชาติ

การทดสอบต้องตรวจสอบความถี่ธรรมชาติ ให้อยู่ในความถี่ต่ำ ก่อน ต้องเป็นไปตามทิศทางเริ่มต้นการสั่นสะเทือนตามปกติ จับยึด ชิ้นงานกับพื้นแท่นเหล็กมาตรฐาน การยึดเสื่อสับที่ฐานเป็นไปตาม สภาพของชิ้นงาน และการใช้งานเสื่อสับต้องยึดฐานให้มั่นคง [4]

อุปกรณ์และเครื่องมือที่ใช้ในการวิจัย

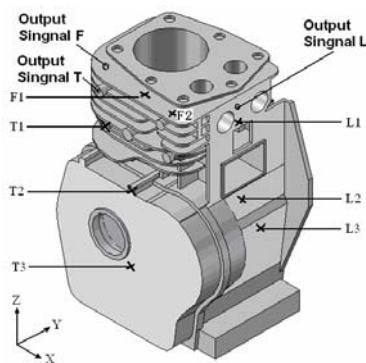
เสื่อสับเครื่องยนต์แก๊สโซลีนเสื่อเดียว 4 จังหวะ อุปกรณ์ส่งและรับ สัญญาณกระตุ้น (Force transducer and Accelerometer) เครื่องขยาย สัญญาณ (Charge amplifier) เครื่องวิเคราะห์สัญญาณ (Dynamic Signal Analyzer) โปรแกรม SolidWork2004, MSC.Nastran2007 Ansys8.1 [2] และแท่นเหล็ก

วิธีดำเนินการวิจัยโดยการทดลอง

โดยการทดลองทำการยึดฐานของเสื่อสับติดกับแท่นเหล็ก ติดตั้ง อุปกรณ์ส่งและรับสัญญาณกระตุ้น กำหนดจุดเกาะทดลองที่ชิ้นงาน คือ จุด L1 L2 และ L3 เป็นจุดเกาะตามแนวแกน X จุด T1, T2 และ T3 เป็นจุดเกาะตามแนวแกน Y จุด F1 และ F2 เป็นจุดเกาะตามแนวแกน Z ทำการใช้ค้อนเคาะ (Impact hammer) ออกแรงกระตุ้นส่งสัญญาณที่ จุดวัดและรับสัญญาณออก ในทิศทาง X, Y และ Z หัวรับสัญญาณจะ ส่งสัญญาณให้เครื่องขยายสัญญาณแรงขึ้นและส่งต่อไปยังเครื่อง วิเคราะห์สัญญาณ เครื่องวิเคราะห์สัญญาณจะหาความถี่ธรรมชาติให้ โดยอัตโนมัติ



รูปที่ 5 การยึดฐานของเสื่อสับติดกับแท่นเหล็ก



รูปที่ 6 การกำหนดจุดทดสอบ

ผลการวิจัยจากการทดลอง

ผลการหาความถี่ธรรมชาติโดยการทดลอง ตามแนวแกน X ที่ จุด L1, L2 และ L3 ได้ค่าความถี่ธรรมชาติ 320 Hz ตามแนวแกน Y ที่จุด T1, T2 และ T3 ได้ค่าความถี่ธรรมชาติ 242.5 Hz ตามแนวแกน Z (ที่ครีประบายความร้อน) ที่จุด F1 และ F2 ได้ค่าความถี่ธรรมชาติ 545 Hz, 675 Hz และ 785 Hz ตามลำดับ

ตารางที่ 1 ค่าความถี่ธรรมชาติโดยการทดลอง

Mode	Experiment Natural Frequency (Hz)
1	242.5
2	320
3	545
4	675
5	785

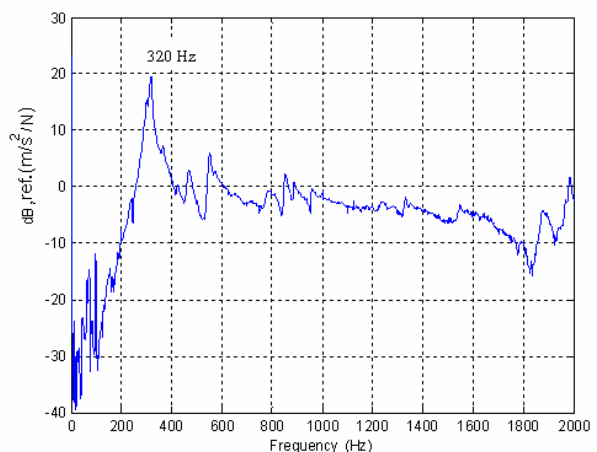
จากตารางที่ 1 ค่าความถี่ธรรมชาติโดยการทดลอง โหมดที่ 1 มี ค่าความถี่ธรรมชาติ 242.5 Hz ตามแนวแกน Y โหมดที่ 2 มีค่าความถี่ ธรรมชาติ 320 Hz ตามแนวแกน X โหมดที่ 3, 4 และ 5 มีค่าความถี่ ธรรมชาติ 545 Hz, 675 Hz และ 785 Hz ตามลำดับ ตามแนวแกน Z

จากรูปที่ 7 ใช้ค้อนเคาะกระตุ้นเพื่อกำเนิดสัญญาณการส่งความถี่ ที่จุดเกาะ L1 ตามแนวแกน X พบความถี่ธรรมชาติ 320 Hz มีขนาด สัญญาณ 19.6 dB, ref.(m/s²/N)

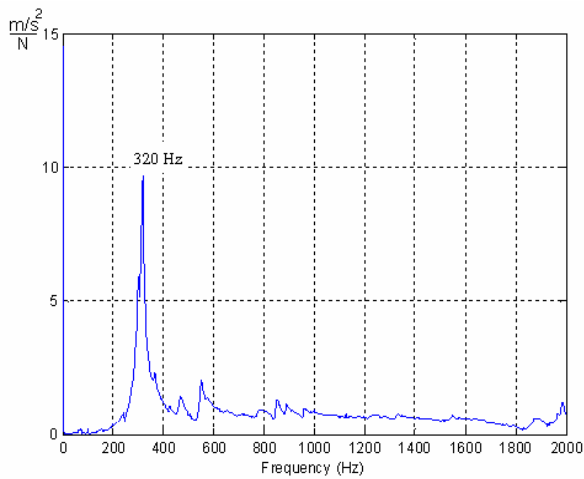
จากรูปที่ 8 สัญญาณการตอบสนองความถี่ที่ Output Singnal L พบความถี่ธรรมชาติ 320 Hz มีขนาดสัญญาณ 9.5 m/s²/N

จากรูปที่ 9 ใช้ค้อนเคาะกระตุ้นเพื่อกำเนิดสัญญาณการส่งความถี่ ที่จุดเกาะ T1 ตามแนวแกน Y พบความถี่ธรรมชาติ 242.5Hz มี ขนาดสัญญาณ 25 dB, ref.(m/s²/N)

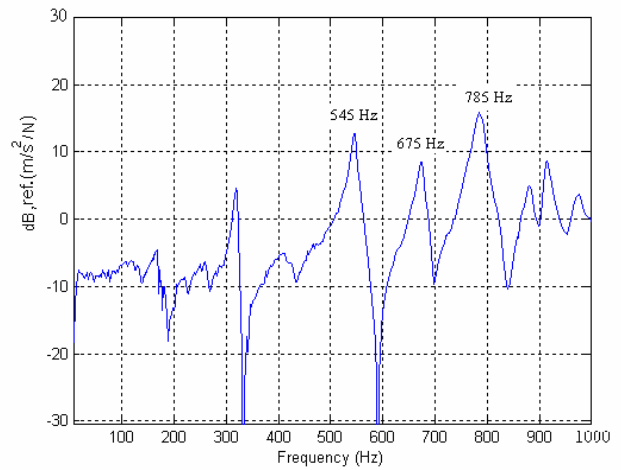
จากรูปที่ 10 สัญญาณการตอบสนองความถี่ที่ Output Singnal T พบความถี่ธรรมชาติ 242.5 Hz มีขนาดสัญญาณ 18 m/s²/N



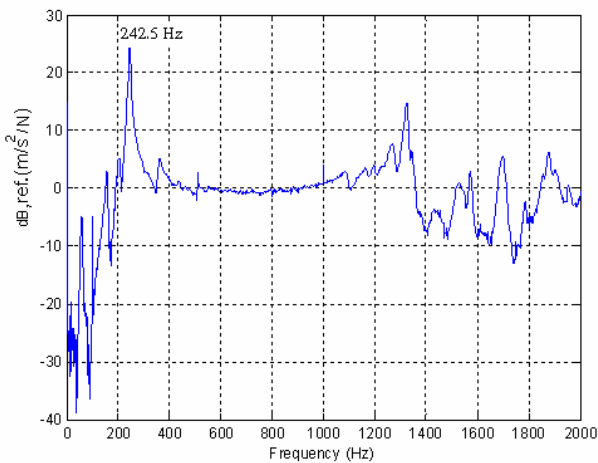
รูปที่ 7 สัญญาณการส่งความถี่ที่จุดเกาะ L1



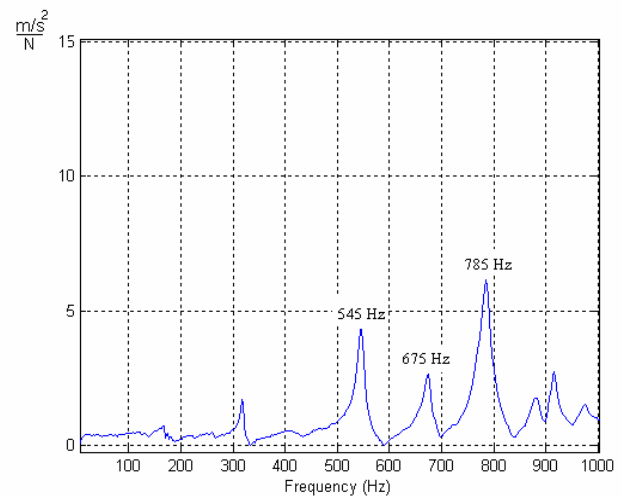
รูปที่ 8 สัญญาณการตอบสนองความถี่ที่ output Singnal L



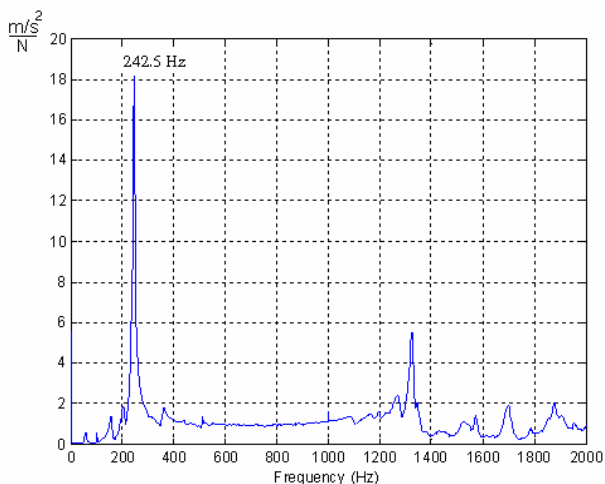
รูปที่ 11 สัญญาณการส่งความถี่ที่จุดเคาะ F1



รูปที่ 9 สัญญาณการส่งความถี่ที่จุดเคาะ T1



รูปที่ 12 สัญญาณการตอบสนองความถี่ที่ output Singnal F



รูปที่ 10 สัญญาณการตอบสนองความถี่ที่ output Singnal T

จากรูปที่ 11 การใช้ค้อนเคาะกระตุ้นเพื่อกำหนดสัญญาณการส่งความถี่ที่จุดเคาะ F1 ตามแนวแกน Z พบความถี่ธรรมชาติ 545 Hz, 675 Hz และ 785 Hz มีขนาดสัญญาณ 12.5, 9 และ 16 dB,ref.(m/s²/N) ตามลำดับ

จากรูปที่ 12 สัญญาณการตอบสนองความถี่ที่ output Singnal F พบความถี่ธรรมชาติ 545 Hz, 675 Hz และ 785 Hz มีขนาดสัญญาณ 9, 6 และ 12 m/s²/N ตามลำดับ

วิธีดำเนินการวิจัยโดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

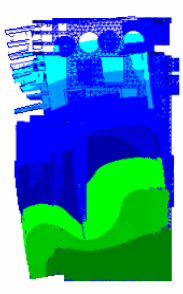
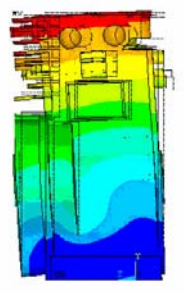
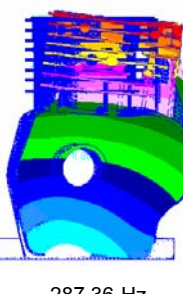
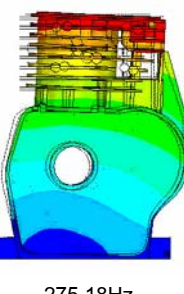
สร้างแบบจำลองด้วยโปรแกรม SolidWork2004 จากนั้นจึงทำการวิเคราะห์โดยใช้โปรแกรม Msc.Nastran2007, Ansys8.1 ภายใต้เงื่อนไขการยึดที่ฐานเสื้อสูบ วัสดุเสื้อสูบได้แก่ อลูมิเนียมอัลลอย (Aluminum alloy) มีคุณสมบัติ Modulus of Elasticity= 73.1Gpa, Poisson's Ratio = 0.33, Density = 2710 kg/m³, และปลอกสูบ (Liners) เหล็ก มีคุณสมบัติ Modulus of Elasticity = 138 Gpa, Poisson's Ratio = 0.22, Density = 7210 kg/m³

ผลการวิจัยโดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

จากตารางที่ 2 พบว่าค่าความถี่ธรรมชาติโหมดที่ 1 ของเสื้อสูบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนสูบเดี่ยวที่ได้จากโปรแกรม Msc.Nastran2007 มีค่าเท่ากับ 242.24 Hz และได้จากโปรแกรม Ansys8.1 มีค่าเท่ากับ 240.18 Hz มีความแตกต่าง(Difference) เท่ากับ 0.86 % ซึ่งมีความแตกต่างน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับความแตกต่างโหมดอื่นๆ

ตารางที่ 2 ค่าความถี่ธรรมชาติโดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ที่เมซท์ 0.004 m

Mode	Msc.Nastran2007 Natural Fre.(Hz)	Ansys8.1 Natural Fre.(Hz)	Difference %
1	242.24	240.18	0.86
2	287.36	275.18	4.43
3	548.87	595.09	7.76
4	620.16	657.49	5.68
5	662.12	798.11	15.91

Mode	Msc.Nastran2007	Ansys8.1
1	 242.24 Hz	 240.18 Hz
2	 287.36 Hz	 275.18 Hz

รูปที่ 13 เปรียบเทียบรูปร่างโหมดโดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ที่เมซท์ 0.004 m

ตารางที่ 3 เปรียบเทียบค่าความถี่ธรรมชาติโดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ที่เมซท์ 0.004 m ได้จาก Msc.Nastran2007 กับการทดลอง

Mode	Experiment Natural Fre.(Hz)	Msc.Nastran2007 Natural Fre.(Hz)	Difference %
1	242.5	242.24	0.11
2	320	287.36	10.20
3	545	548.87	0.71
4	675	620.16	8.12
5	785	662.12	15.65

ตารางที่ 4 เปรียบเทียบค่าความถี่ธรรมชาติโดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ที่เมซท์ 0.004 m ได้จาก Ansys8.1 กับการทดลอง

Mode	Experiment Natural Fre.(Hz)	Ansys8.1 Natural Fre.(Hz)	Difference %
1	242.5	240.18	0.95
2	320	275.18	14.01
3	545	595.09	9.19
4	675	657.49	2.59
5	785	798.11	1.67

สรุปผลการวิจัย

สรุปผลการหาค่าความถี่ธรรมชาติโดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ที่เมซท์ 0.004 m โดยใช้โปรแกรม Msc.Nastran2007 โดยการยึดแน่นที่ฐาน ได้ค่าความถี่ธรรมชาติในโหมดที่ 1 ถึง 5 มีค่าความถี่ธรรมชาติ 242.24 Hz, 287.36 Hz, 548.87 Hz, 620.16 Hz และ 662.12 Hz ตามลำดับ โหมดที่ 1 ความถี่ธรรมชาติ 242.24 Hz รูปร่างโหมดเป็นการเคลื่อนที่ตามแกน Y ในโหมดที่ 2 ความถี่ธรรมชาติ 287.36 Hz รูปร่างโหมดเป็นการเคลื่อนที่ตามแนว X ตั้งแต่โหมดที่ 3-5 มีค่าความถี่ธรรมชาติ 548.87 Hz, 620.16 Hz และ 662.12 Hz ตามลำดับ รูปร่างโหมดเป็นการเคลื่อนไหว(deformation) ของครีประบายความร้อน

ผลการหาค่าความถี่ธรรมชาติโดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ที่เมซท์ 0.004 m โดยใช้โปรแกรม Ansys8.1 โดยการยึดแน่นที่ฐาน ได้ค่าความถี่ธรรมชาติในโหมดที่ 1 ถึง 5 มีค่าความถี่ธรรมชาติ 240.18 Hz, 275.18 Hz, 595.09 Hz, 657.49 Hz และ 798.11 Hz ตามลำดับ โหมดที่ 1 มีค่าความถี่ธรรมชาติ 240.18 Hz รูปร่างโหมดเป็นการเคลื่อนที่ตามแกน Y ในโหมดที่ 2 มีค่าความถี่ธรรมชาติ 275.18 Hz รูปร่างโหมดเป็นการเคลื่อนตัวตามแนวแกน X ตั้งแต่โหมดที่ 3 ถึง 5 มีค่าความถี่ธรรมชาติ 595.09 Hz, 657.49 Hz และ 798.11 Hz ตามลำดับ รูปร่างโหมดเป็นการเคลื่อนไหว(deformation) ของครีประบายความร้อน

ผลการหาค่าความถี่ธรรมชาติโดยการทดลอง โดยการยึดแน่นที่ฐานบนแท่นแข็งแรงและการใช้ค้อนเคาะตามตามแนวแกน X , ตามแนวแกน Y และ ตามแนวแกน Z วัดค่าฟังก์ชันถ่ายโอนและการวิเคราะห์ฟังก์ชันถ่ายโอนโดยเครื่องวิเคราะห์สัญญาณ ผลลัพธ์เป็นความถี่ธรรมชาติ 242.50 Hz, 320.00 Hz, 545 Hz, 675 Hz และ

785 Hz ตามลำดับ ผลลัพธ์จากการทดลองจัดเข้ากลุ่มโหมดได้ดังนี้ โหมดที่ 1 มีค่าความถี่ธรรมชาติ 242.5 Hz มีทิศทางตามแกน Y โหมดที่ 2 มีค่าความถี่ธรรมชาติ 320 Hz มีทิศทางตามแนว X โหมดที่ 3-5 มีค่าความถี่ธรรมชาติ 545 Hz, 675 Hz และ 785 Hz ตามแนวแกน Z เป็นค่าความถี่ธรรมชาติที่ส่งผลกระทบต่อครีบบายความร้อนโดยตรง

การเปรียบเทียบค่าความถี่ธรรมชาติ โดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับการทดลอง จากโปรแกรม Msc.Nastran2007 กับการทดลอง พบว่าโหมดที่ 1-5 มีค่าความแตกต่าง 0.11, 10.20, 0.71, 8.12 และ 15.65 % ตามลำดับ (ที่เมช 0.004 m) จากโปรแกรม Ansys8.1 กับการทดลอง พบว่าโหมดที่ 1-5 มีค่าความแตกต่าง 0.95, 14.01, 9.19, 2.59 และ 1.67 % ตามลำดับ (ที่เมช 0.004 m)

2. อภิปรายผล

การวิเคราะห์ค่าความถี่ธรรมชาติโดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ โดยใช้โปรแกรม Msc.Nastran2007 และโปรแกรม Ansys8.1 ได้ค่าความถี่ธรรมชาติมีความสอดคล้องกัน และรูปร่างโหมดเหมือนกัน มีค่าความแตกต่างระหว่าง 0.11 % และ 0.95 % เมื่อเทียบกับการทดลองของโหมดที่ 1 การกำหนดขนาดความยาวของเอลิเมนต์ที่มากหรือน้อยจะได้รูปร่างโหมดที่เหมือนกันและจะได้ค่าความถี่ธรรมชาติแตกต่างกันเล็กน้อย ในการวิเคราะห์ความถี่ธรรมชาติควรเริ่มที่เอลิเมนต์หยาบก่อนเพื่อตรวจสอบการใช้ค่าตัวเลขต่างๆ และหาค่าตอบเบื้องต้น เพื่อเป็นแนวทางการวิเคราะห์ปัญหาที่ละเอียดต่อไป

การหาค่าความถี่ธรรมชาติโดยการทดลองจะได้ค่าต่างๆ มีความยอมรับได้เพราะได้กระทำกับเสื้อสูบโดยตรง ถึงแม้จะมีค่าความถี่ธรรมชาติให้มาเพียงบางส่วนแต่สามารถยืนยันถึงสภาพความเป็นจริงของเสื้อสูบได้ ผลการเปรียบเทียบค่าความถี่ธรรมชาติโดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับการทดลองได้ค่าความถี่ธรรมชาติมีความสอดคล้องกัน จะเป็นข้อมูลยืนยันว่าการวิเคราะห์โดยใช้โปรแกรมได้ตัวเลขถูกต้อง และเป็นแนวทางการวิเคราะห์โดยโปรแกรมที่ถูกต้อง

การทดลองกับเสื้อสูบที่ครีบบายความร้อนจะกระทำได้กับส่วนบนสุดเท่านั้น การทดลองกับส่วนครีบบายที่อยู่ใกล้กันไม่สามารถกระทำได้เนื่องจากช่องว่างที่จะวางหัวรับสัญญาณมีจำกัด และการใช้ค้อนเคาะส่งสัญญาณกระทำไม่ได้ ซึ่งครีบบายส่วนใหญ่ในการรับแรงกระทำใดๆ แต่มีหน้าที่ระบายความร้อนออกจากเครื่องยนต์ ในเครื่องยนต์แก๊สโซลีนเสื้อสูบเดียว 4 จังหวะ หมุน 2 รอบ จูตระเบิด 1 ครั้ง ทำให้เกิดแรงกระตุ้น(Excitation force) 1 ครั้งเช่นกัน โดยเครื่องยนต์มีเรีรอบสูงสุด 3600 รอบ/นาที เท่ากับ 60 รอบต่อวินาที โดยจะมีการจูตระเบิด 30 ครั้ง/วินาที ทำให้เกิดความถี่ 30 Hz และเกิดความถี่ฮาร์โมนิกมีค่า 60, 90, 120, 150, 210 และ 240 Hz เป็นต้น อันดับของฮาร์โมนิกสูงขึ้นขนาดแอมพลิจูดลดลงเป็นลำดับและไม่มีผลต่อการใช้งานของเสื้อสูบ การขบกันของฟันเฟืองภายในเครื่องยนต์และระบบเปิด-ปิดวาล์วทำให้เกิดความถี่ฮาร์โมนิกได้เช่นกัน ซึ่งจะต้องตรวจก่อนใช้งานอีกครั้ง รวมทั้งค่า Stiffness และมวลของวัสดุส่งผลต่อการเกิดความถี่ธรรมชาติของชิ้นส่วนเอง เสื้อสูบเครื่องยนต์เสื้อสูบเดียว จะรับภาระการทำงาน

จากการวิเคราะห์หาค่าความถี่ธรรมชาติโดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับการทดลองพบว่า เสื้อสูบมีค่าความถี่ธรรมชาติมากกว่าความถี่ที่เกิดจากการทำงานของเครื่องยนต์ เครื่องยนต์สร้างความถี่ 30 Hz ที่ความเร็วรอบสูงสุด 3600 รอบ/นาที ซึ่งความถี่ธรรมชาติไม่สร้างความถี่พ้องและไม่มีการใช้งานของเสื้อสูบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนเสื้อสูบเดียว

กิตติกรรมประกาศ

ขอบคุณผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จักร จันทลักขณา และภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและการบิน-อวกาศ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ที่ให้ความอนุเคราะห์การใช้ห้องปฏิบัติการการสันสะท้อนทางกล

เอกสารอ้างอิง

1. จักร จันทลักขณา, กนก ลิ้มสุนทรเพชร. (2547). การวิเคราะห์ความเค้นเนื่องจากความสั่นสะท้อนในการออกแบบโครงสร้างล้อรถจักรยานยนต์ทำจากโลหะเบาผสมแมกนีเซียม. ประเทศไทย: การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลครั้งที่ 18, ขอนแก่น, 18-20 ตุลาคม 2547.
2. ยงยุทธ เนียมทรัพย์ (2547). การวิเคราะห์พฤติกรรมของโครงรถเพื่อเกษตรกรโดยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์. กรุงเทพฯ: วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต. (วิศวกรรมเครื่องกล). มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ.
3. สมศักดิ์ ปรามทอง. (2538). การวิเคราะห์การสั่นสะท้อนของโครงรถสามล้อเครื่อง โดยวิธีการวิเคราะห์โมดัล. กรุงเทพฯ: วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต. (วิศวกรรมเครื่องกล). สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ.
4. Y.Kang, G.-J.Sheen and M.-H.Tseng. (1997). MODAL ANALYSES AND EXPERIMENT FOR ENGINE CRANKSHAFT. Journal of Sound and Vibration, Volume 214, Issue 3, 16 July 1998, page 413-430 Retrieved November, 2006, from <http://www.sciencedirect.com>
5. A.Hocknell, S.R.Mitchell, R.Jones and S.J.Rothberg.(1997). Hollow Golf Club Head Modal Characteristics determination and Impact Application. Experimental Mechanics, Volume 38, Number 2/June, 1998, Retrieved January, 2007, from <http://www.springerlink.com>
6. M.Bagheri, A.A.Jafari. (2005). Analytical and experimental modal analysis of nonuniformly ring-stiffened Cylindrical shells. Archive of Applied Mechanics (Ingenieur Archiv), Volume 75, Number 2-3 / January, 2006 Retrieved January, 2007, from <http://www.springerlink.com>