การวิเคราะห์ความแข็งแรงและโมดอลของแชสซิสรถปิคอัพที่มีการดัดแปลงขยายความยาวฐานล้อ
Static and Modal Analysis of the Pickup Truck Chassis Frame with the Wheelbase Modification

ชาติชาย ชุมจันทร์[1]*และ ชัยยศ ดำรงกิจโกศล[1]

[1]สาขาเทคโนโลยีวิศวกรรมยานยนต์ ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมต้นกำลัง
วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
1518 ถนนประชาราษฎร์ 1 แขวงวงศ์สว่าง เขตบางซื่อ กรุงเทพมหานคร 10800

E-mail : chartchayc@gmail.com, เบอร์โทรศัพท์ : +66 2 555-2000 ต่อ 6427

บทคัดย่อ

บทความนี้กล่าวถึงการวิเคราะห์ความเค้นจากภาระสถิตย์และโมดอลของโครงสร้างแชสซิสแบบขั้นบันไดในรถปิคอัพที่ได้รับการดัดแปลงขยายฐานล้อ เพื่อให้การกระจายน้ำหนักดีขึ้น ซึ่งยาวขึ้นกว่าเดิม 515 mm และมีการเพิ่มน้ำหนักบรรทุกเป็น 3200 kg ในการออกแบบนั้นประกอบด้วยหน้าตัดต่อเพิ่มความยาวแบบต่อชนเชื่อมกับหน้าตัดเดิมและมีหน้าตัดเสริมความแข็งแรง เพื่อเป็นการพิสูจน์ว่าโครงสร้างของรถยนต์ที่ทำการดัดแปลงไปแล้วสามารถรับภาระจากการขับขี่ในสภาวะต่างๆ ได้ ขั้นการออกแบบต้องทำการวิเคราะห์ด้วยการจำลองภาระสถิตย์คือกรณีโมเมนต์ดัด กรณีรวมโมเมนต์ดัดและบิด พร้อมกับการวิเคราะห์โมดอล ขั้นตอนการวิเคราะห์นี้จึงใช้วิธีการคำนวณด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ 3 มิติ ผลการวิเคราะห์ภาระสถิตย์ทั้งหมดพบว่าค่าความเค้นที่เกิดขึ้นกับโครงสร้างแชสซิสยังอยู่ในช่วงสภาวะยืดหยุ่นของวัสดุ และเพื่อหลีกเลี่ยงการสั่นสะเทือนไปตรงกับย่านความถี่กระตุ้นต่างๆ ซึ่งผลการวิเคราะห์โมดอล พบว่าค่าความถี่ธรรมชาติของโครงสร้างแชสซิสในโหมดแรกเป็นการสั่นสะเทือนในโหมดดัดมีค่ามากกว่าความถี่ที่มากระตุ้นทำให้ไม่เกิดการสั่นพ้อง ดังนั้นโครงสร้างแชสซิสที่ดัดแปลงขยายฐานล้อแล้วมีความแข็งแรงเพียงพอที่จะนำไปใช้งานจริงได้

คำหลัก : การวิเคราะห์ภาระสถิตย์ การวิเคราะห์โมดอล ไฟไนต์เอลิเมนต์ การขยายฐานล้อ

Abstract

This research is focused on the stress analysis from static load and modal analysis of the pickup truck ladder type chassis frame which modified to extend its wheelbase 515 mm longer. This extended wheelbase would help to improve the weight distribution and increase the load carrying capacity up to 3200 kg. For the wheelbase extension design, the chassis was extended using the butt joint welding technique and reinforced with the additional member. After that the ladder chassis was analyzed by using the 3D finite element method which simulating the static load to study the bending case, combined case and modal analysis. The results from finite element analysis revealed that the stress occurred at the chassis frame is less than yield point. In order to avoid matching the natural frequency of the chassis frame with the excitation frequency, modal analysis has been analyzed. The

first mode is bending vibration mode and it is higher than excitation frequency resulted in no resonance. For the conclusion, the modified chassis is strength enough to be used in the real applications.

Keywords: Statics Analysis, Modal Analysis, Finite Element, Wheelbase Extension

1. บทนำ

ประเทศไทยเป็นประเทศที่มีการใช้รถบรรทุกขนาดเล็กโดยเรียกว่ารถกระบะหรือรถปิคอัพ (Pickup Truck) มากที่สุดประเทศหนึ่งของโลกเนื่องมาจากความอเนกประสงค์ โดยตามกฎหมายรถยนต์ กระบะคือรถยนต์ที่มีที่นั่งด้านหน้าตอนเดียวสำหรับคนขับและตอนหลังเป็นกระบะบรรทุก ซึ่งเปิดโล่งจนถึงท้ายรถโดยไม่มีหลังคา ในส่วนของโครงสร้างรับน้ำหนักหลักของรถมีลักษณะแบบขั้นบันได ตามกฎหมายอนุญาตให้บรรทุกของได้ไม่เกิน 1000 kg เท่านั้น อย่างไรก็ตามบริษัทโตโยต้า มอเตอร์ ประเทศไทย จำกัด ได้ยื่นขอความเห็นชอบแบบรถบรรทุกและรถโดยสารต่อกรมขนส่งทางบก โดยแบบรถกระบะรหัส GUN123R-BTMLYT มีน้ำหนักรถเปล่า 1,720 kg และน้ำหนักรวมบรรทุก 2,850 kg โดยทั่วไปเมื่อนำรถกระบะไปทำการบรรทุกของหนักหรือดัดแปลงเป็นรถโดยสารเฉพาะกิจต่างๆ นั้นทำให้มีน้ำหนักเกินกำหนดและจุดศูนย์ถ่วงของรถย้ายมาอยู่ใกล้ล้อหลังมากเกินไปได้ เมื่อทำการทดลองขับพบว่ามีผลกระทบต่อการควบคุมรถทำให้ผู้ขับขี่เกิดความไม่มั่นใจ ดังนั้นผู้วิจัยจึงได้ทำการแก้ปัญหาโดยการดัดแปลงโครงสร้างแชสซิสของรถให้รถมีระยะฐานล้อให้ยาวขึ้น 515 มม โดยถ้าขยายมากกว่านี้อาจมีปัญหาเรื่องของรัศมีวงเลี้ยว ดังรูปที่ 1 และต้องสามารถรับน้ำหนักบรรทุกรวม (Gross Weight) เพิ่มเป็น 3200 kg ได้ เพื่อให้นำรถมาใช้งานบนถนนหลวง ผู้วิจัยต้องทำข้อมูลการคำนวณประกอบการยื่นขอความเห็นชอบแบบรถบรรทุกและรถโดยสารเฉพาะกิจต่อกรมขนส่งทางบก โดยใช้วิธีการคำนวณด้วยแบบจำลองทางไฟไนต์เอลิเมนต์ซึ่งจำลองด้วยภาระสถิตย์แบบภาระโมเมนต์ดัด ภาระแรงบิด ภาระแรงกระทำด้านข้างและแรงกระทำตามแนวยาว [1, 2, 3] แต่การใช้งานจริงโครงสร้างแชสซิสต้องสามารถรับภาระทั้งแบบสถิตย์และการสั่นสะเทือนที่มาจากของเครื่องยนต์ระบบส่งกำลังและถนนที่ไม่เรียบได้ ดังนั้นการวิเคราะห์ไฟไนต์เอลิเมนต์ต้องหาความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นด้วย [4, 5] โดยเมื่อใดก็ตามที่การสั่นสะเทือนของโครงสร้างแชสซิสมีความถี่ธรรมชาติสอดคล้องกับความถี่กระตุ้นจากภายนอกปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นนี้เรียกว่าการสั่นพ้อง (Resonance) ซึ่งนำไปสู่การดัดหรือบิดตัวมากเกินไปและเกิดซ้ำๆ อาจทำให้เกิดความเสียหายได้มากเช่นกัน [6]

รูปที่ 1 รถที่มีระยะฐานล้อเดิม (บน) และ รถที่มีการเพิ่มระยะฐานล้อใหม่ (ล่าง)

ดังนั้นงานวิจัยนี้ได้นำเสนอการวิเคราะห์ความแข็งแรงของโครงสร้างแชสซิสที่ได้ทำการดัดแปลงโดยตัดต่อเพิ่มระยะฐานล้อด้วยแบบจำลองวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เป็นแบบ 3 มิติ โดยจำลองการรับภาระสถิตย์กรณีโมเมนต์ดัดและกรณีรวมโมเมนต์ดัดและบิดพร้อมกับการวิเคราะห์โมดอล

อย่างไรก็ตามแบบและรูปแบบการเชื่อมต่อกันของโครงสร้างแชสซิสไม่ขอนำเสนอในงานวิจัยนี้เนื่องจากเป็นความลับของบริษัทเจ้าของทุนวิจัย

2. ทฤษฎีการออกแบบ

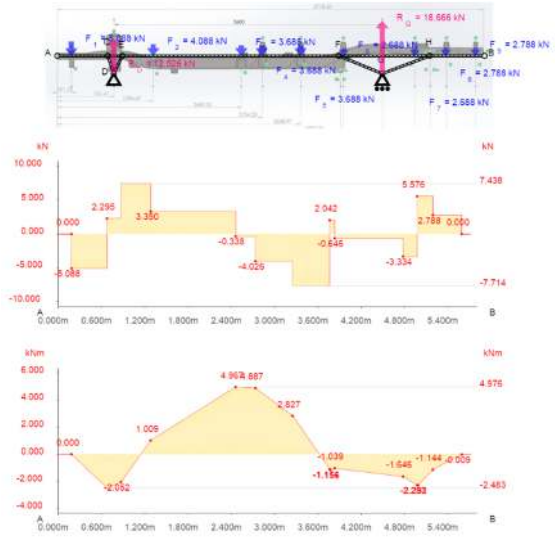
2.1 โครงสร้างแชสซิสแบบขั้นบันได (Ladder Frame)

รถต้นคันแรกก่อนมีโครงสร้างแชสซิสแบบขั้นบันไดเป็นเพียงตัวรถที่มีที่นั่งผู้โดยสารไม่มีหลังคาป้องกันสภาพอากาศได้ ยุคต่อมามีการออกแบบให้มีการป้องกันโดยใส่หลังคา ประตูและช่องหน้าต่าง แต่ความแข็งแรงยังน้อยอยู่เนื่องจากทำจากไม้ที่มีความแข็งต่ำมาก ดังนั้นโครงสร้างแชสซิสแบบบันไดความแข็งสูงจึงได้พัฒนาขึ้นมาให้มีความต้านการดัดและแรงบิดได้ โครงสร้างแชสซิสแบบขั้นบันไดนี้มีข้อดีคือสามารถปรับให้รองรับบอดี้ห้องโดยสารของรถได้หลากหลายรูปแบบ ซึ่งถูกใช้อย่างแพร่หลายกับรถบรรทุกสินค้าต่างๆ ตั้งแต่รถกระบะขนาดเล็กตลอดถึงรถบรรทุกหนักขนาดใหญ่ เนื่องจากลักษณะของโครงสร้างแชสซิสมีความเรียบง่าย ทำให้ง่ายต่อการติดตั้งบอดี้และกระบะบรรทุก สาเหตุที่เรียกโครงสร้างแชสซิสแบบขั้นบันได เนื่องจากประกอบขึ้นด้วยคานยาวด้านข้าง (Side Rails) 2 อันวางขนานกันและเชื่อมต่อกันด้วยคานขวางเป็นช่วงๆ (Cross Members) ทำให้มีลักษณะเหมือนขั้นบันได ทำให้โครงสร้างแบบนี้สามารถภาระจากแรงบิดได้ดี ดังรูปที่ 2

รูปที่ 2 โครงสร้างแชสซิสเดิมของรถโตโยต้ารีโว้

2.2 ภาระกรณีโมเมนต์ดัด

สภาวะโหลดแบบโมเมนต์ดัดมีลักษณะภาระแรงที่กระทำในทิศทางตั้ง (แกน Y) และกระจายไปตามยาวเป็นจุดๆ บนโครงสร้างแชสซิส (แกน X) ดังแผนภาพในรูปที่ 3 โดยงานวิจัยนี้กำหนดภาระรวมที่กระทำกับโครงสร้างแชสซิสไว้ที่ 3200 kg และจากการชั่งน้ำหนักจริง ภาระลงที่เพลาหน้าประมาณ 40 % และเพลาหลัง 60 % จากภาระที่กำหนดไว้ข้างต้นจึงแบ่งภาระกระจายบนโครงสร้างแชสซิสด้วยโปรแกรม Autodesk Force Effect ให้ถ่ายลงเพลาหน้าที่กำหนดเป็นยึดตรึงแน่นได้ค่าปฏิกิริยาประมาณ 12.526 kN และลงที่เพลาหลังที่จุดยึดแหนบแผ่นทั้งจุดหน้าและหลังกำหนดเป็นจุดยึดตรึงแบบเลื่อนอิสระแกน X ทำให้ได้ค่าแรงปฏิกิริยาลงเพลาหลังประมาณ 18.666 kN ตามแผนภาพภาระที่กระทำบนหูรองรับบอดี้ของโครงสร้างแชสซิสทำให้ได้ค่าแรงเฉือนสูงสุดที่หูแหนบหน้าเท่ากับ -7.714 kN และโมเมนต์ดัดสูงสุดบริเวณระหว่างล้อหน้าและหลังได้เท่ากับ 4.976 kN.m



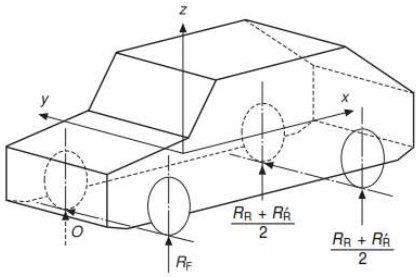
รูปที่ 3 แผนภาพโหลดที่กระทำบนโครงสร้างแชสซิส ค่าแรงเฉือนและโมเมนต์ดัด

ภาระแบบพลศาสตร์ต้องได้รับการพิจารณาเมื่อรถยนต์มีการเคลื่อนที่บนพื้นผิวถนนที่ไม่เรียบ ยกตัวอย่างเช่นรถวิ่งบนสะพานที่มีโค้งด้วยความเร็วที่อาจทำให้ล้อลอยออกจากพื้นแล้วตกลงมากระแทก โดยผ่านระบบกันสะเทือนขึ้นมายังโครงสร้างแชสซิสทำให้มีภาระเพิ่มขึ้นอย่างมากเมื่อเทียบกับสภาวะสถิตย์ ค่าประสบการณ์ที่ได้รับจากผู้ผลิตรถยนต์ระบุว่าควรเพิ่มขีดความสามารถใน

การรับภาระจากภาระสถิตย์ด้วยค่าปัจจัยความปลอดภัย 2.5 ถึง 3.0 สำหรับรถยนต์ที่ใช้ถนนทั่วไปใช้ ค่าปัจจัยความปลอดภัยเท่ากับ 4 (Pawlowski, 1964) สำหรับรถออฟโรด [1]

2.3 ภาระกรณีรวมโมเมนต์ดัดและการบิด

การขับขี่ใช้งานรถยนต์จริงนั้นขณะที่รถยนต์วิ่งไปบนถนนที่มีระดับแตกต่างกัน ดังนั้นภาระที่กระทบกับตัวโครงสร้างแชสซิสต้องมีสภาวะโมเมนต์ดัดและการบิดเกิดขึ้นพร้อมกัน ดังนั้นภาระทั้งสองกรณีจึงถูกกำหนดให้พิจารณาพร้อมกันสำหรับการวิเคราะห์ไฟไนต์เอลิเมนต์นั้น การกำหนดเงื่อนไขนั้น ได้กำหนดคล้ายๆ กับกรณีรับภาระโมเมนต์ดัดแต่มีข้อแตกต่างโดยปล่อยอิสระหรือไม่มีการยึดตรึง (Constrains) ที่ช่วงล่าง 1 ข้างหรือให้ล้อลอย 1 ข้าง ดังรูปที่ 4 ค่าปัจจัยความปลอดภัยทางพลศาสตร์จากการบิดมีค่าเท่ากับ 1.3 สำหรับรถยนต์วิ่งทางถนนทั่วไป สำหรับรถบรรทุกกำหนดไว้ที่ 1.5 และ 1.8 สำหรับรถออฟโรด (Pawlowski, 1964) [1]



รูปที่ 4 สภาวะรวมโมเมนต์ดัดและการบิด

2.4 การวิเคราะห์โมดอล

การวิเคราะห์แบบโมดอลโดยใช้เทคนิคการวัดการตอบสนองต่อความถี่ (FRF) ที่ใช้การแปลงฟูริเยร์แบบเร็ว (Fast Fourier Transformation - FFT) ได้รับการใช้กันอย่างแพร่หลายในอุตสาหกรรมยานยนต์ในการกำหนดลักษณะแบบพลศาสตร์ (ความถี่ธรรมชาติรูป รูปร่างการสั่นและการหน่วง) สมการของการเคลื่อนที่สำหรับระบบที่ไม่มีการหน่วงตัวคือ

$$[m]\{\ddot{x}\}+[k]\{q\}=\{0\} \qquad (1)$$

โดยที่ k และ m แทนความแข็งและมวลตามลำดับ q คือการเคลื่อนที่ สำหรับระบบเชิงเส้นการตอบสนองการสั่นสะเทือนแบบอิสระสามารถเขียนสมการให้อยู่ในรูปแบบการเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิกได้ดังนี้

$$\{q\}=\{Q_i\}\sin(\omega_i t) \qquad (2)$$

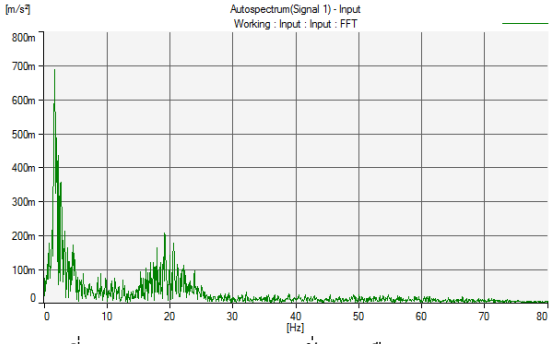
Q_i คือขนาดการสั่นสะเทือนของรูปร่างการสั่นโหมดที่ i^{th} ของความถี่ธรรมชาติ ω_i แทนในสมการ (3) :

$$-\omega^2[m]+[k]=\{0\} \qquad (3)$$

แก้สมการ (3) หาค่า Eigen จะได้ความถี่ธรรมชาติและ Eigen Vector's ของขนาดการสั่นสะเทือนที่สอดคล้องกัน ในการวิเคราะห์นี้ได้ใช้โมดูลการวิเคราะห์โมดอลในโปรแกรม ANSYS Workbench การวิเคราะห์ได้รับการดำเนินการหลังจากการสร้างโมเดล 3มิติ แล้วทำการวิเคราะห์ผลตามขั้นตอนทางไฟไนต์เอลิเมนต์ โดยการจำลองได้จำลองในสภาวะการสั่นสะเทือนแบบอิสระและไม่มีการยึดตรึง (Constrains) เนื่องจากโครงสร้างแชสซิสถูกรองรับด้วยระบบรองรับน้ำหนักและใช้บูชยางรองรับห้องโดยสารของรถ

ผลการคำนวณสำหรับความถี่ธรรมชาติในโหมดแรกต้องมากกว่า 20 Hz ซึ่งเป็นความถี่ที่สามารถสร้างปัญหากับโครงสร้างแชสซิสของรถยนต์รถมากที่สุด [6] ซึ่งมาจากเครื่องยนต์ ระบบส่งกำลัง ช่วงล่างและถนน ดังรูปที่ 5 เป็นผลการทดสอบการสั่นสะเทือนภาคสนามของรถที่ขยายฐานล้อและนำไปประกอบเป็นรถโดยสารเฉพาะกิจแล้ว โดยความถี่ที่มีขนาดการสั่นสะเทือนมากที่สุดคือ 1.8 Hz ซึ่งเป็นการสั่นสะเทือนของบอดี้เหนือสปริงและ 20 Hz เป็นความถี่ของล้อซึ่งค่ามากกว่าปรกติ เนื่องจากขณะทดสอบได้ใช้แรงลมยางล้อหลังอยู่ที่ 6.374 Bar แต่ผลที่ได้จากโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์นี้ใน 6 โหมดแรกเป็น

โหมดแข็งเกร็ง (Rigid Body Mode) ซึ่งความถี่ธรรมชาติมีค่าเท่ากับ 0 Hz [4] ต้องวิเคราะห์โหมดที่ 7 เป็นต้นไป



รูปที่ 5 ผลการทดสอบการสั่นสะเทือนภาคสนาม

2.5 คุณสมบัติวัสดุสำหรับการคำนวณ

คุณสมบัติทางกลของวัสดุที่ใช้ในการคำนวณประกอบด้วยวัสดุ 3 ชนิดด้วยกันคือ SPH590 เป็นวัสดุของโครงสร้างแชสซิสเดิมของรถ เหล็ก CortenB เป็นวัสดุที่ใช้สำหรับออกแบบชิ้นส่วนหน้าตัดสำหรับมาต่อชนเพิ่มความยาวโครงสร้างแชสซิสและชิ้นส่วนเสริมความแข็งแรง ส่วนKOBE-30 เป็นคุณสมบัติทางกลของลวดเชื่อม

ตารางที่ 1 คุณสมบัติวัสดุสำหรับการคำนวณ

คุณสมบัติ	ชื่อวัสดุที่ใช้		
	SPH590	CortenB	KOBE-30
Modulus (GPa)	200		
Poisson's Ratio	0.3		
Density (kg/m^3)	7850		
Yield Stress (Mpa)	430	345	450
Tensile Stress (Mpa)	590	485	510

2.5 ความเค้นสำหรับการออกแบบ

ภาระที่ได้กล่าวถึงในหัวข้อ 2.2 และ 2.3 ส่งผลให้เกิดความเค้นเกิดขึ้นตลอดโครงสร้างแชสซิสของรถ สิ่งสำคัญคือต้องสามารถรับภาระภายใต้เงื่อนไขที่แย่ที่สุดที่แรงกดดันเกิดขึ้นในโครงสร้าง โดยความเค้นที่เกิดขึ้นเนื่องมาจากภาระสถิตย์ เมื่อคูณกับค่าปัจจัยของความปลอดภัยแบบพลศาสตร์แล้วต้องมีค่าน้อยกว่าหรือเท่ากับ 2/3 ของความต้านแรงดึงที่จุดครากวัสดุ

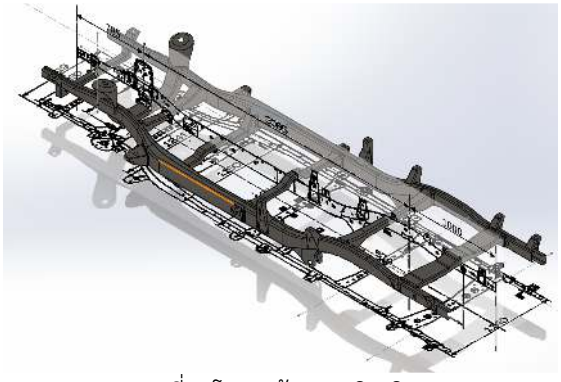
3. การวิเคราะห์ไฟไนต์เอลิเมนต์

การวิเคราะห์ไฟไนต์เอลิเมนต์โดยทั่วไปของปัญหาทางกายภาพเชิงวิศวกรรมนี้ไม่ว่าจะเป็นความแข็งแรงโครงสร้าง การไหล การถ่ายเทความร้อน และปัญหาอื่นๆ มีขั้นการวิเคราะห์ที่คล้ายๆกัน ปัจจุบันขั้นตอนเหล่านี้มักใช้เป็นส่วนประกอบในชุดซอฟต์แวร์เชิงพาณิชย์แล้ว ซึ่งมีขั้นตอนหลัก 3 ขั้นตอนคือ กระบวนการก่อนการประมวล (Preprocessing) กระบวนการแก้ปัญหา (Solution) และกระบวนการประมวลผลหลังการคำนวณ (Postprocessing) โดยกระบวนการก่อนการประมวลเป็นสิ่งสำคัญที่สุดประกอบด้วย การสร้างโมเดลรูปทรงของปัญหา (Geometric Domain) การแบ่งเอลิเมนต์ (Meshing) กำหนดคุณสมบัติวัสดุที่ใช้จริง กำหนดเงื่อนไขขอบเขต (Boundary Conditions) ที่เป็นการยึดตรึงทางกายภาพ (Physical Constraints) และกำหนดโหลดกระทำ (Loading) [7]

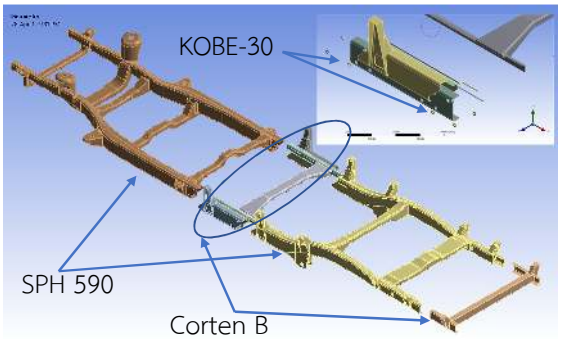
3.1 การสร้างโมเดลรูปทรงของโครงสร้างแชสซิส

การสร้างโมเดลเฉพาะรูปทรงของโครงสร้างแชสซิสแบบขั้นบันไดนี้เป็นของโตโยต้ารีโว้แบบ Standard Cab โดยได้ขนาดจากแบบที่อยู่ในคู่มือและเอกสารขอความเห็นชอบจากกรมขนส่งทางบก โดยโมเดลที่สร้างขึ้นนี้ตัดความซับซ้อนของโครงสร้างแชสซิสจริงๆ ออกไปเพื่อให้ง่ายต่อการวิเคราะห์ เช่น รูเจาะ น็อต และชิ้นส่วนที่ไม่เกี่ยวข้องออกไป โดยโครงสร้างแชสซิสเดิมขึ้นรูปมาจากเหล็กแผ่นหนา 3.2 มม ดังรูปที่ 6 ใช้เหล็กกล้ารีดร้อนเกรด SPH 590 และในรูปที่ 7 แสดงรูปโครงสร้างแชสซิสบริเวณที่มีการตัดต่อโดยมี โดยได้มีการออกแบบชิ้นส่วนมาเสริมเพื่อเพิ่มความยาวแล้วทำการเชื่อมแบบต่อชนซึ่งมีหน้าตัดเท่ากับโครงสร้างแชสซิสเดิม แต่มีความหนา 3

มม ยาว 515 มม และยังมีชิ้นส่วนเสริมแรงเพื่อลดความเค้นบริเวณรอยเชื่อมด้วยเหล็กหนา 5 มม แล้วยังมีคานขวางเพิ่มมา 1 คาน และหูแชสซิสรองรับบอดี้โดยสารเพิ่มอีก 1 คู่ ส่วนโครงสร้างแชสซิสนี้ยังมีการต่อช่วงท้ายของโครงสร้างแชสซิสด้วยเพื่อรองรับห้องโดยสารของรถเฉพาะกิจได้ยาวขึ้น สำหรับงานเชื่อมได้ลวดเชื่อมไฟฟ้า KOBE-30



รูปที่ 6 โครงสร้างแชสซิสเดิม

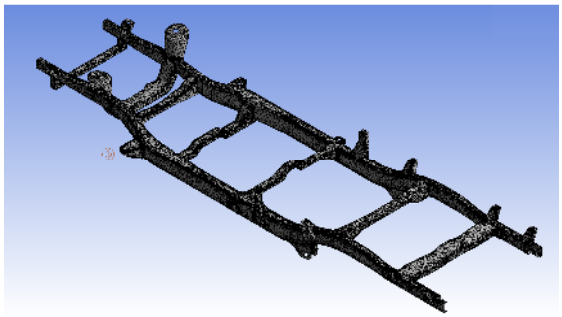


รูปที่ 7 โครงสร้างแชสซิสที่มีการตัดต่อขยายฐานล้อ

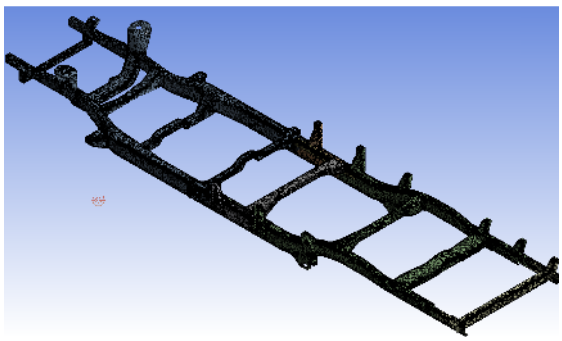
การกำหนดคุณสมบัติที่จุดเชื่อมต่อของแต่ละชิ้นส่วน โดยชิ้นส่วนที่เป็นหน้าตัดเพิ่มความยาวของโครงสร้างแชสซิสกำหนดมีการเชื่อมต่อแบบตรึงแน่น (Bonded) เนื่องจากขั้นตอนการเชื่อมได้ทำการทดสอบด้วยวิธีการทดสอบด้วยผงแม่เหล็กแล้วพบว่ารอยเชื่อมไม่มีรูพรุนและเป็นเนื้อเดียวกันกับชิ้นงานจริง ชิ้นหน้าตัดส่วนเสริมความแข็งแรงโครงสร้างบริเวณผิวสัมผัสที่ไม่ได้มีการเชื่อมไฟฟ้าได้กำหนดแบบการเชื่อมต่อแบบไม่แยกจากกันแต่ยอมให้เลื่อนได้แบบไม่มีความฝืด (No Separation) และรอยเชื่อมไฟฟ้าถูกสร้างให้เป็นเนื้อวัสดุไปเชื่อมต่อแบบยึดตรึงแน่นระหว่างหน้าตัดต่อเพิ่มความยาวกับชิ้นส่วนเสริมแรง

3.2 การแบ่งเอลิเมนต์ (Meshing)

แบบจำลองไฟไนต์เอลิเมนต์นี้ถูกสร้างให้มีเอลิเมนต์เป็นแบบสามเหลี่ยมสี่หน้าสิบจุดต่อ (10 Node Tetrahedral) และมีขนาดไม่เท่ากัน และตั้งค่าในโปรแกรม แบบ Curvature มีมุมเอียง 45 องศา Min. Size เท่ากับ 0.5 มม Max. Face Size เท่ากับ 50 มม และ Max. Tet Size เท่ากับ 100 มม สำหรับบริเวณที่มี



รูปที่ 8 เอลิเมนต์โมเดลของโครงสร้างแชสซิสเดิม



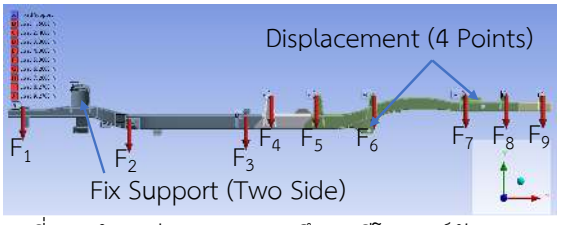
รูปที่ 9 เอลิเมนต์โมเดลของโครงสร้างแชสซิสที่ตัดต่อแล้ว

ความเค้นสูงขนาดเอลิเมนต์ถูกควบคุมอยู่ที่ 1-5 มม ซึ่งทำให้ได้จำนวนเอลิเมนต์ 418061 Elements และจำนวนโหนด 780677 Nodes กับโครงสร้างแชสซิสเดิม

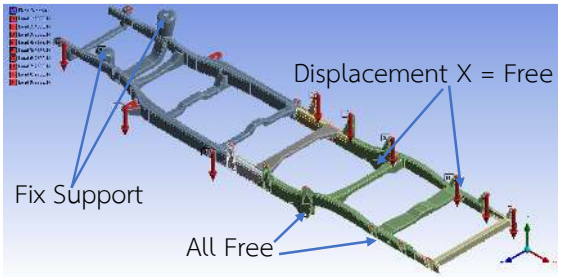
ดังรูปที่ 8 สำหรับโครงสร้างแชสซิสที่ตัดต่อแล้ว ได้จำนวนเอลิเมนต์เท่ากับ 597213 Elements และจำนวนโหนด 1176039 Nodes ดังรูปที่ 9

3.3 เงื่อนไขขอบเขต

เงื่อนไขขอบเขตได้กำหนดจุดยึดและโหลดกระทำตามรูปที่ 3 มีการกำหนดเป็นแบบตรึงแน่น (Fix Supports) บริเวนเบ้าสปริงของช่วงล่างคู่หน้าและช่วงล่างหลัง บริเวณหูแหนบ 4 ข้าง ได้มีการกำหนดให้การขจัดอิสระเฉพาะในแกน X ดังรูปที่ 10 ของกรณีรับภาระโมเมนต์ดัด ส่วนภาระกระทำได้กำหนดให้มีแรงลงที่หูโครงสร้างแชสซิส 9 คู่ โดยมีขนาดแรงแตกต่างกันเพื่อให้มีแรงปฏิกิริยาตั้งฉากที่ช่วงล่างหน้า 40% และหลัง 60% และมีภาระรวม 31.392 kN (F_1 = 5.088 kN, F_2 = 4.088 kN, F_3 =3.688 kN, F_4 =3.688 kN, F_5 = 3.688 kN, F_6 = 2.688 kN, F_7 = 2.688 kN, F_8 = 2.788 kN, F_9 = 2.788 kN)



รูปที่ 10 ตำแหน่งภาระและจุดยึดกรณีโมเมนต์ดัด



รูปที่ 11 ตำแหน่งภาระและจุดยึดกรณีรวมโมเมนต์ดัดและแรงบิด

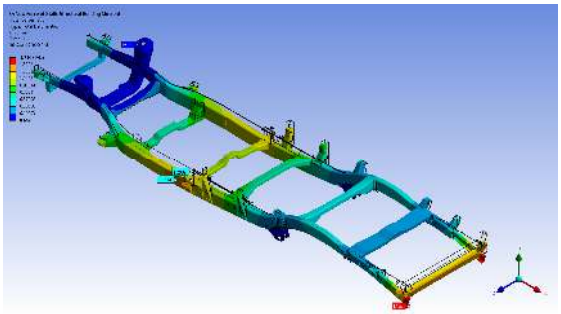
สำหรับกรณีตำแหน่งภาระและจุดยึดกรณีรวมโมเมนต์ดัดและแรงบิดมีการกำหนดภาระเหมือนกรณีโมเมนต์ดัด และจุดยึดมีความแตกต่างคือไม่ได้มียึดตรึงอย่างใดเลยที่บริเวณหูแหนบของช่วงล่างหลังซ้าย ตามรูปที่ 11 เพื่อเป็นการจำลองขณะรถตกหลุมลึกจนล้อหลังซ้ายลอยไม่แตะพื้น

4. ผลการคำนวณไฟไนต์เอลิเมนต์

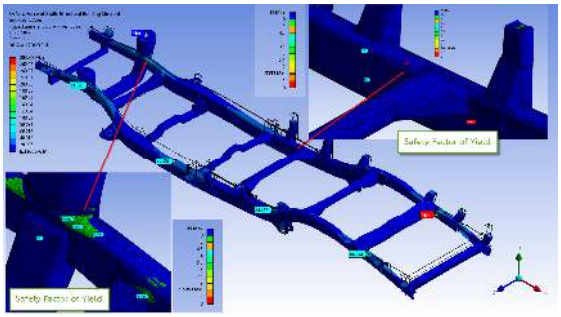
การวิเคราะห์ความแข็งแรงโครงสร้างแชสซิสแบบสถิตย์ (Statics Structure Analysis) ได้ใช้วิธีการวิเคราะห์ตามทฤษฎีความเสียหายวอนมิส (Von Misses Failure) ระยะขจัดการโก่งตัวไม่เกิน 1.5 มม ที่ตำแหน่งมีโมเมนต์ดัดสูงสุด งานวิจัยนี้เกณฑ์การตัดสินคือค่าปัจจัยความปลอดภัยกรณีโมเมนต์ดัดเท่ากับ 4 (กำหนดโดยวิศวกรสามัญ) และกรณีรวมโมเมนต์ดัดและการบิดปัจจัยความปลอดภัยทางไดนามิกส์จากการบิดกำหนดไว้เท่ากับ 1.3 ส่วนการโก่งตัวต้องไม่มีผลต่อห้องโดยสารประตู และกระจกหน้ารถเป็นต้น [1] สำหรับผลการวิเคราะห์โมดอลแสดงผลความถี่ธรรมชาติและการขจัดเฉพาะโหมดแรกของโหมดการดัดตัว (Bending Mode) และการบิดตัว (Torsional Mode) เท่านั้น โดยความถี่ธรรมชาติในโหมดแรกต้องมากกว่า 20 Hz โดยระยะขจัดไม่มีผลต่อชิ้นส่วนอื่นๆ ตัวห้องโดยสารรถ

4.1 กรณีโมเมนต์ดัด

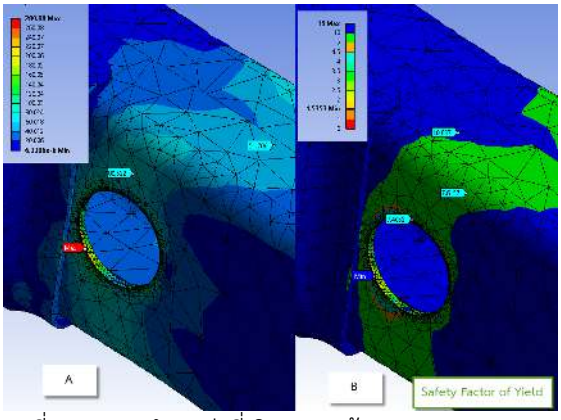
ผลการวิเคราะห์ดังรูปที่ 12 แสดงถึงระยะขจัดของการโก่งตัวของโครงสร้างแชสซิสสูงสุด เกิดขึ้นที่บริเวณที่มีโมเมนต์ดัดสูงสุด ซึ่งอยู่ที่บริเวณหูของโครงสร้างแชสซิสและพื้นที่ข้างเคียงที่ 1.3614 มม ซึ่งยังอยู่ในช่วงที่ยอมรับได้ซึ่งไม่เกิน 1.5 มม จากรูปที่ 13 พบว่าค่าความเค้นวอนมิสสูงสุดอยู่บริเวณจุดยึดหลังอยู่ที่ 280 Mpa มีค่าปัจจัยปลอดภัยมากกว่า 4 จุดที่เกิดความเค้นวอนมิสสูงสุดดังรูปที่ 14(A) ซึ่งเป็นจุดเล็กๆ ไม่มีผลต่อความแข็งแรงของโครงสร้าง ส่วนบริเวณรอบๆ มีค่าความเค้นวอนมิสต่ำกว่าค่าความต้านแรงดึงสูงสุดที่จุดครากของวัสดุมากกว่า 4 เท่า ดังรูปที่ 14 (B)



รูปที่ 12 แสดงถึงระยะขจัดของการโก่งของโครงสร้าง



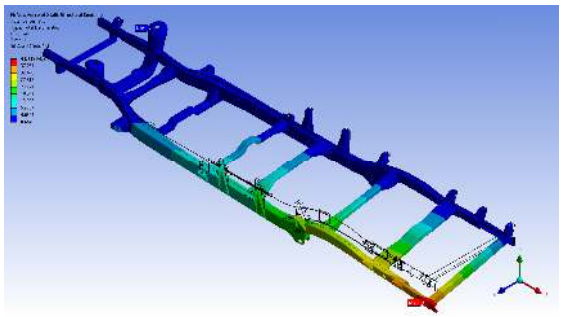
รูปที่ 13 แสดงการกระจายความเค้น Von-misses



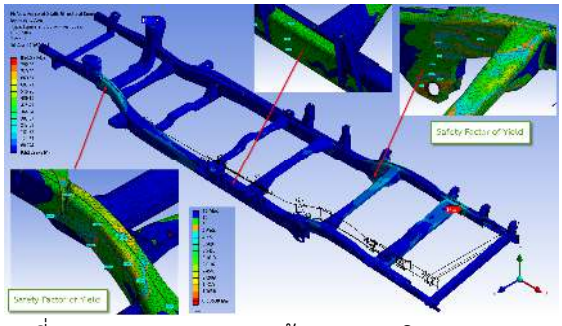
รูปที่ 14 แสดงตำแหน่งที่เกิดความเค้น Von-misses สูงสุด (A) และ ค่าปัยจัยความปลอดภัย (B)

4.2 กรณีรวมโมเมนต์ดัดและแรงบิด

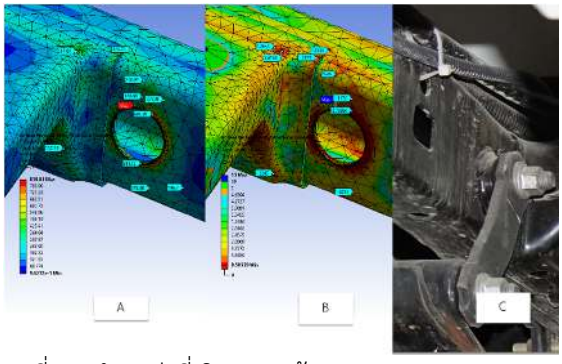
ผลจากรูปที่ 15 แสดงระยะขจัดที่มีค่าสูงสุดจากการรับภาระรวมโมเมนต์ดัดและแรงบิดทำให้ช่วงท้ายของโครงสร้างแชสซิสด้านซ้ายมือมีระยะมากถึง 41.781 มม เนื่องจากไม่มีการยึดตรึงเลยเสมือนล้อลอย แต่อย่างไรก็ตามการเสียรูปนี้ไม่มีผลต่อบอดี้ห้องโดยสาร เนื่องจากเมื่อนำไปใช้งานจริง บอดี้ห้องโดยสารได้มีการออกแบบให้มีความเป็นโครงสร้างที่มีความแข็งแรงอยู่แล้ว



รูปที่ 15 แสดงถึงระยะขจัดของการเสียรูปของโครงสร้าง



รูปที่ 16 การกระจายความเค้นแบบวอนมิส



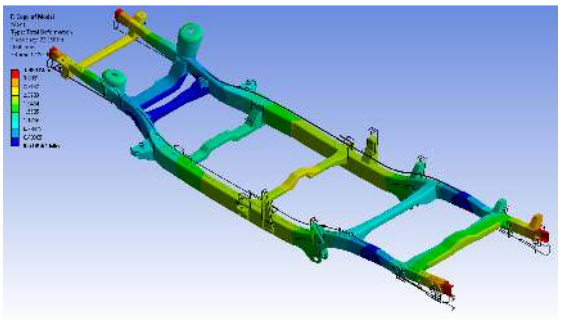
รูปที่ 17 ตำแหน่งที่เกิดความเค้น Von-misses สูงสุด (A) ค่าปัยจัยความปลอดภัย (B) และชิ้นงานจริง (C)

จากรูปที่ 16 แสดงค่าความเค้นแบบวอนมิสอยู่ที่บริเวณใกล้จุดยึดตรึงของช่วงล่างหลังขวาที่มีค่ามากที่สุด ซึ่งมีค่ามากกว่าความต้านแรงดึงสูงสุดของเหล็ก SPH 590 นั้นแสดงว่าเกิดความเสียหายไปแล้วพบว่าความเค้น

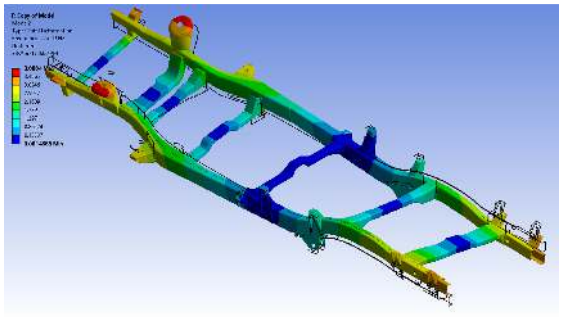
วอนมิสมีค่าเป็น 850 Mpa (รูปที่ 17 A) ส่วนบริเวรรอบๆ นั้นค่าความเค้นยังไม่เกินค่าความต้านแรงดึงที่จุดคราก ของวัสดุ โดยค่าความปลอดภัยมีค่าน้อยที่สุดประมาณ 1 ซึ่งน้อยกว่าเกณฑ์ที่ตั้งไว้คือ 1.3 ดังรูปที่ 17B อย่างไรก็ตามรูปที่ 17C แสดงรูปของชิ้นส่วนรองรับจริงที่มีปลอกหนายึดกับโตงเตงแหนบซึ่งพิจารณาแล้วว่ามีความแข็งแรงกว่าโมเดลที่ใช้วิเคราะห์นี้ ดังนั้นจึงสรุปผลบริเวณข้างเคียงแล้วพบว่าค่าความปลอดภัยน้อยกว่าเกณฑ์ที่ตั้งไว้ แต่ยังไม่เกิดการเสียรูปถาวร

4.3 การวิเคราะห์โมดอล

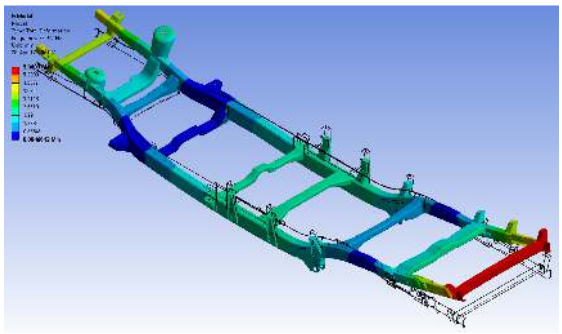
ผลการวิเคราะห์โมดอลแสดงผลความถี่ธรรมชาติและระยะขจัดของโหมดแรกของโหมดการดัดตัว (Bending Mode) และการบิดตัว (Torsional Mode) และทำการเปรียบเทียบผลกันระหว่างโครงสร้างแชสซิสเดิมและโครงสร้างแชสซิสที่ต่อแล้ว ดังรูปที่ 18 – 21 โดยโหมดที่ 1st เป็นโหมดการดัดตัว ซึ่งมีความธรรมชาติมากกว่าเกณฑ์ที่ตั้งไว้คือ 20 Hz และโหมดที่ 2nd เป็นโหมดการบิดตัวของโครงสร้างแชสซิส



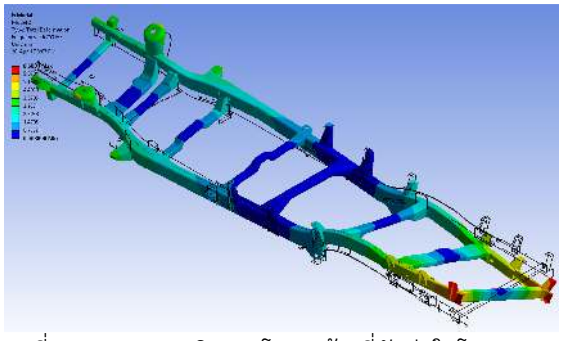
รูปที่ 18 แสดงการดัดของโครงสร้างเดิมในโหมดแรก



รูปที่ 19 แสดงการบิดของโครงสร้างเดิมในโหมดสอง



รูปที่ 20 แสดงการดัดของโครงสร้างที่ต่อในโหมดแรก



รูปที่ 21 แสดงการบิดของโครงสร้างที่ต่อในโหมดสอง

ตารางที่ 2 แสดงผลการวิเคราะห์เปรียบเทียบระหว่างความถี่ธรรมชาติและระยะขจัดสูงสุดของโครงสร้างแชสซิสเดิม โดยผลการเปรียบเทียบพบว่าโครงสร้างแชสซิสที่มีการต่อขยายฐานล้อมีความถี่ธรรมชาติของโหมดแรก 1st เท่ากับ 23.92 Hz ซึ่งมากกว่าแชสซิสเดิม 6.88 % และโหมดที่ 2nd เท่ากับ 26.25 Hz มีค่าน้อยกว่าโครงสร้างแชสซิสเดิม 4.89 % ซึ่งในโหมดที่สูงขึ้นไปความถี่ธรรมชาติมีแนวโน้มที่จะมีค่า

ต่ำกว่าโครงสร้างแชสซิสเดิม ดังแสดงในผลของโหมด 3rd และ 4th และเมื่อโครงสร้างแชสซิสที่มีดัดแปลงให้ยาวขึ้นยังส่งผลให้ระยะการดัดและบิดมีค่าเพิ่มมากขึ้นเนื่องความแข็งเกร็งลดลง

ตารางที่ 2 ความถี่ธรรมชาติและระยะขจัดสูงสุดของโครงสร้างเดิมและแบบตัดต่อขยายฐานล้อ

โหมด	โครงสร้างแชสซิสเดิม		โครงสร้างแชสซิสที่ตัด-ต่อ		ความถี่แตกต่าง
	Hz	Displ.	Hz	Displ.	%
1st	22.38	3.48	23.92	5.96	6.88
2nd	27.60	3.88	26.25	6.60	-4.89
3rd	46.33	2.59	44.99	5.52	-2.89
4th	49.74	3.04	48.14	6.83	-3.22

5. สรุปผลการคำนวณและออกแบบ

งานวิจัยฉบับนี้ได้นำเสนอขั้นตอนและผลการคำนวณความแข็งแรงของโครงสร้างแชสซิสที่มีการขยายฐานล้อจาก 3085 mm ไปเป็น 3600 mm และเพิ่มน้ำหนักบรรทุกรวมเป็น 3200 kg ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เพื่อจำลองหาความเค้นที่เกิดจากกรณีรับภาระโมเมนต์ดัด ภาระรวมโมเมนต์ดัดและการบิดพร้อมกับการวิเคราะห์โมดอล เพื่อหาความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่น ผลการคำนวณนี้ได้ถูกใช้เป็นข้อมูลประกอบการยื่นขอความเห็นชอบแบบรถบรรทุกและโดยสารเฉพาะกิจต่อกรมขนส่งทางบก เพื่อยืนยันว่าแบบโครงสร้างแชสซิสนี้ผ่านการออกแบบมาตามหลักวิศวกรรม จากผลการคำนวณภาระสถิตย์กรณีรับโมเมนต์ดัด พบว่าค่าความเค้นวอนมิสที่เกิดขึ้นอยู่ใช้ช่วงยืดหยุ่นของวัสดุและระยะการโก่งตัวไม่มีผลต่อส่วนประกอบอื่นๆ ของรถ โดยมีค่าปัจจัยความปลอดภัยขั้นต่ำเท่ากับ 4 เท่า และมีค่าปัจจัยความปลอดภัย 1 สำหรับกรณีภาระรวมโมเมนต์ดัดและการบิด (ล้อหลังลอย) ซึ่งน้อยกว่าเกณฑ์ แต่ยังไม่เสียรูปถาวร โดยความเค้นสูงสุดได้อยู่บริเวนใกล้จุดยึด สำหรับผลการวิเคราะห์โมดอลพบว่าโหมดแรกเป็นโหมดที่มีรูปร่างการสั่นแบบดัดและโหมดที่สองเป็นโหมดที่มีรูปร่างการสั่นแบบบิด โดยความถี่ธรรมชาติโหมดแรกมีค่ามากกว่า 20 Hz ซึ่งผ่านเกณฑ์การออกแบบ ดังนั้นโครงสร้างแชสซิสนี้ยังมีความแข็งแรงเพียงพอสำหรับรับภาระพลศาสตร์ที่ออกแบบไว้โดยไม่เกิดความเสียหายในขณะขับขี่และโดยสาร

6. ข้อเสนอแนะ

งานวิจัยนี้เป็นการวิเคราะห์ความแข็งแรงเฉพาะโครงสร้างแชสซิสอย่างเดียวเท่านั้น ถ้าต้องการความแม่นยำมากกว่านี้ต้องวิเคราะห์รวมกับระบบรองรับน้ำหนักของรถด้วยหรือใส่รายละเอียดให้มากกว่านี้รวมเนื่องจากว่าความเค้นวอนมิสสูงอยู่บริเวณรอบๆ จุดยึดตรึงนี้มากกว่าส่วนอื่น ส่วนหัวข้อการวิเคราะห์ยังขาดเรื่องความล้าตัวของวัสดุเพื่อประมาณอายุการใช้งานและงานวิจัยนี้ยังไม่ได้มีการยืนยันผลการคำนวณความแข็งแรงจากการทดสอบภาคสนามจริง

7. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณ บริษัท สุพรีร่าอินโน่เวชั่น จำกัดที่ให้ทุนการทำวิจัยและอนุญาติให้นำข้อมูลงานวิจัยบางส่วนออกมาเผยแพร่ในงานประชุมวิชาการครั้งนี้

8. เอกสารอ้างอิง

[1] Happian-Smith, J. (2002). An *Introduction to Modern Vehicle Design*, Butterworth-Heinemann, ISBN 07506 5044 3, Oxford.

[2] Robertson, A. J., Brown, J. C. and Serpento, S. T. (2002). *Motor Vehicle Structures: Concepts and Fundamentals*, Butterworth-Heinemann, ISBN 0 7506 5134 2, Cranfield University.

[3] อิสรา โรจนะ และ สายประสิทธ์ เกิดนิยม (2551). *การออกแบบและพัฒนาโครงคัสซีรถโดยสาร 2 ชั้น*

(มาตรฐาน 4), การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 22, มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต, หน้า 154-161

[4] Bujang, I.Z. and Rahman, R.A. (2007). *Dynamic Analysis, Updating and Modification of Truck Chassis*, Regional Conference on Engineering Mathematics, Mechanics, Manufacturing & Architecture, Malaysia.

[5] Mahmoodi-k, M., Davoodabadi, I., Višnjić, V. and Afkar, A. (2014) *Stress and Dynamic Analysis of Optimized Trailer Chassis*, Tehnički vjesnik , vol. 21, pp. 599-608.

[6] Rao, S.S. (2010) *Mechanical Vibrations*, 5th edition, Prentice Hall, ISBN-13: 978-0132128193, University of Miami.

[7] Hutton, D.V. (2004). *Fundamental of Finite Element Analysis*, 1st edition, Mc Draw Hill, ISBN-13: 978-0071122313, New York.