การวิเคราะห์พฤติกรรมของโครงรถเพื่อเกษตรกรโดยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

The Analysis of Farm Truck Chassis Behavior Using Finite Element Method

ยงยุทธ เนียมทรัพย์[1] สมชาย สิงห์โต[2] วิชิต บัวแก้ว [3]
โครงการความร่วมมือทางวิชาการ
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ กับ กองวิศวกรรมเครื่องกล โรงเรียนนายร้อยพระจุลจอมเกล้า
โทร 0-37322609 โทรสาร 0-37322609 E-mail: smmrd8@asianet.co.th[1], somchai@crma.ac.th[2], vichitb@swu.ac.th[3]

Yongyuth Neamsup [1] Somchai Singto [2] Vichit Buakaew [3]
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Srinakharinwirot University and Department of Mechanical Engineering, Chulajomklao Royal Military Academy Jointed Graduated Program, Thailand
Tel: 0-37322609 Fax: 0-37322609 E-mail: smmrd8@asianet.co.th [1], somchai@crma.ac.th [2], vichitb@swu.ac.th [3]

บทคัดย่อ

การวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อวิเคราะห์การสั่นสะเทือน และเปรียบเทียบมิติของโครงรถที่รับน้ำหนักบรรทุกทางสถิต กับการวิเคราะห์การสั่นสะเทือนของโครงรถเพื่อเกษตรกร โดยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ และทำการปรับปรุงโครงรถเพื่อเกษตรกรให้ได้โครงรถที่เหมาะสม โครงรถที่นำมาวิจัยคือโครงรถเพื่อเกษตรกรที่ใช้กับรถชนิดขับเคลื่อนสองเพลาของบริษัทสามมิตรสเปคเชียลทรัคจำกัด รุ่น SA 2031 ผลิตแบบธรรมดา มีขั้นตอนการดำเนินการวิจัยดังนี้คือ นำโครงรถเพื่อเกษตรกรมาวัดขนาดและสร้างเป็น Solid และ Shell model กำหนดขนาดเมชและสมบัติวัสดุ วิเคราะห์หาความถี่ธรรมชาติ ด้วยโปรแกรมวิเคราะห์ไฟไนต์เอลิเมนต์ ANSYS version 8.1 เทียบกับความถี่ธรรมชาติที่ได้จากการทดสอบโมดัล

ผลการวิจัยพบว่า โครงรถเพื่อเกษตรกรทำจากวัสดุเหล็กมาตรฐาน JIS G 3113 มีหน้าตัดเป็นรูปตัว U หนา 2 มม. ผลิตแบบธรรมดา มีความถี่ธรรมชาติที่ฐานนิยมที่ 1, 2 และ 3 เท่ากับ 31.14, 35.02 และ 51.60 เฮิรตซ์ ตามลำดับ ขณะที่ระยะการโก่งสูงสุดของโครงรถเมื่อรับน้ำหนักบรรทุกสถิตที่กำหนดมีค่าเท่ากับ 0.235 มม. หรือที่ความถี่ธรรมชาติ 32.510 เฮิรตซ์ ซึ่งอยู่ในเกณฑ์ของกรมขนส่งทางบก กระทรวงคมนาคม และโครงรถมีน้ำหนักลดลงประมาณ 43 % จากโครงรถเดิม

Abstract

The major objectives of the research were to study the vibrations, the dimensional analysis due to static load, and perform design improvement on the farm truck chassis using finite element method. The farm truck chassis for the study was the Sammitr Special truck Co. Ltd's SA 2031 model, and the Finite Element program ANSYS version 8.1 was chosen as a tool for analysis. The mesh sizes and material properties in our Finite Element Analysis's results were compared by modal testing.

The results on vibration show that the natural frequencies at mode 1, 2 and 3 are 31.14, 35.02 and 51.60 Hz. respectively. The maximum deflection (at maximum regally acceptable value) was 0.235 mm. with natural frequency of 32.510 Hz. Finally with above design improvement, the weight of farm truck chassis was 43% reduced from the original.

1. บทนำ

การขนส่งพืชผลทางการเกษตร จากไร่นาไปยังสถานที่ซื้อขายแปรรูป เพื่อเพิ่มมูลค่าหรือเพื่อเก็บรักษาจำเป็นต้องใช้ยานพาหนะเพื่อการขนส่งและบรรทุกพืชผลทางการเกษตร เพื่อให้เกิดความรวดเร็วและเสียเวลาน้อย อันจะทำให้พืชผลดังกล่าวไม่เกิดความเสียหายและสดอยู่เสมอ ราคาขายพืชผลทางการเกษตรมีราคาเพิ่มสูงขึ้นส่วนใหญ่เป็นค่าขนส่ง ในขณะที่มีเกษตรกรจำนวนน้อยที่มีความสามารถหรือโอกาสจะซื้อรถบรรทุกเพื่อควบคุมค่าขนส่งได้ ทั้งนี้เพราะราคารถบรรทุกมีราคาสูงกว่ารายได้ของเกษตรกรเป็นอันมาก ดังนั้นเพื่อสนับสนุนแนวทางของรัฐบาลที่จะช่วยเหลือเกษตรกร เกษตรกรรม เกษตรชุมชน บริษัทสามมิตรสเปคเชียลทรัค จำกัด จึงมีโครงการผลิตรถบรรทุกเอนกประสงค์เพื่อเกษตรกร ชนิดขับเคลื่อนสองเพลา ซึ่งรถดังกล่าว ต้องมีขีดความสามารถทำงานในพื้นที่เกษตรกรรมที่มีลักษณะกายภาพของสภาพพื้นผิวทาง ขรุขระ ไม่ลาดยาง มีหลุม

ร่อง ในไร่นา ในสวนได้ดีตลอดจนมีความทนทานและรับน้ำหนักได้ตามที่ต้องการและเป็นไปตามเกณฑ์ของกรมขนส่งทางบก กระทรวงคมนาคมซึ่งจะต้องควบคุมทั้งน้ำหนักรวมของรถให้ได้ 1600 กก. ตาม พ.ร.บ.รถยนต์ พ.ศ. 2522 มาตรา (3) โดยที่ยังคงไว้ซึ่งความแข็งแรง

ส่วนประกอบหลักที่สำคัญของรถเพื่อเกษตรกรคือ โครงรถ ซึ่งโครงรถจะทำหน้าที่รองรับภาระน้ำหนักบรรทุก จึงจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องออกแบบโครงรถให้เหมาะสมทั้งมิติ ความแข็งแรงทนทานต่อการรับน้ำหนักบรรทุกและราคาที่ถูก จากเหตุผลดังกล่าวข้างต้นผู้วิจัยจึงเห็นสมควรทำการวิเคราะห์พฤติกรรมของโครงรถ เพื่อเกษตรกรทั้งด้านพลศาสตร์และสถิตศาสตร์ โดยทำการวิเคราะห์ด้านการสั่นสะเทือน และระยะการโก่งของโครงรถเพื่อให้ได้โครงรถที่เหมาะสมต่อไป

2. วิธีดำเนินการวิจัย

2.1. นำโครงรถเพื่อเกษตรกรมาทำการวัดขนาดที่แท้จริงและนำมาเขียนแบบด้วยโปรแกรม AutoCAD v. 2004

2.2. ส่งไฟล์แบบโครงรถเพื่อเกษตรกรซึ่งได้เขียนจากโปรแกรม AutoCAD v.2004 ไปยังโปรแกรมวิเคราะห์ไฟไนต์เอลิเมนต์ ANSYS v.8.1 เพื่อทำเป็น Shell model

2.3. กำหนดขนาดเมชและสมบัติวัสดุของโครงรถเพื่อเกษตรกรเดิมมีรูปหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมกลวงหนา 3.2 มม. ผลิตแบบธรรมดาทำมาจากวัสดุตามมาตรฐาน JIS: G3113 มีคุณสมบัติดังนี้ σ_y = 346 นิวตัน/ตร.มม. , σ_u = 506 นิวตัน/ตร.มม., δ = 33 %, E = 205 กิกะนิวตัน/ตร.ม. , υ = 0.29, ρ = 78500 นิวตัน/ตร.ม.

2.4. หาความถี่ธรรมชาติที่ฐานนิยมที่ 1 ถึงฐานนิยมที่ 8

2.5. เปลี่ยนขนาดเมชแล้วหาความถี่ธรรมชาติ ที่ฐานนิยมที่ 1 ถึงฐานนิยมที่ 8

2.6. ทำ Solid model แล้วทำตามข้อ 2.3 – 2.5

2.7. เปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติฐานนิยมที่ 1 ถึงฐานนิยมที่ 8 ที่ได้จากการวิเคราะห์ด้วยไฟไนต์เอลิเมนต์ที่ขนาดเมชต่างกัน เทียบกับความถี่ธรรมชาติที่หาได้จากการทดสอบโมดัลเพื่อเลือกขนาดเมชที่ให้ ผลลัพธ์เข้าใกล้กับการทดสอบโมดัล

2.8. เปลี่ยนความหนาหน้าตัด และรูปหน้าตัดโครงรถที่มีการผลิตแบบธรรมดาและแบบขึ้นรูป เพื่อหาความถี่ธรรมชาติที่ฐานนิยมที่ 1 ถึงฐานนิยมที่ 8

2.9. เปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติที่หาได้จากการวิเคราะห์ด้วยไฟไนต์เอลิเมนต์กับความถี่ใช้งาน

2.10. หาระยะการโก่งของโครงรถเพื่อเกษตรกร เมื่อเปลี่ยนความหนาหน้าตัดและรูปหน้าตัด ที่มีการผลิตแบบธรรมดาและแบบขึ้นรูป

2.11. หาความสัมพันธ์ระหว่างความถี่ธรรมชาติ กับระยะการโก่ง

3. ทฤษฎี

สมมติให้โครงใดๆมีการเคลื่อนที่อย่างอิสระไม่มีแรงภายนอกมากระทำ ซึ่งสามารถอธิบายการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนแบบเสรีด้วยสมการนี้

$$[M]\{\ddot{u}(t)\}+[C]\{\dot{u}(t)\}+[K]\{u(t)\}=\{F\} \qquad (1)$$

โดย $[M]$ เป็นเมตริกซ์มวลที่มีระดับความเสรีในการสั่นสะเทือน

$[C]$ เป็นเมตริกซ์ความหน่วง

$[K]$ เป็นเมตริกซ์ความแข็งตึง

$\{u\}$ เป็นเวกเตอร์ของการกระจัดเพื่อใช้หาอนุพันธ์ย่อยที่ 1 และที่ 2 เทียบกับเวลา หรืออีกนัยหนึ่งเป็นเวกเตอร์ของความสัมพันธ์ของความเร็วและความเร่ง

$\{F\}$ เป็นเวกเตอร์ของแรง หรือ โมเมนต์ที่มากระทำ

การวิเคราะห์ จะสมมติไว้ว่าไม่มีแรงภายนอกมากระทำดังนั้นจึงไม่มีความหน่วง และสามารถหาลักษณะเฉพาะทางพลวัตในรูปของความถี่ธรรมชาติและ Mode shape ของการสั่นสะเทือนได้ โดยวิธีแก้ปัญหาค่าเจาะจงในรูปสมการ (2) ซึ่งจะเป็นวิธีการทำซ้ำแบบสับสเปซ โดย $\lambda_i=\omega_i^2$ เป็นค่าเจาะจงที่ฐานนิยม i

$$([K]-\lambda_i[M])\{\phi_i\}=\{0\} \qquad (2)$$

$$f_i=\frac{\omega_i}{2\pi} \qquad (3)$$

โดย $\{\phi_i\}$ คือเวกเตอร์เจาะจง แสดงลักษณ์การสั่นสะเทือนของฐานนิยม i

ω_i คือความถี่ธรรมชาติเชิงมุมที่ฐานนิยม i

f_i คือความถี่ธรรมชาติที่ฐานนิยม i

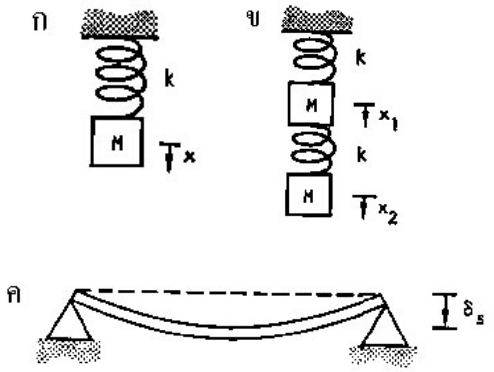
ความสัมพันธ์ของระยะการโก่งสถิตและความถี่ธรรมชาติ การให้นิยามเกี่ยวกับความถี่ธรรมชาติของโครงสร้างใดๆ ภายใต้สภาวะการเคลื่อนที่อิสระเมื่อไม่มีแรงภายนอก วัตถุจะสั่นกลับไปมารอบจุดสมดุลหนึ่งๆ ซึ่งเป็นไปตามกฎของพลังงานที่เมื่อการสั่นไปจนจุดสูงสุดคือ พลังงานศักย์ภายในโครงสร้างจะมากที่สุด และพลังงานจลน์จะมีค่าเป็นศูนย์ แต่ขณะวัตถุเคลื่อนผ่านสภาวะสมดุลพลังงานจลน์และพลัง งานศักย์จะมากที่สุด

ในส่วนของพลังงานจลน์เป็นพลังงานที่เกี่ยวกับการเคลื่อนไหวที่สัมพันธ์กับมวลของโครงสร้างและในส่วนของพลังงานศักย์เป็นพลังงานที่สัมพันธ์กับพลังงานความเครียด ที่สะสมอยู่ในโครงสร้างพลังงานยืดหยุ่นที่กำลังอยู่ระหว่างการเปลี่ยนรูป

ในการหาค่า (โดยประมาณ) ของพลังงานที่สะสมอยู่ในโครงสร้างจะได้ระยะการโก่งของโครงสร้างแบบสถิต ภายใต้อิทธิพลของอัตราเร่งของแรงโน้มถ่วง ซึ่งการโก่งแบบสถิตของโครงสร้างซึ่ง

เกิดจากน้ำหนักของตัวเองนี้ จะสัมพันธ์กับความถี่ธรรมชาติของโครงสร้างความสัมพันธ์นี้ สามารถใช้ประมาณค่าเริ่มต้นของความถี่ธรรมชาติ ของโครงสร้างที่ซับซ้อนและระยะการโก่งแบบสถิตได้ด้วย

สมการความสัมพันธ์ของระยะการโก่งสถิต ที่เกิดจากมวลของระบบสปริงและมวลเดี่ยวดังรูปที่ 1ก ซึ่งขึ้นกับแรงโน้มถ่วงดังสมการที่ (1)



รูปที่ 1 ระบบยืดหยุ่น

$$\delta_s = \frac{Mg}{k} \qquad (4)$$

โดย M คือ มวล g คือ อัตราเร่งของแรงโน้มถ่วง และ k คือ ค่าคงที่สปริงซึ่งคือค่าความแข็งตึงรวม k นิวตัน/เมตร ดังนั้นเมื่อให้สมการอนุพันธ์ อธิบายการเคลื่อนที่ของมวลตามสมการของแรงที่กระทำโดยที่ติดตั้งสปริงตามแนวการเร่งของมวล ซึ่งจะพิจารณาค่าความถี่ธรรมชาติของระบบสปริงและมวลนี้คือ

$$\frac{Md^2x}{dr^2} + kx = 0$$

จะได้ผลลัพธ์คือ $x = Const * \sin\sqrt{\frac{k}{M}} * t$, $\frac{k}{M} = \omega_0^2$,

ความถี่ธรรมชาติ $(f) = \frac{\omega_0}{2\pi}$

หรือ
$$f = \frac{1}{2\pi}\left(\frac{k}{M}\right)^{\frac{1}{2}} \qquad (5)$$

รวมสมการ (4) และ (5) เข้าด้วยกันเพื่อตัดค่า k ออก จะได้สมการใหม่ดังนี้;

$$f = \frac{1}{2\pi}\left(\frac{Mg}{\delta_s M}\right)^{\frac{1}{2}}$$

หรือ
$$f = \frac{1}{2\pi}\left(\frac{g}{\delta_s}\right)^{\frac{1}{2}} \qquad (6)$$

ทำให้ได้สมการ (6) ซึ่งสามารถพิจารณาค่าความถี่ธรรมชาติในเทอมของแรงโน้มถ่วง g และระยะการโก่งสถิตสูงสุด δ_s อันเป็นผลของแรงโน้มถ่วง ซึ่งความสัมพันธ์นี้สามารถนำสมการนี้มาประยุกต์ ใช้ได้หลายแบบเช่นใช้กับการแกว่งในระนาบตั้งเป็นต้น แต่ค่า (ประมาณ) ที่ต้องการจากสมการคือระยะการโก่งแบบสถิตสูงสุด ซึ่งจะเกิดขึ้นในรูปของอัตราเร่ง $1.g$ นำมาประยุกต์ใช้ในระนาบต่างๆของการสั่นความเที่ยงตรงของสมการ (6) นี้จะขึ้นกับองศาของการเปลี่ยนรูปทางสถิตซึ่งอยู่ใต้อิทธิพลของแรงโน้มถ่วงที่ทำตามเหมือนกับ Mode shape ของการสั่น สมการ (6) นี้จะให้ผลที่เที่ยงตรงกับระบบสปริงและมวลแบบง่าย เช่นรูปที่ 1ก และจะได้ค่าความถี่ธรรมชาติต่ำกว่าที่ประมาณไว้เมื่อนำไปคำนวณกับโครงสร้างที่ซับซ้อนมากๆ

ระบบสองสปริงสองมวล พิจารณาระยะการโก่งสถิตของระบบนี้ดังรูปที่ 1ข ซึ่งเป็นค่าการโก่งแบบมวลน้อยขณะอยู่ภายใต้อิทธิพลของแรงโน้มถ่วงของโลก ซึ่งสามารถคำนวณแบบง่ายๆ ด้วยสมการนี้

$$\delta_s = \frac{2Mg}{k} + \frac{Mg}{k} = \frac{3Mg}{k}$$

ใช้สมการความถี่ธรรมชาติมูลฐานคือสมการ (6) มาพิจารณาค่าการโก่งของสมการข้างบนได้ดังนี้

$$f = \frac{1}{2\pi}\frac{1}{3^{1/2}}\left(\frac{k}{M}\right)^{\frac{1}{2}}$$

$$= \frac{0.5774}{2\pi}\left(\frac{k}{M}\right)^{\frac{1}{2}}$$

และในส่วนของ Mode shape สามารถสรุปได้จากการโก่งสถิตคือ

$$\begin{pmatrix} \tilde{x}_1 \\ \tilde{x}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ 1.5 \end{pmatrix}$$

ดังนั้นผลลัพธ์ที่ถูกต้องของค่าความถี่ธรรมชาติมูลฐานของระบบนี้คือ

$$f = \frac{0.6180}{2\pi}\left(\frac{k}{M}\right)^{\frac{1}{2}}$$

และผลลัพธ์ที่ถูกต้องของ Mode shape ในฐานนิยมมูลฐาน คือ

$$\begin{pmatrix} \tilde{x}_1 \\ \tilde{x}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ 1.618 \end{pmatrix}$$

ซึ่งพิจารณาเห็นว่าค่าความถี่ธรรมชาติมูลฐานที่ได้จากสมการ (6) จะต่ำ กว่าของระบบนี้ประมาณ 6.6% และสมการ (6) นี้ไม่เหมาะที่จะประเมินค่าความถี่ธรรมชาติมูลฐานของระบบฐานนิยมใน 2nd order, High order

คาน พิจารณาการโก่งของคานที่ถูกรองรับด้วยพิน ซึ่งแสดงอยู่ในรูปที่ 1ค จะแสดงการโก่งสูงสุดอยู่ที่บริเวณช่วงกลางๆ ของคาน อันเนื่องจากอิทธิพลของแรงโน้มถ่วงและสามารถแสดงสมการได้ดังนี้

$$\delta_s = \frac{5}{384}\frac{MgL^4}{EI} = \frac{1}{(2.960)^4}\frac{MgL^4}{EI}$$

โดย M คือ ภาระกระทำแบบสม่ำเสมอ

E คือ โมดูลัสของความยืดหยุ่น

I คือ โมเมนต์ความเฉื่อยของพื้นที่หน้าตัด

L คือ ความยาวของคาน

ใช้ผลลัพธ์ของค่าการโก่งนี้มาประเมินค่าความถี่ธรรมชาติมูลฐานได้จากสมการ (6) ได้ดังนี้

$$f = \frac{(2.960)^2}{2\pi L^2}\left(\frac{EI}{M}\right)^{\frac{1}{2}}$$

ผลลัพธ์ที่ถูกต้องมีรูปแบบเหมือนสมการนี้แต่เปลี่ยนแฟคเตอร์ 2.960 ด้วยแฟคเตอร์ π ซึ่งจะมีค่าผลลัพธ์ต่ำกว่าค่าที่ได้จากสมการ (6) การประเมินความถี่ธรรมชาติมูลฐานของคานจะต่ำกว่าประมาณ11%

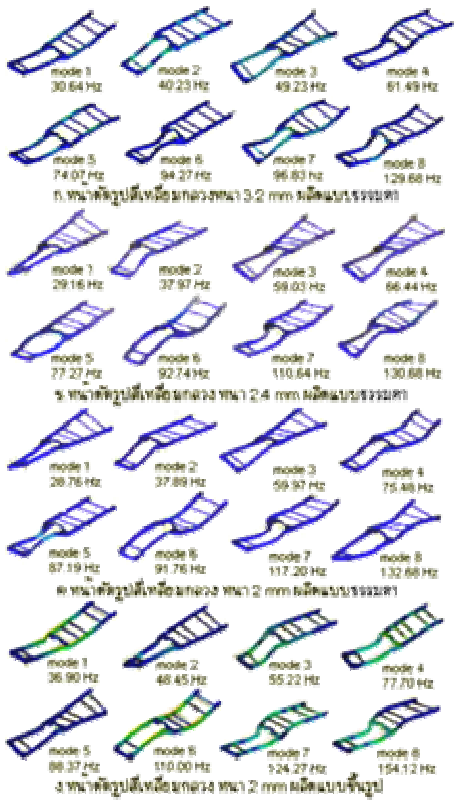
4. ผลการวิจัย

4.1 ผลการวิเคราะห์การสั่นสะเทือน ของโครงรถเพื่อเกษตรกรโดยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

4.1.1 ความถี่ธรรมชาติ เมื่อความหนาของหน้าตัดรูปสี่เหลี่ยมกลวงของโครงรถเปลี่ยน โดยโครงรถมีการผลิตแบบธรรมดาและแบบขึ้นรูป

ตารางที่ 1 แสดงความถี่ธรรมชาติ ที่ฐานนิยมที่ 1 ถึงฐานนิยมที่ 8 เมื่อความหนาของหน้าตัดรูปสี่เหลี่ยมกลวง ของโครงรถเปลี่ยนโดยโครงรถมีการผลิตแบบธรรมดาและแบบขึ้นรูป

ฐานนิยมที่	ความถี่ธรรมชาติจากจากการวิเคราะห์ด้วยไฟไนต์เอลิเมนต์ (Hz)			
	ผลิตแบบธรรมดา			ผลิตแบบขึ้นรูป
	□ หนา 2mm	□ หนา 2.4mm	□ หนา 3.2mm	□ หนา 2mm
1	28.76	.29.16	30.64	36.90
2	37.89	37.97	40.23	48.45
3	59.97	.59.03	49.03	55.22
4	75.48	66.44	61.49	77.70
5	87.19	77.27	74.07	88.37
6	91.76	92.74	94.27	110.00
7	117.20	110.64	94.83	124.27
8	132.68	130.68	129.68	154.12



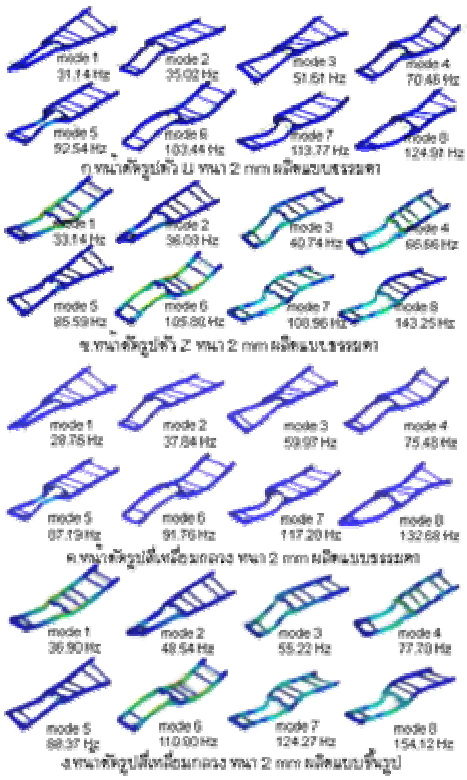
รูปที่ 2 แสดงความถี่ธรรมชาติ mode shape ที่ฐานนิยมที่ 1 ถึงฐานนิยมที่ 8 เมื่อความหนาของหน้าตัดรูปสี่เหลี่ยมกลวงของโครงรถเปลี่ยน โดยโครงรถมีการผลิตแบบธรรมดาและแบบขึ้นรูป

จากตารางที่ 1 และรูปที่ 2 แสดงความถี่ธรรมชาติและ Mode shape ของโครงรถที่สร้างเป็น Solid model ขนาดเมช 20 มม. ที่ผลิตแบบธรรมดาและแบบขึ้นรูป จากการวิเคราะห์ด้วยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์พบว่า โครงรถหนา 3.2 มม. มีความถี่ธรรมชาติที่ฐานนิยมที่ 1 เท่ากับ 30.64 เฮิรตซ์ ใกล้กับความถี่ใช้งานที่ 30 เฮิรตซ์ ของเครื่องยนต์ที่ให้แรงบิดสูงสุด หรือที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1800 รอบต่อนาที ทำให้มีโอกาสเกิดการสั่นพ้องได้ และโครงรถเกิดความเสียหาย ขณะที่โครงรถหนา 2 มม. ผลิตแบบขึ้นรูป มีความถี่ธรรมชาติที่ฐานนิยมที่ 1 เท่ากับ 36.90 เฮิรตซ์ ห่างจากความถี่ใช้งานที่ 30 เฮิรตซ์ ของเครื่องยนต์ที่ให้แรงบิดสูงสุด และที่ฐานนิยมที่ 2 เท่ากับ 48.45 เฮิรตซ์ ห่างจากความถี่ใช้งานที่ 46.67 เฮิรตซ์ ของเครื่องยนต์ที่ให้แรงบิดใช้งาน หรือที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2800 รอบต่อนาที ดังนั้นโอกาสที่จะเกิดการสั่นพ้อง จึงเกิดได้ยากเมื่อเทียบกับโครงรถอื่น

4.1.2 ความถี่ธรรมชาติ เมื่อความหนาของหน้าตัดคงที่แต่รูปหน้าตัดของโครงรถเปลี่ยน โดยโครงรถมีการผลิตแบบธรรมดาและแบบขึ้นรูป

จากตารางที่ 2 และรูปที่ 3 แสดงความถี่ธรรมชาติและ Mode shape ของโครงรถที่สร้างเป็น Solid model ขนาดเมช 20 มม. ที่ตารางที่ 2 แสดงความถี่ธรรมชาติที่ฐานนิยมที่ 1 ถึงฐานนิยมที่ 8 เมื่อความหนาของหน้าตัดคงที่ แต่รูปหน้าตัดของโครงรถเปลี่ยนโดยโครงรถมีการผลิตแบบธรรมดาและแบบขึ้นรูป

ฐานนิยมที่	ความถี่ธรรมชาติจากการวิเคราะห์ด้วยไฟไนต์เอลิเมนต์(Hz)			
	ผลิตแบบธรรมดา			ผลิตแบบขึ้นรูป
	"U" หนา 2mm	"Z" หนา 2mm	"ถ" หนา 2mm	"ถ" หนา 2mm
1	31.14	33.14	28.76	36.90
2	35.02	36.03	37.84	48.45
3	51.60	40.74	59.97	55.22
4	70.46	66.66	75.48	77.70
5	92.54	85.59	87.19	88.37
6	103.44	105.80	91.76	110.00
7	113.77	108.96	117.20	124.27
8	124.91	143.25	132.68	154.12

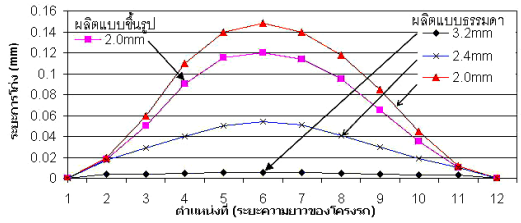


รูปที่ 3 แสดงความถี่ธรรมชาติ mode shape ที่ ฐานนิยมที่ 1 ถึงฐานนิยมที่ 8 เมื่อความหนาของหน้าตัดคงที่ แต่รูปหน้าตัดของโครงรถเปลี่ยน โดยโครงรถมีการผลิตแบบธรรมดาและแบบขึ้นรูป

ผลิตแบบธรรมดาและแบบขึ้นรูป จากการวิเคราะห์ด้วยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์พบว่า โครงรถหน้าตัดรูปตัว U และตัว Z หนา 2 มม. ผลิตแบบธรรมดามีความถี่ธรรมชาติที่ฐานนิยมที่ 1 เท่ากับ 31.14 และ 33.14 เฮิรตซ์ ตามลำดับห่างจากความถี่ใช้งานที่ 30 เฮิรตซ์ ของเครื่องยนต์ที่ให้แรงบิดสูงสุด หรือที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1800 รอบต่อนาที ดังนั้นโอกาสเกิดการสั่นพ้องจึงน้อยมาก ขณะที่ความถี่ธรรมชาติที่ฐานนิยมที่ 2 ของโครงรถทั้งสอง น้อยกว่าความถี่ใช้งานที่ให้แรงบิดใช้งานที่ 46.67 เฮิรตซ์ หรือที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2800 รอบต่อนาที

4.2 ผลการเปรียบเทียบมิติของโครงรถที่รับน้ำหนักบรรทุกสถิตกับการวิเคราะห์การสั่นสะเทือน

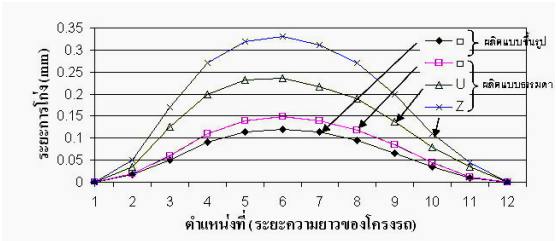
4.2.1 ระยะการโก่ง เมื่อความหนาของหน้าตัดรูปสี่เหลี่ยมกลวงของโครงรถเปลี่ยนโดยโครงรถมีการผลิตแบบธรรมดาและแบบขึ้นรูป



รูปที่ 4 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งต่างๆ กับระยะการโก่ง เมื่อความหนาของหน้าตัดรูปสี่เหลี่ยมกลวง ของโครงรถเปลี่ยนโดย โครงรถมีการผลิตแบบธรรมดาและแบบขึ้นรูป

จากรูปที่ 4 พบว่าโครงรถเพื่อเกษตรกร ที่ผลิตแบบธรรมดาและมีความหนา 3.2 มม. ระยะการโก่ง ณ ที่ตำแหน่งระยะความยาวของโครงรถแต่ละตำแหน่งจะมีระยะการโก่งน้อยสุดนั้น หมายความว่าโครงรถจะมีความแข็งแรงมากที่สุดในการรับน้ำหนักบรรทุกสถิต เมื่อเทียบกับโครงรถเพื่อเกษตรกรที่ผลิตแบบธรรมดา และมีความหนา 2.4 มม. และโครงรถเพื่อเกษตรกรที่ผลิตแบบขึ้นรูป และมีความหนา 2 มม. โดยมีโครงรถเพื่อเกษตรกรที่ผลิตแบบธรรมดา และมีความหนา 2 มม. มีระยะการโก่งมากสุด อย่างไรก็ตามโครงรถทั้ง 4 โครงสามารถใช้ได้ เพราะอยู่ในเกณฑ์ของ กรมขนส่งทางบก กระทรวงคมนาคม

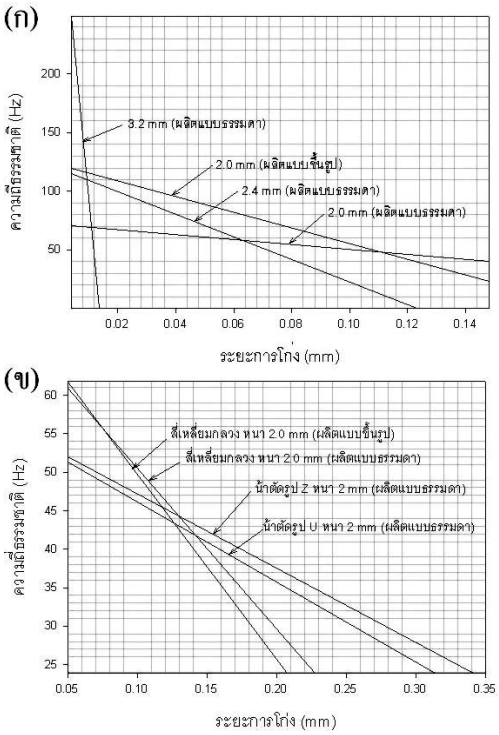
4.2.2 ระยะการโก่งเมื่อให้ความหนาของหน้าตัดคงที่แต่รูปหน้าตัดของโครงรถที่เปลี่ยน โดยโครงรถมีการผลิตแบบธรรมดาและแบบขึ้นรูป



รูปที่ 5 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งต่างๆ กับระยะการโก่ง เมื่อความหนาของหน้าตัดเท่ากับ 2 มม. แต่รูปหน้าตัดของโครงรถเปลี่ยนโดยผลิตแบบธรรมดา และแบบขึ้นรูป

จากรูปที่ 5 พบว่าโครงรถเพื่อเกษตรกรที่มีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมกลวงและมีการผลิตแบบขึ้นรูป ระยะการโก่ง ณ ที่ตำแหน่งระยะความยาวของโครงรถแต่ละตำแหน่ง จะมีระยะการโก่งน้อยสุดในการรับน้ำหนักบรรทุกสถิต เมื่อเทียบกับระยะการโก่งโครงรถที่มีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมกลวง รูปตัว U และรูปตัว Z ที่มีการผลิตแบบธรรมดาตามลำดับในการรับน้ำหนักบรรทุกสถิต แต่อย่างไรก็ตามโครงรถทั้ง 4 โครงก็สามารถใช้ได้เพราะอยู่ในเกณฑ์ของกรมขนส่งทางบก กระทรวงคมนาคม

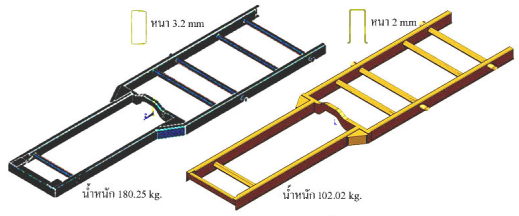
4.2.3 ความสัมพันธ์ระหว่างความถี่ธรรมชาติ และระยะการโก่ง



รูปที่ 6 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความถี่ธรรมชาติและระยะการโก่งของโครงรถเพื่อเกษตรกร

จากรูปที่ 6 ก พบว่าระยะการโก่งของโครงรถที่มีรูปหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมกลวงหนา 3.2 มม. ผลิตแบบธรรมดา จะมีระยะการโก่งสูงสุดเท่ากับ 0.005 มม. หรือเท่ากับความถี่ธรรมชาติ 220.68 เฮิรตซ์ และไม่มีโอกาสที่จะเกิดการสั่นพ้อง อันจะทำให้โครงรถนี้เกิดความเสียหายได้ ส่วนโครงรถที่มีความหนา 2.4 มม. จะมีระยะการโก่งสูงสุดเท่ากับ 0.054 มม. หรือเท่ากับความถี่ธรรมชาติ 67.82 เฮิรตซ์ ขณะที่โครงรถหนา 2 มม. จะมีระยะการโก่งสูงสุดเท่ากับ 0.148 มม. หรือเท่ากับความถี่ธรรมชาติ 40.97 เฮิรตซ์ แต่ที่ระยะการโก่ง 0.110 มม. จะมีความถี่ธรรมชาติเท่ากับ 47.52 เฮิรตซ์ ซึ่งใกล้เคียงกับความถี่ใช้งาน 46.67 เฮิรตซ์ ซึ่งจะทำให้มีโอกาสเกิดการสั่นพ้องได้ จากรูปที่ 6 ข พบว่า ระยะการโก่งของโครงรถที่มีรูปหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมกลวงหนา 2 มม. ผลิตแบบขึ้นรูปจะมีระยะการโก่งสูงสุดเท่ากับ 0.12 มม. หรือเท่ากับความถี่ธรรมชาติ 45.49 เฮิรตซ์ ซึ่งใกล้เคียงความถี่ใช้งานที่ 46.67 เฮิรตซ์ ขณะที่ระยะการโก่ง 0.114 มม. มีความถี่ธรรมชาติเท่ากับ 46.68 เฮิรตซ์ ซึ่งตรงกับความถี่ใช้งาน ดังนั้นจึงมีโอกาสเกิดการสั่นพ้องอันจะทำให้โครงรถเสียหายได้ ขณะที่โครงรถหน้าตัดรูปตัว Z จะมีระยะการโก่งสูงสุดเท่ากับ 0.330 มม. หรือเท่ากับความถี่ธรรมชาติ 27.44 เฮิรตซ์ แต่ที่ระยะการโก่ง 0.270 มม. จะมีความถี่ธรรมชาติเท่ากับ 30.33 เฮิรตซ์ ซึ่งใกล้เคียงความถี่ใช้งาน 30 เฮิรตซ์ โอกาสที่จะเกิดการสั่นพ้องอันทำให้โครงรถเสียหายได้ สำหรับโครงรถรูปตัว U มีระยะการโก่งสูงสุดเท่ากับ 0.235 มม. หรือเท่ากับความถี่ธรรมชาติ 32.51 เฮิรตซ์ ซึ่งไม่ตรงกับความถี่ใช้งาน ดังนั้นโอกาสจะเกิดการสั่นพ้องจึงไม่มี

4.3 ผลการปรับปรุงโครงรถเพื่อเกษตรกร ให้ได้โครงรถที่เหมาะสม



(ก)โครงรถเดิมหนา 3.2 mm. (ข)โครงรถที่ผู้วิจัยออกแบบใหม่หนา 2 mm.

รูปที่ 7 แสดงโครงรถเพื่อเกษตรกรของเดิมผลิตแบบธรรมดา และที่ผู้วิจัยออกแบบใหม่ผลิตแบบขึ้นรูป

จากรูปที่ 7ข แสดงโครงรถเพื่อเกษตรกรที่มีหน้าตัดเป็นรูปตัว U หนา 2 มม. ผลิตแบบธรรมดาที่ผู้วิจัยปรับปรุงใหม่ พบว่า น้ำหนักของโครงรถที่ออกแบบใหม่มีน้ำหนักน้อยกว่าโครงรถเดิม (รูปที่ 7ก) ประมาณ 43 %

5. สรุปผล

ผลการวิจัยพบว่า โครงรถเพื่อเกษตรกรที่ใช้กับรถชนิดขับเคลื่อนสองเพลา ผลิตแบบธรรมดาและทำจากวัสดุเหล็กมาตรฐาน JIS G3113 หน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมกลวงหนา 3.2 มม. ของบริษัทสามมิตรสเปคเชียลทรัคจำกัด รุ่น SA 2031 มีโอกาสที่จะเกิดการสั่นพ้องจนทำให้โครงรถเสียหายได้ ถึงแม้ระยะการโก่งสูงสุดของโครงรถเมื่อรับน้ำหนักบรรทุกสถิตที่กำหนดจะมีค่าน้อยสุด เมื่อเทียบกับโครงรถอื่น จึงกล่าวได้ว่าโครงรถมีความแข็งแรงมากสุด และอยู่ในเกณฑ์ของกรมขนส่งทางบก กระทรวงคมนาคม แต่เมื่อนำมาประกอบเป็นรถทั้งคันพบว่า น้ำหนักรวมของรถเกินกว่าที่กำหนดไว้ใน พ.ร.บ. ของกรมขนส่งทางบก กระทรวงคมนาคม จึงสรุปได้ว่าโครงรถนี้ไม่เหมาะที่จะนำไปใช้งาน หรือไปผลิตต่อไป

โครงรถเพื่อเกษตรกรที่มีรูปหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมกลวง หนา 2.4 มม. ผลิตแบบธรรมดา ทำจากวัสดุเหล็กมาตรฐาน JIS G3113

มีโอกาสที่จะเกิดการสั่นพ้องจนทำให้โครงรถเสียหายได้ เนื่องจากความถี่ธรรมชาติใกล้ความถี่ใช้งาน ถึงแม้ว่าระยะการโก่งสูงสุดของโครงรถเมื่อรับน้ำหนักบรรทุกสถิตที่กำหนด ไม่เกินเกณฑ์ของกรมขนส่งทางบก กระทรวงคมนาคม และโครงรถยังมีน้ำหนักลดลงประมาณ 25% จากโครงรถเดิม

โครงรถเพื่อเกษตรกรที่มีรูปหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมกลวง หนา 2 มม. ผลิตแบบธรรมดา ทำจากวัสดุเหล็กมาตรฐาน JIS G3113 มีโอกาสที่จะเกิดการสั่นพ้องจนทำให้โครงรถเสียหายได้ เมื่อระยะการโก่งของโครงรถมีความถี่ธรรมชาติใกล้เคียงกับความถี่ใช้งาน ถึงแม้ว่าโครงรถจะมีน้ำหนักลดลงประมาณ 37.5% จากโครงรถเดิม

โครงรถเพื่อเกษตรกรที่มีรูปหน้าตัดเป็นรูปตัว Z หนา 2 มม. ผลิตแบบธรรมดา ทำจากวัสดุเหล็กมาตรฐาน JIS G3113 มีโอกาสที่จะเกิดการสั่นพ้องจนทำให้โครงรถเสียหายได้ เมื่อระยะการโก่งของโครงรถมีความถี่ธรรมชาติใกล้เคียงกับความถี่ใช้งาน ถึงแม้ว่าโครงรถจะมีน้ำหนักลดลงประมาณ 50% จากโครงรถเดิม

โครงรถเพื่อเกษตรกรที่มีรูปหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมกลวง หนา 2 มม. ผลิตแบบขึ้นรูป ทำจากวัสดุเหล็กมาตรฐาน JIS G3113 มีโอกาสที่จะเกิดการสั่นพ้องจนทำให้โครงรถเสียหายได้ เมื่อระยะการโก่งของโครงรถมีความถี่ธรรมชาติใกล้เคียงกับความถี่ใช้งาน ถึงแม้ว่าโครงรถจะมีน้ำหนักลดลงประมาณ 45% จากโครงรถเดิม

โครงรถเพื่อเกษตรกรที่มีรูปหน้าตัดเป็นรูปตัว U หนา 2 มม. ผลิตแบบธรรมดา ทำจากวัสดุเหล็กมาตรฐาน JIS G3113 โอกาสที่จะเกิดการสั่นพ้องจนทำให้รถเสียหาย มีโอกาสน้อยสุดเมื่อเทียบกับโครงรถอื่น ตลอดจนโครงรถก็มีน้ำหนักลดลงประมาณ 43% จากโครงรถเดิม ดังนั้นจึงเหมาะที่จะนำไปปรับปรุงพัฒนาเพื่อทำการผลิตเชิงพาณิชย์ต่อไป

6. กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบพระคุณคุณเชาว์ โพธิศิริสุข ประธานกลุ่มบริษัท สามมิตรมอเตอร์สแมนูแฟคเจอริ่ง จำกัด ที่ให้ทุนสนับสนุนในการทำวิจัยครั้งนี้จนสำเร็จลุล่วงลงได้ด้วยดี

7. เอกสารอ้างอิง

[1] พระราชบัญญัติรถยนตร์ (ฉบับที่ 5) พ.ศ.2528. (2528, 25 กรกฎาคม). ราชกิจจานุเบกษา ฉบับพิเศษ. เล่ม 102 ตอนที่ 95 ลักษณะรถยนตร์ตามมาตรา 3 (3 ทวิ) ของมาตรา 21

[2] Michael R. Hatch. (2001). Vibration Simulation Using MATLAB and ANALYSIS. USA: Chapman & Hall/CRC.

[3] Michael Plint, Anthony Martyr, 1997,"Engine Testing Theory and Practice", British library Cataloguing in Publication Data, Jordan Hill, Oxford OX28DP, pp 70-92

[4] FHWA/NHTSA. (2003)."Finite Element Model and Mesh Quality". National Crash Analysis Center. The George Washington University

[5] Robert D. Blevins. (1986)." Formulas for Natural Frequency and Mode Shape ".Krieger Publishing Company.Malabar.Florida

[6] James Calvert. (1994)." Finite Mathematics with Computer supported Applications. Departs of Mathematics and Statistics."University of Idaho,Michigan state university.