

การประเมินค่าอายุการล้าของชิ้นส่วนยานยนต์ภายใต้ภาระวัฏจักรแอมพลิจูดไม่คงที่ โดยประยุกต์ใช้วิธีการ Rainflow cycle counting ร่วมกับระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

Fatigue life assessment of automotive component subjected to variable amplitude loading by rainflow cycle counting method with finite element method

ณัฐพงศ์ หล้ากอง¹ สายประสิทธิ์ เกิดนิยม² บุญชัย วัจจะตรากุล³

¹ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

1518 ถนน พิบูลสงคราม เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800

โทร 0-2587-0026 ต่อ 402 โทรสาร 0-2586-9541 อีเมล: Nathapong_mme@hotmail.com¹, mensko@yahoo.com²

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อการประยุกต์ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ร่วมกับการประเมินค่าอายุการล้าของชิ้นส่วนยานยนต์ภายใต้ภาระวัฏจักรแอมพลิจูดไม่คงที่ (variable amplitude loading) ที่เกิดจากการสัมผัสระหว่างล้อกับความขรุขระของพื้นถนน การศึกษานี้ได้นำเทคนิควิธีการ Rainflow cycle counting มาประยุกต์ใช้ในการคำนวณหาจำนวนรอบความเค้นที่ได้จากการวิเคราะห์ความเค้นแบบพลวัตโดยวิธีการ Quasi-static superposition เพื่อเป็นข้อมูลในการคำนวณอายุการล้า และคาดการณ์ความเสียหายที่เกิดขึ้นโดยใช้หลักทฤษฎีความเสียหายสะสม (cumulative damage theory) โดยการนำโปรแกรม MATLAB มาช่วยในการคำนวณหาจำนวนรอบความเค้นและความเสียหายที่เกิดขึ้นกับชิ้นส่วนยานยนต์ เพื่อเป็นแนวทางในการออกแบบอายุการใช้งานของชิ้นส่วนยานยนต์และเป็นการประยุกต์ใช้โปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์พื้นฐานในการคำนวณหาอายุการล้าของวัสดุร่วมกับเทคนิควิธีการ Rainflow Cycle Counting ในอุตสาหกรรม

Abstract

The purpose of this research is a numerical analysis of automotive component by finite element method with fatigue life assessment and fatigue failure of automotive component subjected to variable amplitude loadings. In this study, the effect between the tire contact and rough road is analyzed by using the Rainflow Cycle Counting technique which shall applied with the Stress Cycle Counting analyzed by the Quasi-static Superposition Method. Result from the above method is use for the Fatigue Life and Failure calculation and prediction by Cumulative Damage Theory. Matlab, numerical calculation software, was used in the

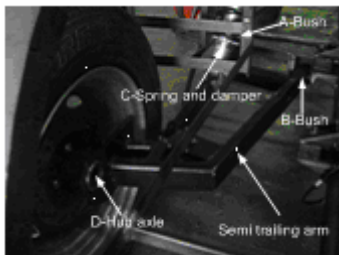
Rainflow Cycle Counting calculation, Fatigue Life and Failure calculation for automotive component. The utilization of this research shall be the guidelines for Automotive Component Fatigue Life Design which is the application by using the basic finite element software for Rainflow Cycle Counting technique in industrials.

1. ความเป็นมา

ในสภาวะปัจจุบันอุตสาหกรรมยานยนต์มีการขยายตัว มีการแข่งขันทางธุรกิจอุตสาหกรรมที่เพิ่มสูงขึ้นและมีการวิจัยพัฒนาชิ้นส่วนยานยนต์ให้เหมาะสมกับการใช้งานในสภาวะปัจจุบันเพื่อเป็นการลดค่าใช้จ่ายที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบรถยนต์ต้นแบบและการออกแบบความแข็งแรงและความเสียหายเนื่องจากการล้าของชิ้นส่วนยานยนต์ ปัจจัยที่ทำให้เกิดความเสียหายเนื่องจากการล้ากับชิ้นส่วนยานยนต์คือภาระวัฏจักรแอมพลิจูดไม่คงที่ (variable amplitude loading) จากการสั่นสะเทือนเนื่องจากการใช้งานบนท้องถนนที่แตกต่างกันเป็นระยะเวลานาน และส่งผลให้เกิดความเสียหายเนื่องจากการล้า (fatigue failure) ในการศึกษานี้จะทำการศึกษาค่าประเมินอายุการล้าในเทอมของเวลา (time domain) และทำการศึกษาค่าคำนวณหาจำนวนรอบความเค้นที่กระทำโดยวิธีการ Rainflow cycle counting ซึ่งเป็นเทคนิคที่ให้ผลการคำนวณถูกต้องแม่นยำและมีความยืดหยุ่นสูงสามารถนำไปประยุกต์ใช้กับการออกแบบอายุการล้าของวัสดุในงานอุตสาหกรรมได้อย่างแพร่หลาย ซึ่งพิสูจน์ได้จากงานวิจัย [2] ได้ทำการศึกษาพฤติกรรมของความเค้นและความเครียดที่มีผลต่อการทำนายอายุการล้าของชิ้นทดสอบตามมาตรฐาน SAE ภายใต้ภาระกระทำซ้ำ ๆ แบบไม่คงที่ และนำเอาเทคนิค Rainflow cycle counting มาพัฒนาเป็นโปรแกรมคอมพิวเตอร์เปรียบเทียบกับผลการคำนวณตามมาตรฐานของ SAE [3] และ ASTM E 1049-85 [4] เพื่อประยุกต์ใช้

กับการคำนวณจำนวนรอบความเค้นและความเสียหายเนื่องจากการล้าที่เกิดขึ้นกับวัสดุ

ดังนั้นการศึกษานี้ต้องการนำเสนอการวิเคราะห์อายุการล้าที่เกิดขึ้นกับชิ้นส่วนรองรับการสั่นสะเทือนด้านหลัง (semi-trailing arm rear-suspension) ดังแสดงในรูปที่ 1 ภายใต้ภาวะวัฏจักรแบบไม่คงที่ร่วมกับการประยุกต์ใช้เทคนิค Rainflow cycle counting มาทำการนับจำนวนรอบความเค้นและคาดการณ์ความเสียหายโดยใช้หลักทฤษฎีความเสียหายสะสม (cumulative damage theory) เพื่อเป็นแนวทางในการออกแบบอายุการใช้งานที่เกิดขึ้นกับชิ้นส่วนยานยนต์และเป็นการประยุกต์โปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์ร่วมกับการคำนวณอายุการล้าของชิ้นส่วนยานยนต์ในงานอุตสาหกรรม



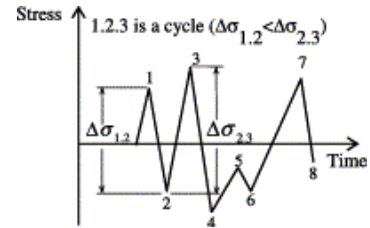
รูปที่ 1 ชิ้นส่วนรองรับการสั่นสะเทือนด้านหลัง

2. วัตถุประสงค์

1. เพื่อศึกษาภาระที่เกิดขึ้นกับชิ้นส่วนยานยนต์เนื่องจากการสั่นสะเทือนในการขับขี่
2. เพื่อประยุกต์การคำนวณอายุการล้าของชิ้นส่วนยานยนต์ด้วยเทคนิค Rainflow Cycle Counting และ Palmgen-miner rule
3. เพื่อกำหนดแนวทางการวิเคราะห์ชิ้นส่วนยานยนต์ในกรณีรับภาระวัฏจักรแบบไม่คงที่

3. วิธีการประเมินค่าอายุการล้าของชิ้นส่วน Semi-trailing arm

ในกระบวนการประเมินค่าอายุการล้าแบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนแรกเป็นการนับจำนวนรอบความเค้น (cycle counting) และส่วนที่ 2 เป็นการนำค่าความเสียหายเนื่องจากการล้าและผลรวมของความเสียหายที่เกิดขึ้น จุดประสงค์ของการนับจำนวนรอบคือการแปลงความเค้นที่มากระทำแบบไม่เสมอ (irregular stress) ไปเป็นไปเป็นความเค้นแอมพลิจูดแบบคงที่ โดยในการศึกษานี้ใช้วิธีการ Rainflow cycle counting มาทำการนับจำนวนรอบความเค้นดังแสดงในรูปที่ 2 การนับจะเริ่มต้นด้วยการพิจารณา จุดสูงสุด - จุดต่ำ - จุดสูงสุด หรือ จุดต่ำสุด - จุดสูงสุด - จุดต่ำสุด และใช้เงื่อนไขการนับดังแสดงในรูปที่ 2 ถ้าช่วงของความเค้น $\Delta\sigma_{2,3}$ มีค่ามากกว่าหรือเท่ากับ $\Delta\sigma_{1,2}$ แสดงว่านับจำนวนรอบ ณ ช่วงของความเค้น $\Delta\sigma_{1,2}$ ได้เท่ากับ 0.5 1 รอบ ซึ่งสามารถที่จะศึกษาวิธีการนับได้อย่างละเอียดในเอกสารอ้างอิง [3,4] โดยผลที่ได้จากการนับสามารถนำเสนอในรูปแบบของ Rainflow matrix ซึ่งประกอบด้วยจำนวนรอบความเค้นที่นับได้เทียบกับค่าความเค้นแอมพลิจูด (stress amplitude) และค่าความเค้นเฉลี่ย (mean stress)



รูปที่ 2 เทคนิคการนับ Rainflow cycle counting [1]

จากนั้นนำข้อมูลที่ได้กระบวนนับจำนวนรอบมาทำการประเมินค่าอายุการล้าที่เกิดขึ้น และทำนายความเสียหายเนื่องจากการล้าโดยอาศัยกฎของ Palmgren - miner rule [8,9] ความเสียหายนี้เกิดขึ้นได้โดยการนำค่าจำนวนรอบความเค้นที่ผ่านกระบวนการนับจำนวนรอบและจำนวนรอบความเสียหายที่ได้จากกระบวนการคำนวณอายุการล้ามาทำการประเมินค่าความเสียหายได้จากอัตราส่วนความเสียหาย $D_i = n_i / (N_f)_i$ เมื่อ n_i คือ จำนวนรอบที่ระดับของพิสัยความเค้น (stress range) ที่บันทึกไว้ใน Rainflow matrix และ $(N_f)_i$ คือ จำนวนรอบที่ทำให้เกิดความเสียหายที่คำนวณได้จากคุณสมบัติความล้าเนื่องจากความเค้นของวัสดุ (S - N curve) [14] ดังแสดงในรูปที่ 3 โดยใช้ความสัมพันธ์ของความเค้นกับอายุการล้าสำหรับ Completely reversed loading [9]

$$Sar = AN_f^B \quad (1)$$

เมื่อ Sar = ความต้านทานการล้า (fatigue strength) ซึ่งหาได้จากความสัมพันธ์ของ Goodman [12] เมื่อความเค้นเฉลี่ยไม่เท่ากับศูนย์

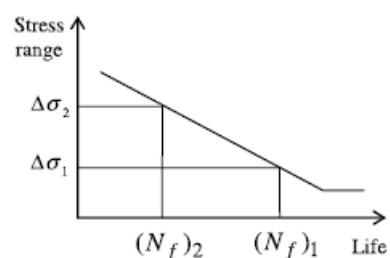
N_f = จำนวนรอบที่ทำให้เกิดความเสียหายหรืออายุการล้า

A, B = ค่าคงที่ที่ขึ้นอยู่กับชนิดของวัสดุ ซึ่งหาได้จากความสัมพันธ์ตามสมการการปรับแก้ขีดจำกัดการล้า (fatigue limit correction) ในการประมาณค่าคุณสมบัติความต้านทานการล้า (S-N Curve) [10] สำหรับวัสดุโลหะที่มีรอบอายุการล้าต่ำกว่า 10^6 รอบ

$$A = \frac{(0.9S_u)^2}{S_{er}} \quad (2)$$

$$B = -\frac{1}{3} \log \frac{0.9S_u}{S_e} \quad (3)$$

เมื่อ S_{er} คือ ค่าพิสัยความต้านทานการล้าของวัสดุ (fatigue limit) และในอุตสาหกรรมยานยนต์ ค่า $(N_f)_i$ สามารถประเมินค่าได้จากคุณสมบัติความล้าเนื่องจากความเครียดของวัสดุ ($\epsilon - N$ curve) แทนที่คุณสมบัติความล้าเนื่องจากความเค้นของวัสดุ [1] โดยพิจารณาจากวัตถุประสงค์ของการออกแบบอายุการใช้งานและพฤติกรรมเปลี่ยนแปลงรูปร่างของวัสดุ [3]



รูปที่ 3 กราฟ S-N curve ของวัสดุ

เมื่อพิจารณาความเสียหายมีความสัมพันธ์กับอายุการล้าแบบเชิงเส้น ดังนั้น ความเสียหายสะสม (damage accumulation) สามารถนิยามได้ว่าเป็นผลรวมของความเสียหายในแต่ละช่วงของความเค้น ซึ่งคำนวณได้จาก

$$D = \sum_{i=1}^{n_s} \left[\frac{n_i}{(N_f)_i} \right] \quad (4)$$

เมื่อ n_s คือ จำนวนของค่าอัตราส่วนความเสียหาย และ D คือ ความเสียหายสะสม ซึ่งหมายความว่าความเสียหายของวัสดุจะเกิดขึ้นก็ต่อเมื่อ D เท่ากับ 1

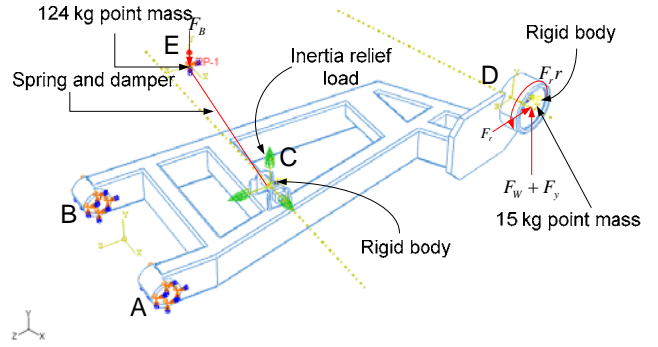
4. การประเมินค่าอายุการล้าของชิ้นส่วน Semi-trailing arm

4.1 แบบจำลองระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

แบบจำลองของชิ้นส่วน Semi-trailing arm rear suspension ที่ใช้ในกรณีวิเคราะห์เป็นชิ้นส่วนที่สำคัญในระบบรองรับการสั่นสะเทือนด้านหลังของรถยนต์ต้นแบบ [5] โดยทำการสร้างแบบจำลองไฟไนต์เอลิเมนต์ในรูปแบบของปัญหาความเค้นในระนาบ 3 มิติ กำหนดให้วัสดุที่ใช้ทำชิ้นส่วนรองรับการสั่นสะเทือนคือ วัสดุเหล็ก JIS SS 400 [6] ซึ่งมีคุณสมบัติแบบไอโซโทรปิก (Isotropic) และคุณสมบัติทางกลของวัสดุอยู่ในรูปแบบยืดหยุ่นเชิงเส้นและรูปแบบการเปลี่ยนแปลงรูปร่างอย่างถาวร (elastic – plastic) โดยพิจารณาค่าความเค้นที่เกิดขึ้นในแต่ละกรณีเทียบกับค่าความต้านทานการคราก (yield strength) ของวัสดุ โดยที่ ณ ระดับความเค้นที่มีค่าสูงกว่าค่าต้านทานการครากของวัสดุ จะทำการวิเคราะห์โดยใช้พฤติกรรมของวัสดุแบบ elastic-plastic และเลือกใช้ไฟไนต์เอลิเมนต์สามเหลี่ยมทรงสี่หน้าชนิด 4 จุดต่อ [7]

4.2 การกำหนดเงื่อนไขขอบเขต (boundary condition)

การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตให้กับแบบจำลองสามารถพิจารณาในรูปที่ 1 และรูปที่ 4 คือการจำกัดขอบเขตการเคลื่อนที่ในทิศทาง x, y, z บนระบบพิกัดแกนเฉพาะจุด (local coordinate) ที่จุด A และ B โดยกำหนดการเคลื่อนที่แบบหมุนรอบแกนหมุน (pivot axis) ตามลักษณะการเคลื่อนที่ของชิ้นส่วนในสภาวะจริงซึ่งแปรผันกับการเคลื่อนที่ของสปริงและตัวหน่วง (spring and damper) ณ จุด C และทำการกำหนดการเคลื่อนที่ในทิศทาง y, z ณ จุดรองรับแกนคูล้อ (จุด D) โดยให้เกิดการเคลื่อนที่แบบหมุนรอบแกนหมุนและเคลื่อนที่ที่แปรผันกับทิศทางของภาระที่มากกระทำเนื่องล้อสัมผัสกับความขรุขระของพื้นถนน



รูปที่ 4 เงื่อนไขขอบเขตของแบบจำลองไฟไนต์เอลิเมนต์

4.3 การกำหนดภาระที่มากกระทำกับชิ้นส่วน Semi-trailing arm

การกำหนดภาระที่มากกระทำกับชิ้นส่วน Semi-trailing arm นั้นเป็นภาระที่เกิดขึ้นเนื่องจากการเคลื่อนที่ของล้อสัมผัสกับพื้นผิวถนน (rough road) ซึ่งส่งผลให้เกิดแรงปฏิกิริยาและแรงเสียดทานที่พื้นผิวถนนกระทำกับล้อ โดยภาระดังกล่าวเป็นข้อมูลที่ได้จากการตรวจวัดค่าความเร่งในแนวดิ่ง (vertical acceleration) แบบ Quarter car model โดยการติดตั้ง Accelerometer จำนวน 2 ตำแหน่ง คือ ตำแหน่งแรกติดตั้งที่ตำแหน่งโครงสร้างของรถ (chassis) โดยให้อยู่บนตัวถังของรถ ส่วนตำแหน่งที่ 2 ติดตั้งที่ตำแหน่งด้านล่างของโช๊คอัพซึ่งติดกับชิ้นส่วน Semi-trailing arm ดังแสดงในรูปที่ 6 (ก) และ (ข) ตามลำดับ โดยให้รถเคลื่อนที่ในแนวราบด้วยความเร็ว 10 m/s บนถนนคอนกรีตที่ประกอบด้วยเนินระนาบ โดยที่ข้อมูลความเร่งที่ได้จากการทดสอบสามารถนำมาคำนวณหาแรงที่มากกระทำกับชิ้นส่วน Semi-trailing arm ในแต่ละกรณีดังนี้

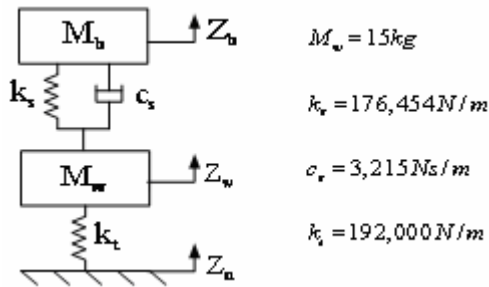
4.3.1 ภาระเนื่องจากระบบรองรับการสั่นสะเทือน

ภาระกระทำกรณีนี้เป็นภาระที่เกิดจากการเคลื่อนที่ของระบบรองรับการสั่นสะเทือนโดยมีชุดสปริงและตัวหน่วงซึ่งเป็นตัวดูดซับภาระที่มากกระทำเนื่องจากการส่งถ่ายแรงปฏิกิริยาจากล้อสัมผัสกับพื้นผิวถนนระหว่างโครงสร้างกับชิ้นส่วน Semi-trailing arm ซึ่งอธิบายได้ด้วยแบบจำลองของระบบรองรับการสั่นสะเทือน ดังรูปที่ 5 และสามารถคำนวณหาแรงที่มากกระทำโดยใช้ความสัมพันธ์ของสมการการเคลื่อนที่ (equation of motion) [5] ดังนี้

$$F_b = c_s (\dot{z}_b - \dot{z}_w) + k_s (z_b - z_w) = m_b \ddot{z}_b \quad (5)$$

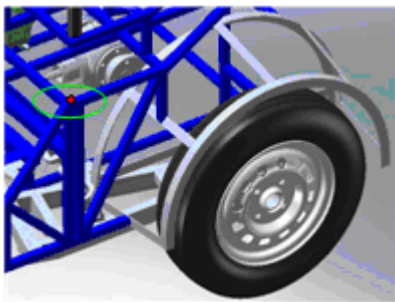
$$F_w = c_s (\dot{z}_w - \dot{z}_b) + (k_s + k_t) z_w - k_s z_b - k_t z_u = m_w \ddot{z}_w \quad (6)$$

เมื่อ F_b คือ แรงเนื่องจากน้ำหนักเหนือสปริง (sprung mass) (N) F_w คือ แรงเนื่องจากน้ำหนักใต้สปริง (unsprung mass) (N), c_s คือ ค่าคงตัวของตัวหน่วงชนิดหนืด (Ns/m²), k_s คือ ค่าคงตัวของสปริง (N/m), k_t คือ ค่าความแข็งของยาง (N/m), m_b และ m_w คือ น้ำหนักของเหนือสปริง และ น้ำหนักใต้สปริง (kg) z_b และ z_w คือ ระยะขจัดในแนวดิ่ง (m) เนื่องจากน้ำหนัก m_b และ m_w ตามลำดับ z_u คือระดับอ้างอิงจากผิวถนน \ddot{z}_b และ \ddot{z}_w คือความเร่งในแนวดิ่ง (m/s²) เนื่องจากน้ำหนัก m_b และ m_w ตามลำดับ ดังรูปที่ 5

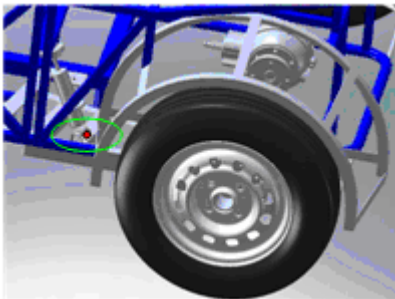


รูปที่ 5 แบบจำลองของระบบรองรับการสั่นสะเทือนแบบ Quarter car suspension

จากรูปที่ 7 แสดงถึงค่าความเร่งที่ได้จากการตรวจวัด โดยความเร่งเนื่องจากการสั่นสะเทือนของตัวถังรถ \ddot{z}_b มีค่าสูงสุดเท่ากับ 30.31 m/s^2 , ค่าต่ำสุดเท่ากับ -23.20 m/s^2 และความเร่งเนื่องจากการสั่นสะเทือนของระบบรองรับการสั่นสะเทือน \ddot{z}_w มีค่าสูงสุดเท่ากับ 72.8 m/s^2 , ค่าต่ำสุดเท่ากับ -49.92 m/s^2

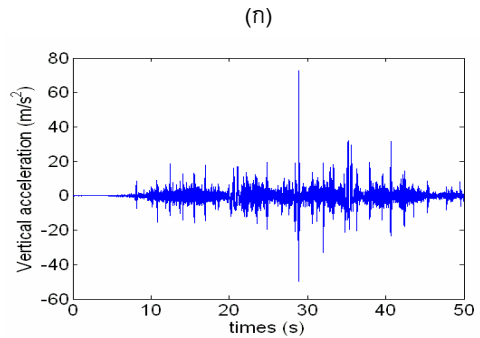
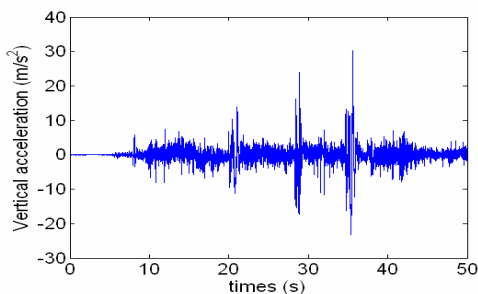


(ก)



(ข)

รูปที่ 6 แสดงตำแหน่งการติดตั้ง Acceleromete (ก) ตำแหน่งการตรวจวัดความเร่งเนื่องจากน้ำหนักของตัวถังรถ (ข) ตำแหน่งติดการตรวจวัดความเร่งเนื่องจากน้ำหนักของระบบรองรับการสั่นสะเทือน



(ข)

รูปที่ 7 (ก) ความเร่งเนื่องจากน้ำหนักหน้กเหนือสปริง (ข) ความเร่งเนื่องจากน้ำหนักหน้กใต้สปริง

4.3.2 ภาวะเนื่องจากแรงปฏิกริยาระหว่างล้อสัมผัสกับพื้นผิวของถนน (rough road) อันเนื่องมาจากการส่งถ่ายน้ำหนักบรรทุกของรถที่ยังล้อรถในขณะขับซึ่งคำนวณได้จาก

$$F_y = W_R \ddot{z}_w \quad (7)$$

เมื่อ F_y คือแรงปฏิกริยาระหว่างล้อสัมผัสกับพื้นผิวของถนน (N), W_R คือน้ำหนักบรรทุกของรถที่ส่งถ่ายมายังล้อ (kg), \ddot{z}_w คือค่าความเร่งในแนวตั้งที่ได้จากการตรวจวัด (m/s^2) ดังรูปที่ 7(ข)

4.3.3 ภาวะด้านการเคลื่อนที่เนื่องจากความเสียดทานระหว่างล้อสัมผัสกับพื้นผิวของถนน [11]

$$F_r = C_r F_y \quad (8)$$

$$C_r = 0.01 + 0.00224v \quad (9)$$

เมื่อ C_r คือ สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน (friction coefficient) [11] และ F_y คือแรงปฏิกริยาระหว่างล้อสัมผัสกับพื้นผิวของถนน (N)

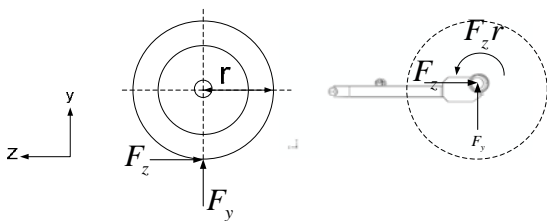
4.4 การวิเคราะห์การรับภาระแบบ Dynamic equilibrium

ในการศึกษานี้ได้ใช้โปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์มาทำการวิเคราะห์สภาวะของความเค้น (stress state) ที่เกิดขึ้นกับแบบจำลองชิ้นส่วน Semi-trailing arm เนื่องจากการรับแรงสูงสุด (ที่จุดสูงสุดของข้อมูล ดังแสดงในตารางที่ 1) ของแรงวัฏจักรแอมพลิจูดไม่คงที่ที่มากกระทำในแต่ละกรณี ซึ่งคำนวณได้จากสมการที่ (5) ถึงสมการที่ (9)

ตารางที่ 1 แรงสูงสุดที่มากกระทำกับชิ้นส่วน Semi-trailing arm ที่ใช้ในการวิเคราะห์ความเค้นด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

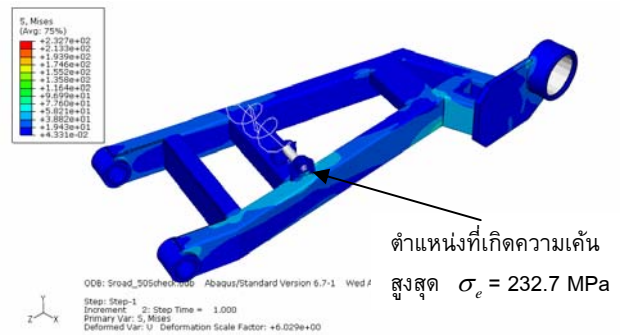
กรณีของภาระที่มากกระทำ	Fy (N)	Fz (N)	Mx (Nmm)
1. Vertical force (F_b)	-3,758.4	-	-
2. Vertical force (F_w)	1092	-	-
3. Vertical force (F_y)	10,119	-	-
4. Friction force (F_r)	-	-344.05	-92,894

โดยกรณีแรกเป็นแรงเนื่องจากการรับน้ำหนักเหนือสปริงกำหนดให้แรงกระทำเป็นจุด (point load) ณ ตำแหน่งด้านบนของสปริง ณ จุด E เชื่อมต่อกับ Rigid body ซึ่งเป็นตัวแทนสลักเกลียว (ทำมาจากโลหะที่มีความแข็งแรงมากกว่าชิ้นส่วน Semi-trailing arm พิจารณาให้ไม่มีการเสียรูป) สัมผัสกับ bracket ทั้งสองข้างซึ่งเป็นชิ้นส่วนที่ทำหน้าที่ประกอบชุดรองรับสปริงและตัวหน่วงกับชิ้นส่วน Semi-trailing arm ณ จุด C เพื่อส่งถ่ายแรงไปยัง bracket ทั้งสองข้างดังภาพที่ 4 กรณีที่สองเป็นแรงเนื่องจากการรับน้ำหนักได้สปริงที่ส่งผ่านแรงมาจากล้อสัมผัสกับพื้นถนน กำหนดให้แรงกระทำเป็นจุด ณ ตำแหน่ง Rigid body สัมผัสกับปลอกประกอบแกนดุมล้อ ดังจุด D รูปที่ 4 กรณีที่สามเป็นแรงที่มากระทำกับล้อยาง (tire load) อันเนื่องมาจากการส่งถ่ายน้ำหนักบรรทุกของรถที่มีล้อล้อยิ่ง ซึ่งมีทิศทางกระทำในทิศทางเดียวกับแรงโน้มถ่วงของโลก แต่เนื่องจากการสัมผัสกันระหว่างล้อกับพื้นถนนทำให้เกิดแรงปฏิกิริยาจึงกำหนดทิศทางในแบบจำลองในทิศทางตรงกันข้ามดังรูปที่ 8 และกรณีที่สี่เป็นแรงเนื่องจากการต้านทานการหมุนของล้อ กำหนดให้แรงกระทำเป็นจุด ณ ตำแหน่ง Rigid body ซึ่งเป็นตัวแทนของแกนดุมล้อในทิศทางตรงกันข้ามกับทิศทางเคลื่อนที่ของรถในทิศทาง F_z และกำหนดแรงบิดเนื่องจากแรงเสียดทานกระทำเป็นจุด ณ ตำแหน่ง Rigid body ดังแสดงในภาพที่ 8



รูปที่ 8 การกระทำกับแกนดุมล้อ (Stub axle) ในทิศทางตามแนวยาวและแนวตั้งฉากกับพื้นถนน

แต่ในสภาวะความเป็นจริงภาวะแบบพลศาสตร์ที่จากการตรวจวัดความเร่งเนื่องจากการสั่นสะเทือนซึ่งส่งผลให้มีแรงที่กระทำอีกแรงหนึ่งก็คือแรงเนื่องจากความเฉื่อย (inertia load) เนื่องจากน้ำหนักของชิ้นส่วน Semi-trailing arm จึงส่งผลให้การวิเคราะห์แบบ Linear static ไม่เพียงพอในการวิเคราะห์ ดังนั้นปัญหาลักษณะนี้สามารถวิเคราะห์ได้ด้วยวิธีการ linear static inertia relief method [7] โดยการคำนวณค่าแรงเฉื่อยและทำการสร้างสมการสมดุล (equilibrium Equation) ระหว่างแรงเฉื่อยกับแรงภายนอกที่กระทำกับชิ้นส่วน เพื่อให้เกิดความสมดุลในการวิเคราะห์ปัญหาแบบสถิตย์ศาสตร์ โดยในการวิเคราะห์ความเค้นด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์จะทำการคำนวณค่าความเค้นเนื่องจากแรงกระทำกับชิ้นส่วน Semi-trailing arm ในแต่ละกรณีแยกออกจากกัน เนื่องจากทิศทางของแรงที่กระทำนั้นแตกต่างกัน โดยผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณจะนำไปคำนวณค่าความเค้นแอมพลิจูดไม่คงที่เนื่องจากแรงที่กระทำในหลายแนวแกนโดยวิธีการซ้อนทับ (linear-static superposition) [8]



รูปที่ 9 การกระจายตัวของค่า Von mises stress (σ_e) ของแบบจำลองในกรณีแรงสูงสุดเนื่องจากแรงปฏิกิริยาระหว่างล้อสัมผัสกับพื้นผิวของถนน (Rough road) ($F_y = 10,119$ N)

จากผลการวิเคราะห์ความเค้นด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เนื่องการรับแรงกระทำในแต่ละกรณี พบว่า ค่าความเค้นพอนมิสเซทสูงสุด (maximum von mises stress) เกิดขึ้นในตำแหน่งเดียวกันดังรูปที่ 9 ซึ่งเกิดขึ้น ณ บริเวณรอยเชื่อมต่อ (weld joint) ระหว่างชิ้นส่วนแขน (arm) กับ bracket โดยแรงที่ทำให้เกิดความเค้นสูงสุด คือแรงที่มากระทำเนื่องจากแรงปฏิกิริยาระหว่างล้อสัมผัสกับพื้นผิวของถนน (rough road) เมื่อพิจารณาการกระจายตัวของความเค้นพอนมิสเซท (von mises stress) พบว่าความเค้นสูงสุดเกิดขึ้นกับแบบจำลอง (232.7 MPa) ซึ่งความเค้นที่เกิดขึ้นในบริเวณดังกล่าวเป็นความเค้นดึงที่ส่งผลกระทบต่อให้เกิดการเริ่มเกิดรอยแตก (crack initiation) และการขยายตัวของรอยแตกเนื่องจากการล้า โดยผลลัพธ์ของค่าความเค้นที่ได้จะนำไปคำนวณค่าความเค้นแอมพลิจูดไม่คงที่ในหัวข้อถัดไป

ตารางที่ 2 ผลของค่าความเค้นสูงสุดเนื่องจากการกระทำในแต่ละกรณี

กรณีของภาระที่มากกระทำ	Von mises stress , σ_e
1. Vertical force (F_b)	10.46 MPa
2. Vertical force (F_w)	25.11 MPa
3. Vertical force (F_y)	232.7 MPa
4. Friction force (F_r)	16.96 MPa
5. Friction force (Torque) (T_r)	21.97 MPa

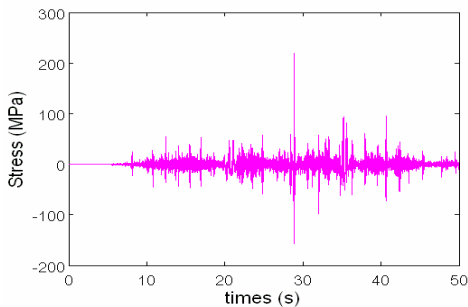
4.5 การวิเคราะห์ความเค้นเพื่อประเมินอายุการล้า

การคำนวณค่าความเค้นวัฏจักรแอมพลิจูดไม่คงที่เนื่องจากแรงกระทำในแต่ละกรณีสามารถคำนวณได้ด้วยวิธีการ Linear-static superposition [8] ซึ่งเป็นวิธีการวิเคราะห์ความเค้นในรูปแบบยืดหยุ่นเชิงเส้น (linear elastic) ที่มีความสัมพันธ์กับการเปลี่ยนแปลงของแรงภายนอกที่กระทำซ้ำๆแบบเชิงเส้น (linear) โดยการนำข้อมูลของแรงวัฏจักรแอมพลิจูดไม่คงที่ที่ได้จากสมการที่ (5) ถึงสมการที่ (9) มาคูณกับ ค่า Stress influence coefficients ซึ่งเป็นผลลัพธ์ของค่าองค์ประกอบความเค้นที่ได้จากการคำนวณด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (เช่นค่าความเค้น von mises ดังแสดงในตารางที่ 2) ทารกับค่าแรงสูงสุดที่ใช้ในการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์โดย

อาศัยหลักการซ้อนทับ (superposition) ดังนั้นผลรวมของค่าความเค้นวัฏจักรแอมพลิจูดไม่คงที่สามารถคำนวณได้จาก

$$\sigma_e(t) = F_b(t) \left(\frac{\sigma_{e,F_b}}{F_{b,fea}} \right) + F_w(t) \left(\frac{\sigma_{e,F_w}}{F_{w,fea}} \right) + F_y(t) \left(\frac{\sigma_{e,F_y}}{F_{y,fea}} \right) + F_r(t) \left(\frac{\sigma_{e,F_r}}{F_{r,fea}} \right) + M_r(t) \left(\frac{\sigma_{e,T_r}}{T_{r,fea}} \right) \quad (10)$$

เมื่อ $F_b(t)$, $F_w(t)$, $F_y(t)$, $F_r(t)$ คือแรงวัฏจักรแอมพลิจูดไม่คงที่ซึ่งคำนวณได้จากสมการที่(5) ถึงสมการที่ (9), $F_{b,fea}$, $F_{w,fea}$, $F_{y,fea}$, $F_{r,fea}$ คือขนาดของแรงที่ใช้วิเคราะห์ในโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์แสดงในตารางที่ 1, $T_r(t)$ คือ แรงบิดเนื่องจากแรงเสียดทานกระทำกับจุดศูนย์กลางของแกนล้อ, $T_{r,fea}$ คือคือขนาดของแรงบิดที่ใช้วิเคราะห์ในโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์แสดงในตารางที่ 1, σ_{e,F_b} , σ_{e,F_w} , σ_{e,F_y} , σ_{e,F_r} , σ_{e,M_r} คือค่าความเค้นที่ได้จากการวิเคราะห์จากโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์เนื่องจากแรงมากระทำกับชิ้นส่วนในแต่ละกรณี ดังแสดงในตารางที่ 2

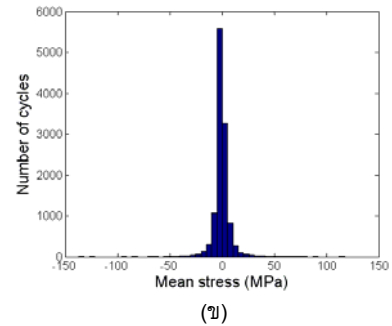
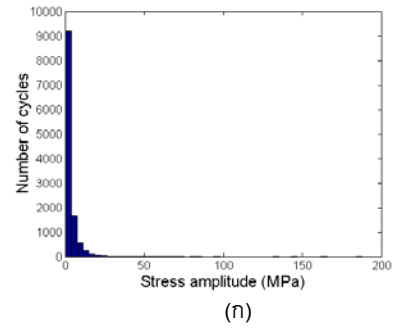


รูปที่ 9 ผลรวมของความเค้นวัฏจักรแอมพลิจูดไม่คงที่

จากรูปที่ 9 แสดงผลการคำนวณค่าเค้นวัฏจักรแอมพลิจูดไม่คงที่จากสมการที่ (10) ซึ่งเป็นผลรวมของค่าความเค้นพหุคูณเนื่องจากการรับแรงกระทำในแต่ละกรณี โดยผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณมีค่าสูงสุดเท่ากับ 219.73 MPa และมีค่าต่ำสุดเท่ากับ -156.29 MPa

5. ผลการประเมินค่าอายุการล้า

การประเมินค่าอายุการล้าได้ประยุกต์ใช้โปรแกรม MATLAB มาช่วยในการคำนวณอายุการล้า โดยในส่วนแรกเป็นการนำเสนอผลการนับจำนวนรอบความเค้นวัฏจักรแบบไม่คงที่โดยวิธีการ Rainflow cycle counting ดังแสดงในรูปที่ 10



รูปที่ 10 Rainflow Histogram (ก) ความสัมพันธ์ระหว่าง Stress amplitude เทียบกับ Number of cycles (ข) ความสัมพันธ์ระหว่าง Mean stress เทียบกับ Number of cycles

ในส่วนที่ 2 เป็นการประเมินอายุการล้าของชิ้นส่วน Semi-trailing arm โดยนำเอาผลลัพธ์ที่ได้จากการนับจำนวนรอบความเค้นที่ได้จากการคำนวณ Rainflow cycle counting ดังรูปที่ 10 มาทำการประเมินอายุการล้าและหาค่าความเสียหายสะสมเนื่องจากการล้า โดยอาศัยค่าคุณสมบัติต้านทานการล้าด้วยความสัมพันธ์ของ S-N ที่ได้รับการประมาณค่าด้วยวิธีการปรับแก้ขีดจำกัดการล้า (fatigue limit correction) สำหรับวัสดุโลหะ จากความสัมพันธ์ของ S-N สำหรับ Completely reversed loading ดังสมการที่ (1) สามารถคำนวณอายุการล้าและค่าความเสียหายสะสมเนื่องจากค่าพิสัยความเค้นที่ i ได้ดังนี้

$$N_f = \left(\frac{Sar}{A} \right)^{\frac{1}{B}} \quad (11)$$

โดยที่ค่าขีดจำกัดการล้า (fatigue limit, S_{cr}) ที่ได้รับการคำนวณด้วยวิธีการปรับแก้ขีดจำกัดการล้า มีค่าเท่ากับ 115.64 MPa และค่าคงที่ที่ขึ้นอยู่กับชนิดของวัสดุ $A = 1120.7$ MPa และ $B = -0.16439$ จากการคำนวณอายุการล้าและค่าความเสียหายสะสมเนื่องจากค่าความเค้นในแต่ละช่วงความเค้นตามหลักการของ Palmgren - Miner's สามารถแสดงผลรวมของค่าจำนวนรอบที่ทำให้เกิดความเสียหาย และความเสียหายสะสมได้ดังตารางที่ 3 โดยที่อายุการใช้งานที่สั้นที่สุด (shortest life) มีค่าเท่ากับ 31,471 รอบ และคาดการณ์ความเสียหายเกิดขึ้นมีค่าเท่ากับ 1.5888×10^{-5} ณ ระดับความต้านทานการล้า 204.2 MPa

ตารางที่ 2 ผลรวมของอายุการล้าและความเสียหายที่เกิดขึ้น

Miner's rule		
N_f	Damage	B_f
(รอบ)		(repetition)
1.2887×10^{36}	3.057×10^{-5}	32,709

เพื่อให้เป็นแนวทางสำหรับการประเมินอายุการใช้งานของชิ้นส่วน Semi trailing arm ของรถยนต์ต้นแบบ สามารถพิจารณาได้จากค่าจำนวนรอบที่กระทำซ้ำๆแล้วทำให้เกิดความเสียหาย (Number of repetition to failure, B_f) ซึ่งมีค่าเท่ากับ 32,709 repetition โดยพิจารณาจากระยะทาง ความเร็วและเวลาที่ใช้ในการทดสอบ โดย 1 รอบของภาระที่มากกว่าแบบไม่คงที่มีค่าเท่ากับ 50 วินาที และความเร็วนในการทดสอบมีค่าเท่ากับ 10 m/s^2 ดังนั้นอายุการใช้งานของชิ้นส่วน Semi trailing arm คำนวณได้จาก

$$Life = \frac{B_f \times t_s \times V}{1000} \quad (8)$$

เมื่อ $Life$ = อายุการใช้งาน (กิโลเมตร), B_f = จำนวนรอบความเสียหาย (repetition), t_s = ช่วงเวลาที่ใช้ในการทดสอบ (วินาที), V = ความเร็วที่ใช้ในการทดสอบ (เมตรต่อวินาที)

ดังนั้น อายุการใช้งานโดยรวมของชิ้นส่วน Semi trailing arm มีค่าเท่ากับ 16,354.5 กิโลเมตร

6. สรุปผลการประเมินอายุการล้า

ในงานวิจัยนี้ต้องการนำเสนอการประเมินอายุการล้าเนื่องจากผลกระทบของภาระวัฏจักรที่มากกว่าแบบไม่คงที่ร่วมกับการประยุกต์ใช้เทคนิค Rainflow cycle counting ในการนับจำนวนรอบความเค้นและคาดการณ์ความเสียหายโดยใช้กฎของ Palmgren – Miner's rule ซึ่งสรุปได้ดังนี้

1. ค่าความเค้นที่ได้จากการวิเคราะห์เกิดขึ้นในหลายแนวแกน ส่งผลให้ต้องวิเคราะห์ความล้าของชิ้นส่วน Semi-trailing arm เนื่องจากความเค้นที่เกิดขึ้นในหลายแนวแกน โดยค่าความเค้นที่เกิดขึ้นในหลายแนวแกนนั้นสามารถที่จะรวมกันได้โดยพิจารณาเลือกวิธีการรวมความเค้นที่เกิดขึ้นในหลายแนวแกนให้กลายเป็นความเค้นในแนวแกนเดียว ซึ่งเรียกว่า ความเค้นลัพท์ (equivalent nominal stresses amplitude) โดยค่าความเค้นลัพท์สามารถพิจารณาได้จากการเลือกทฤษฎีความเสียหายที่เหมาะสม โดยพิจารณาได้จากอัตราส่วนความเค้น Biaxiality ratio [8] จากการพิจารณาพบว่าค่าความเค้นที่เหมาะสมในการประเมินค่าอายุการล้า คือ ค่าความเค้นตามหลักทฤษฎีความเสียหายของฟอนมิสเซท (von mises criterion)

2. คุณสมบัติความต้านทานการล้าได้มาจากการทำนายโดยใช้แฟกเตอร์แก้พิบัติการล้า โดยที่ ค่าพิบัติการล้า มีค่าเท่ากับ 115.64 MPa

3. ผลการคำนวณอายุการล้าและความเสียหายที่เกิดขึ้นจากการสเปกตรัมของความเค้นในช่วงเวลา 50 วินาที มีรายละเอียดดังนี้ ค่าอายุการล้าที่สั้นที่สุด มีค่าเท่ากับ 31,471 รอบ

7. กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนขอขอบคุณ คณะบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ที่ให้ทุนการวิจัยในครั้งนี้ด้วย

เอกสารอ้างอิง

- Haiba, M., and Barton, D. C., 2002. Review of life assessment techniques applied to dynamically loaded automotive component., International Journal of Computer & Structure, Vol. 80, pp. 481 – 494.
- Darrell, F. Socie, 1975. Fatigue Life Prediction Using Local Stress-Strain Concepts., SESA Spring Meeting held in Chicago., May 11-16.
- Richard, C. Rice., 1997. SAE Fatigue Design Handbook., Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, Vol. 22.
- ASTM E 1049-85., 1997. Standard practices for cycle counting in fatigue analysis, in: Annual Book of ASTM Standards, Vol. 03.01, Philadelphia 1999, pp. 710-718
- Thomas, D., 1967. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale, Pa.
- Tae kim, in., and Kentaro, Y., 2005. Fatigue life evaluation of weld joints under combined normal and shear stress cycles., International Journal of Fatigue, Vol.27, pp. 695 - 701
- Abaqus Analysis User's Manual., ABAQUS, Inc.
- Bishop, Dr., NWM and Sherratt, Dr. F., 2000. Finite Element Based Fatigue Calculations. Farham, UK.
- Dowling, N. W., 1998. Mechanical Behavior of Materials: Engineering Methods for Deformation, Fracture, and Fatigue., 2nd Edition, Prentice Hall.
- Juvinall, RC., 1967. Engineering Consideration of Stress, Strain and Strength. McGraw Hill, New York
- Skallerud, B. and As, S. K. (2002). Fatigue assessment of aluminium automotive structures., Reprint STF24 S02203, SINTEF Materials Technology.