

CST- 38

การวิเคราะห์การสั่นสะเทือน ความล้า และการออกแบบที่เหมาะสมของยางรองแท่นเครื่องยนต์

An Analysis of Vibration, Fatigue and Optimal Design for Engine Mounts

เสกสรรค์ วินยางค์กุล^{1*} และ สุวิน สลีสองสม²

¹ศูนย์เชี่ยวชาญเฉพาะทางคลื่นไมโครเวฟ และเทคโนโลยีหุ่นยนต์ มหาวิทยาลัยราชภัฏเชียงราย 80 หมู่ 9 ต.บ้านดู่ อ.เมือง จ.เชียงราย 57100

²ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ วิทยาลัยเชียงราย 199 หมู่ 6 ต.ป่าอ้อดอนชัย อ.เมือง จ.เชียงราย 57000

* E-mail Address: ¹seksanwin@yahoo.com, ²suwins2000@yahoo.com tel. 086-6046-288

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้นำเสนอการศึกษาการวิเคราะห์การสั่นสะเทือน ความล้า และการออกแบบที่เหมาะสมของยางรองแท่นเครื่องยนต์แบบสี่สูบในขณะที่เครื่องยนต์ทำงาน อันเป็นผลจากแรงเฉื่อยของกลไกเครื่องยนต์ และแรงจุดระเบิดภายในห้องเผาไหม้ การเกิดการสั่นสะเทือนขึ้นนั้นไม่เป็นที่ต้องการแต่ก็ไม่สามารถหลีกเลี่ยงแรงสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นตลอดการทำงานของเครื่องยนต์ได้ ดังนั้นมีความจำเป็นอย่างมากในการลดการสั่นสะเทือนให้เหลือน้อยที่สุด ดังนั้นจึงกลายมาเป็นวัตถุประสงค์ในการออกแบบที่ต้องการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของค่าความแข็งของยาง รูปทรงของยาง ชนิดของยาง และอายุการใช้งานของยางรองแท่นเครื่องยนต์ โดยพิจารณาการยุบตัวของยางน้อยที่สุด จากผลการออกแบบที่ได้ค่าความแข็งของยางที่เหมาะสม จะทำการเลือกรูปทรงของยางเป็นแบบพื้นที่หน้าตัดเป็นรูปทรงสี่เหลี่ยม และชนิดของยางในการวิเคราะห์คือยางธรรมชาติ (Natural Rubber, NR), ยางสไตรีนบิวตาไดอีน (Styrene Butadiene Rubber, SBR) และยางคลอโรพรีน (Chloroprene Rubber, CR) ผลวิเคราะห์จากการออกแบบยางรองแท่นเครื่องโดยวิธีไฟไนต์อีลิเมนต์ของยางในรูปแบบจำลองของมูนรีฟลินแสดงให้เห็นว่ายางชนิด CR จะให้การยุบตัวสูงสุด (u_{max}) ต่ำที่สุดเป็น $u_{max} = 0.114$ mm. ขณะที่ยาง SBR จะให้ค่าความเครียดสูงสุด (ϵ_{max}) ต่ำสุดเป็น $\epsilon_{max} = 0.050$ จากนั้นนำค่าของ ϵ_{max} ที่เกิดขึ้นกับยางมาหาอายุความต้านทานต่อการล้าในจำนวนของรอบ N_f จะเห็นว่ายางรองแท่นเครื่องที่ทำมาจากยาง SBR จะมีอายุความต้านทานต่อการล้าที่มากกว่ายาง NR และ CR จากการวิจัยนี้แสดงให้เห็นว่าวิธีการออกแบบที่ใช้นี้สามารถใช้เป็นทางเลือกในการออกแบบยางรองแท่นเครื่องยนต์

คำหลัก: การวิเคราะห์การสั่นสะเทือน, การวิเคราะห์ความล้า, การออกแบบที่เหมาะสม, ยางรองแท่นเครื่องยนต์

Abstract

The purposes of this research are to analyze the vibration, fatigue and optimization design of the engine mounts of the inline four cylinder engine during an engine operating. The engine was moved by inertia forces and ignition pressure forces inside the cylinders engine. Vibration is unwanted phenomena, but it cannot be avoided throughout the engine life. From the reasons, it is necessary to reduce the vibration. The objective of this study is to optimize the stiffness, shape, type of an elastomer and fatigue life of engine mounts, which subject to minimum engine mount deflection. The design results show that the optimal stiffness, which is necessary for choose an elastomer type. The cross section area of the engine mount is the rectangular and the types of elastomer in this analysis are the natural Rubber (NR), Styrene Butadiene Rubber (SBR), and Chloroprene Rubber (CR). The finite element analysis of the engine mounts base on Mooney-Rivlin model of each elastomer type gives the minimum of the maximum deflection, $u_{max} = 0.114$ mm and the maximum strain, $\epsilon_{max} = 0.050$, when the elastomer types are CR and SBR, respectively. An analysis of the fatigue life of engine mounts based on ϵ_{max} found the SBR elastomer is a resistance to fatigue more than NR and CR. The results from this research show that the design strategy is an alternative method for the engine mounts design.

Keywords: Vibration analysis, Fatigue analysis, Optimal Design, Engine Mounts.

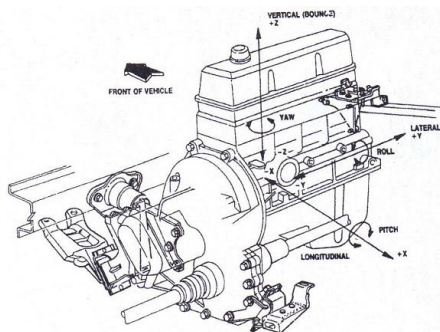
CST- 38

1. บทนำ

ยางรองแท่นเครื่องยนต์มีความสำคัญในการรับภาระกระทำของการสั่นสะเทือนที่เกิดจากการทำงานของเครื่องยนต์เพื่อที่จะลดการสั่นสะเทือนก่อนที่จะส่งต่อไปยังโครงของรถยนต์ รวมไปถึงการสั่นสะเทือนจากภายนอก เครื่องยนต์จะเคลื่อนตัวไปตามแรงบิดของเครื่องยนต์ และน้ำหนักที่ถ่ายเท ซึ่งการออกแบบยางรองแท่นเครื่องยนต์ที่ดีนั้นจะส่งผลให้สามารถลดการเคลื่อนตัวของเครื่องยนต์ โดยจะส่งผลให้แรงสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นลดลง และอายุการใช้งานที่นานขึ้น [1] ดังนั้นการออกแบบซึ่งพิจารณาถึง รูปทรงที่เหมาะสมของยางรองแท่นเครื่องยนต์จะเป็นผลให้สามารถลดการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นกับเครื่องยนต์ จากเหตุผลดังกล่าวจึงกลายมาเป็นวัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้ที่ต้องการพิจารณาตัวแปรในการออกแบบได้แก่รูปทรงของยางโดยพิจารณาความหนาของยางเพียงอย่างเดียวในการออกแบบที่เป็นผลให้การสั่นสะเทือนของเครื่องยนต์มีค่าต่ำสุด

2. แบบจำลองของระบบการสั่นสะเทือนของเครื่องยนต์กับยางรองแท่นเครื่องยนต์

แบบจำลองการเคลื่อนที่ของเครื่องยนต์แบบ 4 สูบเรียงที่เกิดขึ้นเมื่อเครื่องยนต์ทำงานจะทำให้เกิดการสั่นสะเทือนโดยมีการเคลื่อนที่ทั้งหมด 6 ทิศทาง ($x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z$) ดังแสดงในรูปที่ 1 จะพิจารณาเป็นมวล m ซึ่งมีอันดับความอิสระเท่ากับ 6 ถูกรองรับด้วยยางรองแท่นเครื่องซึ่งพิจารณาให้มีค่าความแข็งของสปริง (stiffness) เป็น K และค่าความหน่วงแบบหนืด (viscous damper) เป็น C ดังรูปที่ 2

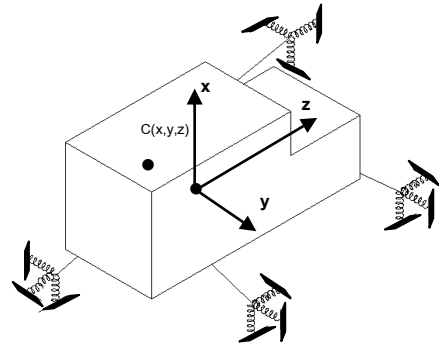


รูปที่ 1 การเคลื่อนที่ของเครื่องยนต์ใน 6 DOF [2]

โดยยางรองแท่นเครื่องยนต์นั้นสามารถพิจารณาเป็นค่าความแข็งของสปริง (stiffness, K) และค่า

ความหน่วงแบบหนืด (viscous damper, C) ระบบถูกกระตุ้นด้วยแรงพลศาสตร์เนื่องจากการเคลื่อนที่ของกลไกเครื่องยนต์แบบ 4 สูบและแรงดันภายในห้องเผาไหม้

การสั่นสะเทือนของจุดศูนย์กลางมวล C สามารถแสดงเป็นสมการทางคณิตศาสตร์ได้ดังสมการที่ (1)



รูปที่ 2 ระบบของเครื่องยนต์ที่เชื่อมต่อกับยางรองแท่นเครื่องยนต์

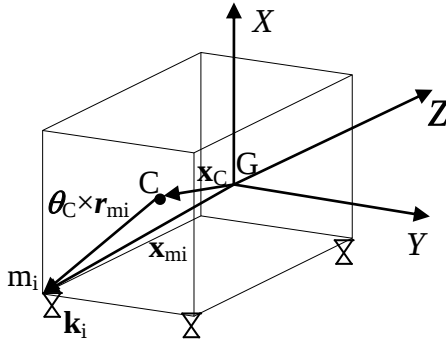
$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F(t) \quad (1)$$

เมื่อ $F(t)$ คือเมทริกซ์ของแรงพลศาสตร์เนื่องจากการเคลื่อนที่ของกลไกเครื่องยนต์ 4 สูบ แรงดันเนื่องจากความดันภายในห้องเผาไหม้แต่ละสูบ และโมเมนต์เนื่องจากแรงทั้งสอง ซึ่งแสดงอยู่ในรูปเมทริกซ์ขนาด 6×1 โดยที่ 3 ทอมแรกเป็นแรงในทิศทาง x, y, z และ 3 ทอมหลังเป็นโมเมนต์ที่เกิดรอบแกน x, y, z เมทริกซ์ M, C และ K สามารถแสดงได้ดังนี้

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{xy} & I_{yy} & -I_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{xz} & -I_{yz} & I_{zz} \end{bmatrix}$$

ส่วนเมทริกซ์ค่าความแข็งสปริงจะสร้างจากการพิจารณาให้เครื่องยนต์รองรับด้วยยางรองแท่นเครื่องที่ตำแหน่ง x_{mi}, y_{mi}, z_{mi} เมื่อ $i = 1 \dots 3$ และยางรองแท่นเครื่องมีค่าความแข็งเป็น k_{xi}, k_{yi}, k_{zi} โดยที่ค่าความแข็งของสปริงในแต่ละทิศทางเป็นอิสระซึ่งกันและกันและแสดงในรูปที่ 3 [3]

CST- 38



รูปที่ 3 แสดงแบบจำลองของเครื่องยนต์สี่สูบและ
ยางรองแท่นเครื่อง

ในขณะที่เครื่องยนต์ทำงาน ตำแหน่งจุดศูนย์กลางมวล C จะมีการกระจัดไป x_c, θ_c ณ ตำแหน่งจุดรองรับสปริง i จะมีการกระจัดแบบเลื่อนไถลเป็น x_{mi} ซึ่งสามารถหาได้จากความสัมพันธ์ของการกระจัดของจุดศูนย์กลางมวล C และเวกเตอร์บอกตำแหน่งของสปริง r_{mi} แสดงได้ดังนี้

$$x_{mi} = x_c + \theta_c \times r_{mi}$$

$$x_{mi} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & r_{mi,z} & -r_{mi,y} \\ 0 & 1 & 0 & -r_{mi,z} & 0 & r_{mi,x} \\ 0 & 0 & 1 & r_{mi,y} & -r_{mi,x} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{bmatrix}$$

แรงปฏิกิริยาเนื่องจากสปริง i กระทำกับฐานเครื่อง f_{mi} สามารถหาได้ดังนี้

$$f_{mi} = k_i x_{mi}$$

ขณะที่โมเมนต์รอบจุดศูนย์กลางมวล C, M_{mi} อันเป็นผลจากแรงปฏิกิริยาเนื่องจากสปริง i กระทำกับฐานเครื่อง, f_{mi}

$$M_{mi} = r_{mi} \times f_{mi}$$

เมทริกซ์ความหน่วงสามารถเพิ่มเข้าไปในแบบจำลองโดยใช้เมทริกซ์ความหน่วงแบบเป็นสัดส่วน ดังนี้

$$C = \alpha M + \beta K$$

เมื่อ α และ β คือความหน่วงแบบเป็นสัดส่วนที่จะต้องกำหนด

สุดท้ายแบบจำลองทางพลศาสตร์จะเป็นดังสมการ (1) ซึ่งผลเฉลยเชิงตัวเลขสามารถหาได้โดยเทคนิคการอินทิเกรตเชิงตัวเลข

3. การหาค่าเหมาะสมของการสั่นสะเทือนของ เครื่องยนต์เนื่องจากยางรองแท่นเครื่องยนต์

ในการหาค่าเหมาะสมสุดของค่าความแข็งแรงของสปริงที่เป็นผลให้การสั่นเทือนของเครื่องยนต์มีค่าต่ำสุดจะใช้วิธีการที่พื้นฐานอยู่บนการหาค่าความชันที่เรียกว่าวิธีการ Sequential Quadratic Programming (SQP) โดยกำหนดค่าฟังก์ชันเป้าหมายเป็นค่ารากเฉลี่ยกำลังสอง (root mean square, RMS) ซึ่งสามารถแสดงเป็นสมการได้ดังนี้

$$\text{Min } f(x) = u_{\text{rms}} + \theta_{\text{rms}}$$

$$\text{Subject to } 10^3 \text{ N/m} \leq k_{xi}, k_{yi}, k_{zi} \leq 10^6 \text{ N/m}, i=1, 2, 3$$

$$\text{เมื่อ } u_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int (u_x^2 + u_y^2 + u_z^2) dt}$$

$$\text{และ } \theta_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int (\theta_x^2 + \theta_y^2 + \theta_z^2) dt}$$

4. แบบจำลองทางไฟไนต์อีลิเมนต์ของวัตถุ

ยางมีคุณสมบัติความยืดหยุ่นสูง ในการคำนวณหาค่าความแข็งแรงเพื่อเป็นข้อมูลในการกำหนดขนาดและรูปทรงของยางรองแท่นเครื่อง นั้นมีความจำเป็นที่จะต้องหาความสัมพันธ์ของความเค้น และความเครียด โดยจะต้องกำหนดลักษณะของยางเป็นไปตามสมมุติฐานว่าเป็นวัสดุไอโซโทรปิก (Isotropic material) และเป็นวัสดุที่อัดตัวไม่ได้ (Incompressible material) กำหนดให้ยางมีคุณสมบัติเป็นวัสดุแบบไฮเปอร์อีลาสติก (hyperelastic material) ซึ่งความสัมพันธ์ระหว่าง ความเค้นและความเครียดในวัสดุ [4] สามารถแสดงในลักษณะของระดับพลังงานของความเครียด (strain energy potentials) ซึ่งสามารถแสดงได้ในรูปแบบของฟังก์ชันพลังงานความเครียด W ซึ่งขึ้นอยู่กับ λ โดย $W = W(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3)$ โดยที่ λ_1, λ_2 และ λ_3 เป็นอัตราส่วนของระยะการยืดในแนวแกนหลัก x, y และ z หรือเขียนในรูปของสเตรนอินวาเรียนท์ $W = W(I_1, I_2, I_3)$ ซึ่งสามารถเขียนเทนเซอร์ความเค้นหลักของคอดี (Cauchy principle stress tensor)

$$\sigma_i = -p + \lambda_i P_i$$

$$\sigma_i = p + \lambda_i \left(\frac{\partial W}{\partial I_1} \frac{\partial I_1}{\partial \lambda_i} + \frac{\partial W}{\partial I_2} \frac{\partial I_2}{\partial \lambda_i} \right)$$

$$\text{โดยที่ } I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2$$

$$I_2 = \lambda_1^{-2} + \lambda_2^{-2} + \lambda_3^{-2}$$

$$I_3 = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 = 1$$

CST- 38

ซึ่งแบบจำลองที่ใช้ได้เลือกใช้แบบจำลองแทนพฤติกรรมจากการสังเกต (phenomenological model) ได้แก่ แบบจำลองของมูนีรีฟลิน (Mooney-Rivlin model) ดังสมการที่ (2)

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (2)$$

5. การหาขนาดที่เหมาะสมสำหรับยางรองแท่นเครื่อง

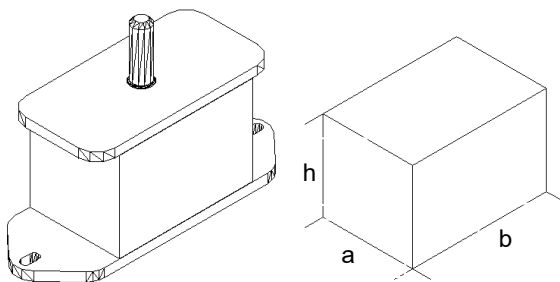
ในการหาขนาด และรูปทรงที่เหมาะสมของยางรองแท่นเครื่องที่ได้ค่าของความแข็งของสปริงในแต่ละแนวแกน จากการหาค่าต่ำสุดของค่ารากเฉลี่ยกำลังสองของการสั่นสะเทือนของเครื่องยนต์ที่เกิดขึ้น ซึ่งจะได้ค่าความแข็งของสปริงของยางรองแท่นเครื่องในแต่ละทิศทาง จึงนำมาออกแบบพารามิเตอร์ต่างของยางรองแท่นเครื่อง อันได้แก่ความกว้าง (a), ยาว (b) และ สูง (h) ของยางรองแท่นเครื่องที่เหมาะสมและคำนึงชนิดของยางและความล้าตัว เป็นต้น โดยในการออกแบบจะให้ยางมีพื้นที่หน้าตัดเป็นรูปทรงสี่เหลี่ยมซึ่งเป็นที่นิยมดังแสดงในรูปที่ 4 และสามารถขึ้นรูปขึ้นงานได้ง่ายดังแสดงในรูปที่ 5 เมื่อพิจารณาจากที่มีรูปร่างเป็นแบบแท่งสี่เหลี่ยมที่ยึดติดกับแผ่นโลหะ ค่าความแข็งแรงสมบูรณ์จากแรงที่กระทำสามารถพิจารณาได้จาก ค่ามอดูลัสสปริงของยาง (E) พื้นที่ที่ถูกแรงนั้นกระทำ (S) เมื่อ $S=ab$ กับความสูง h ของแท่นยาง [5] ดังแสดงในสมการ (3)

$$k_{rst} = \frac{ES}{h} \quad (3)$$

เมื่อ $k_{rst} = \sqrt{k_{xi}^2 + k_{yi}^2 + k_{zi}^2}$



รูปที่ 4 ยางแท่นเครื่องมีพื้นที่หน้าตัดเป็นรูปทรงสี่เหลี่ยม



รูปที่ 5 ชิ้นงานยางรองแท่นเครื่องยนต์

6. การพิจารณาคุณสมบัติความล้าตัวของยางรองแท่นเครื่อง

ในการเลือกชนิดของยาง ขนาดและรูปทรงในการออกแบบยางรองแท่นเครื่องจะต้องคำนึงถึงความล้าตัวของยางที่เกิดขึ้นเมื่อยางได้รับการโหลดแบบพลวัตในการแสดงคุณสมบัติความล้าของวัสดุที่เป็นยางนั้นมีการนำเสนอในรูปของ สมการแสดงถึงอายุความต้านทานต่อการล้า (Fatigue Life) และเส้นโค้งระหว่างขนาดของความเค้นกับอายุความต้านทานต่อการล้า (S-N equation and curve) หรือคู่กับความเครียดกับอายุความต้านทานต่อการล้า (E-N equation and curve) โดยสมการของอายุความต้านทานต่อการล้า (fatigue life equation) [6] สามารถแสดงได้ดังสมการที่ (4)

$$\epsilon^m N = C \quad (4)$$

เมื่อ m และ C คือค่าสัมประสิทธิ์ที่ได้จากการประมาณจากการทดสอบโดยสามารถแปลงสมการเป็นลักษณะของเส้นตรงได้ดังสมการที่ (5)

$$m \log \epsilon + \log N = \log C \quad (5)$$

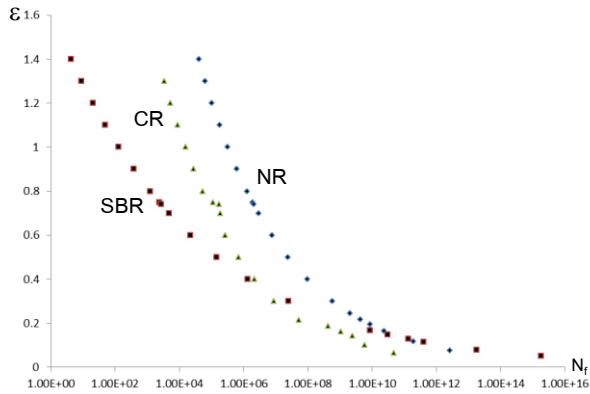
ในสมการที่ 5 สามารถใช้ประมาณอายุความต้านทานต่อการล้าของยางรองแท่นเครื่องในรูปของจำนวนรอบ โดยการแทนค่าการเกิดของความเครียดสูงสุดที่เกิดขึ้นกับยางที่ได้ออกแบบไว้จากการวิเคราะห์ไฟไนต์อีลิเมนต์ในการรับภาระของโหลดที่แตกต่างกัน โดยสมการของของอายุความต้านทานต่อการล้าของยางธรรมชาติ (NR) [7], ยางสไตลีนบิวตาไดอิน (SBR) [8] และยางคลอโรพรีน (CR) [9] ดังแสดงในสมการที่ (6), (7) และ (8) ตามลำดับ และสามารถแสดงกราฟของความสัมพันธ์ระหว่างความเครียดกับอายุความต้านทานต่อการล้าได้ดังแสดงในรูปที่ 6

$$\epsilon^{6.211} N = 323,072 \quad (6)$$

$$\epsilon = 1.6182(N_f)^{-0.099} \quad (7)$$

$$\epsilon^{6.277} N = 27,805 \quad (8)$$

CST- 38



รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างความเครียดกับอายุความ
ต้านทานต่อการล้าของยาง NR, SBR และ CR

7. การเลือกชนิดของยางรองแทนเครื่อง

โดยทั่วไปนั้นจะต้องพิจารณาถึงคุณสมบัติ ความยืดหยุ่น (elasticity) ที่ต้องมีค่าสูง รวมถึงคุณสมบัติเชิงพลวัต (dynamic properties) ที่ดีซึ่งจะทำให้เกิดความร้อนสะสมขณะใช้งานต่ำ และยังต้องมีความทนทานต่อแรงดึงและการฉีกขาด (Tessie and tear strength) ความเหนียวติดกัน (tack) โดยยางสามารถไหลมาเชื่อมกันได้ดี จึงไม่เกิดปัญหาทางด้านรอยต่อของชิ้นงานในระหว่างการขึ้นรูป รวมถึงความทนทานต่อการเสื่อมสภาพ (aging properties) ซึ่งต้องทนต่อสภาพอากาศ ความร้อน และโอโซนได้ดี ซึ่งในการเลือกชนิดของยางในการออกแบบนั้นพิจารณาจากคุณสมบัติที่โดดเด่นของยางในแต่ละชนิดที่นิยมนำมาผลิตยางรองแทนเครื่อง โดยแบ่งเป็น ยางธรรมชาติ (Natural Rubber, NR) และยางสังเคราะห์ [10] ซึ่งยางสังเคราะห์ที่นิยมคือ ยางบิวตาไดอิน (Butadiene Rubber, BR), ยางพอลิบิวตาไดอิน (Polybutadiene Rubber, PBR), ยางสไตลีนบิวตาไดอิน (Styrene Butadiene Rubber, SBR) และยางคลอโรพรีน Chloroprene Rubber, CR) เป็นต้น

8. ค่าตัวแปร คุณสมบัติและข้อกำหนดที่ใช้ในการออกแบบยางรองแทนเครื่อง

ในการออกแบบยางรองแทนเครื่องได้พิจารณาถึงตัวแปรที่ได้ใช้ออกเป็น 2 ส่วนได้แก่ 1. ส่วนของระบบรองรับระหว่างเครื่องยนต์กับยางรองแทนเครื่อง 2. ส่วนค่าคุณสมบัติของยางที่ใช้ในการออกแบบ

โดยค่าตัวแปร และข้อกำหนดของระบบรองรับระหว่างเครื่องยนต์กับยางรองแทนเครื่องดังแสดงในตารางที่ 1 และค่าตัวคุณสมบัติของยางดังแสดงในตารางที่ 2

ตารางที่ 1 ค่าตัวแปรของระบบรองรับ [11]

พารามิเตอร์	ตัวแปร	ปริมาณ
มวลข้อเหวี่ยง	m_1	2.2027 kg
มวลก้านสูบ	m_2	0.3622 kg
มวลลูกสูบ	m_3	2.6 kg
ความยาวแขนข้อเหวี่ยง	R	0.02 m
ความยาวก้านสูบ	L	0.1165 m
ระยะระหว่างกระบอกสูบ	d	0.094 m
มุมแขนข้อเหวี่ยง	δ	$0^\circ, 120^\circ, 360^\circ, 540^\circ$
มวลของเครื่องยนต์ทั้งหมด	m	215 kg
ความเร็วเชิงมุม	ω	1500 rpm
โมเมนต์ความเฉื่อย	I_{xx} I_{yy} I_{zz}	$1,577 \text{ kg.m}^2$ $1,714 \text{ kg.m}^2$ 618 kg.m^2
ตำแหน่งจุดศูนย์กลางมวล	R_G	[0, 0, 0] m
ตำแหน่งจุดศูนย์กลางเพลลา	R_C	[-0.1,-0.02,-0.05] m
ตำแหน่งยางรองแทนเครื่อง	No.1 No.2 No.3	[-0.2311,-0.3183, -0.1348] m [0.1052,-0.0038, -0.4496] m [0.0149,0.0914, -0.4917] m

ตารางที่ 2 ค่าคุณสมบัติของยางที่ใช้ในการออกแบบ [7-9]

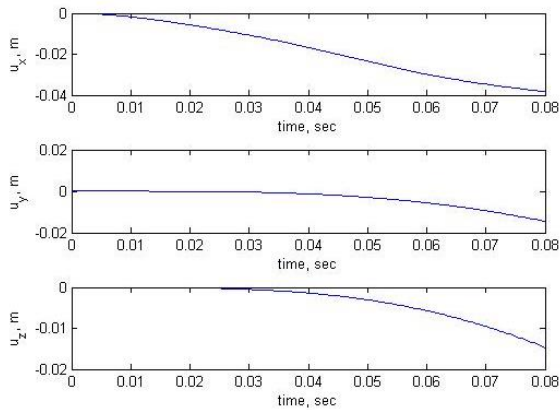
	NR	SBR	CR
Elastic Modulus (kPa)	10.00	5.45	3.50
Poisson's Ration	0.45	0.48	0.40
Shear Modulus (GPa)	2.90	0.0033	0.050
Mass Density (kg/m^3)	960	940	1,200
Tensile Strength(GPa)	0.021	0.245	0.200
Yield Strength (MPa)	9.23737	18.00	16.50
Thermal Expansion Coefficient (/K)	0.00067	0.0004	0.0005
Thermal Conductivity (W/(m.K))	0.14	0.16	0.19
Specific Heat(J/(kg.K))	1,350	1,215	1,120
Parameter Mooney-Rivlin model			
C_{10} (MPa)	0.29	0.40	0.33
C_{01} (MPa)	0.32	0.43	0.36

9. การวิเคราะห์การสั่นสะเทือน ที่เหมาะสมของยางรองแทนเครื่องยนต์

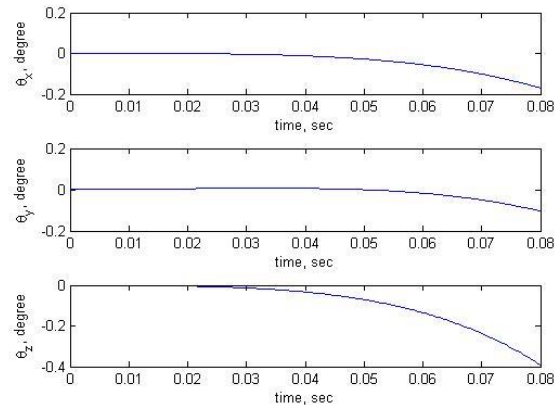
จากผลของการหาค่าต่ำสุดของฟังก์ชันเป้าหมายที่กำหนดตัวแปรในการออกแบบคือค่าของ k_i เมื่อ $i=1, 2$ และ 3 ที่เหมาะสม ในฟังก์ชันเป้าหมายได้พิจารณาถึงค่า

CST- 38

การเคลื่อนตัวของ $\mathbf{x}_0 = [u_x \ u_y \ u_z \ \theta_x \ \theta_y \ \theta_z]^T$ โดยค่าเริ่มต้นของการสั่นสะเทือนของเครื่องยนต์ของทั้ง 6 DOF แสดงให้เห็นในรูปที่ 7 และ 8 จะเห็นได้ว่ามีค่าที่สูง แต่เมื่อทำการหาค่าเหมาะสมใช้วิธีการ Sequential Quadratic โดยคำตอบจะเข้าสู่คำตอบที่ทำให้ฟังก์ชันเป้าหมายมีค่าน้อยสุด ซึ่งแสดงให้เห็นในรูปที่ 9 และ 10



รูปที่ 7 การสั่นสะเทือนของเครื่องยนต์ในทิศทาง u_x u_y และ u_z ที่เงื่อนไขเริ่มต้น

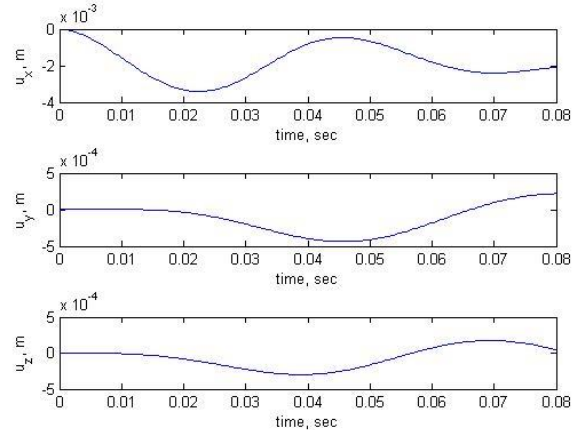


รูปที่ 8 การสั่นสะเทือนของเครื่องยนต์ในทิศทาง θ_x θ_y และ θ_z ที่เงื่อนไขเริ่มต้น

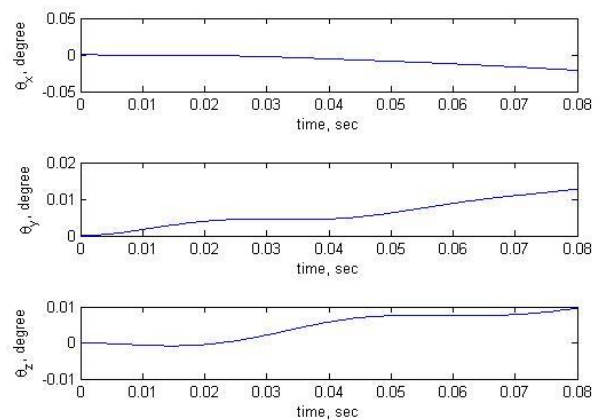
โดยได้ค่าความแข็งของสปริง (Mount stiffnesses) ที่เหมาะสมจากการหาค่าต่ำสุดของฟังก์ชันเป้าหมายดังแสดงในตารางที่ 3 จากการออกแบบตามค่า k ที่เหมาะสมจะทำให้เกิดแรง และโมเมนต์สูงสุดดังตารางที่ 4

ตารางที่ 3 ค่าความแข็งของสปริงที่เหมาะสมจากฟังก์ชันเป้าหมาย

i	k_{xi} (N/m)	k_{yi} (N/m)	k_{zi} (N/m)
1	1,000,000.0	1,000,000.0	1,000.00
2	1,000,000.0	253,681.332	1,000,000.0
3	1,000,000.0	1,000.00	1,000,000.0



รูปที่ 9 การสั่นสะเทือนในทิศทาง u_x u_y และ u_z ที่จุดเหมาะสมสุด



รูปที่ 10 การสั่นสะเทือนในทิศทาง θ_x θ_y และ θ_z ที่จุดเหมาะสมสุด

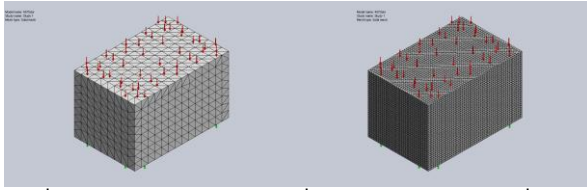
ตารางที่ 4 แรง และโมเมนต์สูงสุดจากการออกแบบตามค่า k ที่เหมาะสมสุด

	F (N)	M(N-m)
x	-3,949.4	19.2
y	108.9	5,615.2
z	0	82.2

10. การวิเคราะห์หาขนาดของอิลิเมนต์ของยางรองเครื่องยนต์

การทดสอบหาขนาดของอิลิเมนต์ จำนวนโหนด และอิลิเมนต์รวมที่เหมาะสมกับแบบจำลองของยางโดยทำการกำหนดขนาดของอิลิเมนต์ที่มีขนาดแตกต่างกัน ซึ่งจะส่งผลต่อจำนวนโหนด และอิลิเมนต์รวม โดยกำหนดขนาดที่ 5.152, 5.725 และ 10.162 mm. โดยใช้ Mesh type เป็น Solid Mesh แบบ Jacobian 4 point โดยทำการวิเคราะห์ไฟไนต์อิลิเมนต์แบบ Nonlinear ของวัสดุแบบไฮเปอร์อีลาสติก ซึ่งจะให้ได้จำนวนโหนด และอิลิเมนต์รวมดังแสดงในตารางที่ 5 และดังแสดงในรูปที่ 11

CST- 38



รูปที่ 11 แบบจำลองของยางที่มีขนาดของอีลิเมนต์ที่แตกต่างกัน

ในการหาผลของค่าการเคลื่อนตัว และความเครียดสูงสุด (u_{max} , ϵ_{max}) ที่เกิดขึ้นจากภาระกระทำของแบบจำลองยางที่มีขนาดของอีลิเมนต์ที่แตกต่างกัน เพื่อทดสอบค่าความคลาดเคลื่อนจากการแบ่งขนาดอีลิเมนต์ โดยทำการทดสอบกับยาง NR ขนาด 50x75x50 mm. ซึ่งผลที่ได้ดังแสดงในตารางที่ 5

ตารางที่ 5 การเคลื่อนตัว และความเครียดสูงสุดจากการกำหนดขนาดของอีลิเมนต์ที่แตกต่างกัน

element size(mm.)	Total nodes	Total elements	NR u_{max}	NR ϵ_{max}
5.152	67532	46877	1.699	0.150
5.725	11257	7436	1.697	0.143
10.162	2297	1394	1.664	0.113

จากผลการทดลองการศึกษขนาดของอีลิเมนต์ (element size) ที่เหมาะสมสำหรับการวิเคราะห์การเคลื่อนตัว และความเครียดสูงสุดที่เกิดขึ้นในยางจะเห็นว่าเมื่อลดขนาดอีลิเมนต์ลง จาก 10.162 mm. ไปเป็น 5.725 mm. และ 5.125 mm. จะพบว่า ค่าการเคลื่อนตัวและค่าความเครียดสูงสุดจะมีการเปลี่ยนแปลงค่าน้อยเมื่อขนาดอีลิเมนต์เป็น 5.725 mm. และ 5.125 mm. แต่ยิ่งขนาดอีลิเมนต์มีค่าน้อยจะเป็นผลให้จำนวนอีลิเมนต์ที่ใช้ยิ่งเพิ่มสูงขึ้นซึ่งเป็นผลให้เพิ่มภาระในการคำนวณและใช้เวลาคำนวณที่นาน เพื่อให้ผลการคำนวณที่ได้มีความแม่นยำและใช้เวลาในการคำนวณน้อยจึงเลือกใช้ขนาดอีลิเมนต์ที่เป็นผลให้จำนวนโหนดรวมเข้าใกล้ 10,000 โหนด

การทดสอบหาผลของความสูงของยางรองแทนเครื่องที่มีผลต่อค่า u_{max} , ϵ_{max} โดยทำการทดสอบกับยาง NR, SBR และ CR ขนาด 50x75x50 mm. ที่ความสูงแตกต่างกันสามารถแสดงได้ดังในตารางที่ 6

ตารางที่ 6 ผลของความสูงของยางรองแทนเครื่องที่มีผล

ต่อค่า u_{max} , ϵ_{max}

axb (mm.)	h (mm.)	NR u_{max}, ϵ_{max}	SBR u_{max}, ϵ_{max}	CR u_{max}, ϵ_{max}
50x75	25	3.293 , 0.166	2.426 , 0.125	2.913 , 0.148
	35	3.884 , 0.158	2.877 , 0.119	3.444 , 0.141
	50	4.697 , 0.143	3.505 , 0.107	4.174 , 0.127

จากผลของ h ที่ส่งต่อค่า u_{max} , ϵ_{max} จะเห็นได้ว่าถ้าคงพื้นที่หน้าตัดของยางไว้ แล้วทำการเปลี่ยนแปลงความสูงให้มากขึ้นจะทำให้ค่า u_{max} สูงขึ้นในทางตรงกันข้ามจะทำให้ ϵ_{max} มีค่าลดลงซึ่งได้ผลเหมือนกันของยางทั้งสามชนิด โดยยาง SBR จะได้ค่าของ u_{max} , ϵ_{max} น้อยกว่ายาง NR และ CR เนื่องจากมีคุณสมบัติเชิงพลวัตที่ดีกว่า เช่นค่าการดูดซับพลังงานของความเครียด ค่าความทนทานต่อแรงดึง

11. การออกแบบที่เหมาะสมของยางรองแทนเครื่องยนต์

จากผลการหาค่าที่เหมาะสมของค่าความแข็งสปริงของแต่ละตัวในแนวแกน ซึ่งจะได้ค่าของ k_{rst} ที่เหมาะสมในการออกแบบโดยยางรองแทนเครื่องยนต์ได้ออกแบบเป็นรูปทรงสี่เหลี่ยมที่มีพื้นที่แตกต่างกันตามขนาดที่มีการนิยมใช้ [12] โดยมีอยู่ 6 แบบ ซึ่งสามารถหาค่าของความสูง h ที่เหมาะสมของยาง NR, SBR และ CR ได้จากสมการ (3) ดังแสดงในตารางที่ 7

ตารางที่ 7 ความสูงที่เหมาะสมของยาง NR, SBR และ CR

	a (mm.)	b (mm.)	NR h (mm.)	SBR h (mm.)	CR h (mm.)
A	40	60	20.365	32.923	23.759
B	45	60	22.910	37.038	26.729
C	45	70	26.729	43.211	31.183
D	50	70	29.698	48.012	34.648
E	50	100	42.426	68.589	49.497
F	75	100	63.639	102.884	74.246

จากตารางที่ 7 จะเห็นได้ว่าถ้าพื้นที่มากขึ้นจะส่งผลให้ความสูงของยางสูงขึ้นเพื่อคงไว้ซึ่งค่าความแข็งที่ต้องการ โดยจะมีผลต่อยาง SBR มากที่สุด

เมื่อทำการสร้างแบบจำลองของรูปทรงที่เหมาะสมสามารถแสดงขนาดของอีลิเมนต์ จำนวนโหนด และอีลิเมนต์รวม ของยาง NR, SBR และ CR ได้ดังแสดงในตารางที่ 8

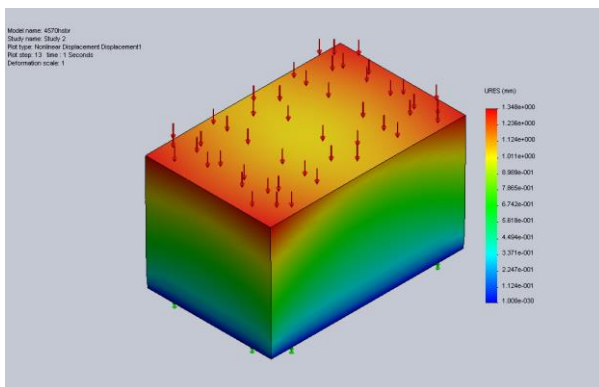
CST- 38

ตารางที่ 8 ขนาดของอิเลิเมนต์ จำนวนโหนด และอิเลิเมนต์รวม ของยาง NR, SBR และ CR

NR SBR CR	element size(mm.)	Total nodes	Total elements
A	3.657	10530	6859
	4.292	10872	7167
	3.850	10185	6640
B	3.956	11053	7218
	4.643	10096	6647
	4.165	9816	6413
C	4.384	10153	6618
	5.145	10760	7101
	4.165	11787	7748
D	4.703	9945	6510
	5.519	10543	6942
	4.915	10299	6748
E	5.966	9566	6219
	7.001	10387	6812
	6.281	11078	7313
F	7.817	9998	6565
	9.174	10377	6814
	8.229	10275	6740

12. การวิเคราะห์ไฟไนต์อีลิเมนต์ของยางรองเครื่องยนต์

ผลที่ได้จำลองภาระของแบบจำลองยางรองแท่นเครื่องยนต์ของยาง NR, SBR และ CR ที่พิจารณาผลของค่า u_{max} , ϵ_{max} ที่เกิดขึ้นดังแสดงในรูปที่ 12 และตารางที่ 11



รูปที่ 12 ระยะเวลาเคลื่อนตัวที่เกิดกับยาง SBR

ตารางที่ 9 ผลของค่า u_{max} , ϵ_{max} ที่เกิดจากแบบจำลองของ มุนีรีพลิน ของยางที่ได้ทำการออกแบบไว้

	NR		SBR		CR	
	u_{max} (mm.)	ϵ_{max}	u_{max} (mm.)	ϵ_{max}	u_{max} (mm.)	ϵ_{max}
A	1.179	0.244	0.847	0.168	0.953	0.215

B	1.047	0.217	0.718	0.148	0.812	0.186
C	0.864	0.194	0.671	0.128	0.701	0.163
D	0.765	0.165	0.573	0.115	0.574	0.142
E	0.542	0.118	0.603	0.079	0.461	0.102
F	0.170	0.077	0.404	0.050	0.114	0.066

จากตารางที่ 9 ผลการวิเคราะห์โดยไฟไนต์อีลิเมนต์ของยางในรูปแบบจำลองของมุนีรีพลินผลของ u_{max} , ϵ_{max} ที่เกิดจากรูปแบบของขนาดที่ได้ออกแบบไว้ค่าต่ำสุดของ $u_{max} = 0.114$ mm. เกิดที่ยาง CR ที่แบบ F ส่วนค่าต่ำสุดของ $\epsilon_{max} = 0.050$ เกิดที่ยาง SBR ที่แบบ F เช่นเดียวกัน ผลที่เป็นเช่นนี้เนื่องจากเมื่อพื้นที่หน้าตัดของยางใหญ่ขึ้นจะทำให้มีระยะความสูงที่เพิ่มขึ้นเพื่อลดค่าของความเครียดลง เมื่อเพิ่มความสูงขึ้นสำหรับยาง SBR ที่มีค่าคุณสมบัติของพลังงาน และการดึงที่สูงกว่ายาง CR จะส่งผลให้ความสูงของยางที่ได้ออกแบบที่หน้าตัดเดียวกันมีความสูงที่มากกว่าที่ 28.638 mm. ซึ่งจะส่งผลให้เกิดการยุบตัวที่มากกว่าที่ภาระโหลดเดียวกัน โดยค่าของระยะการยุบตัวของยางรองแท่นเครื่องยนต์ในแบบต่างที่ได้ทำการออกแบบไว้จะอยู่ในช่วงการยุบตัวสูงสุด u_{max} ที่ 0.114 – 1.179 mm. และค่าของความเครียดสูงสุด ϵ_{max} ที่ 0.050 – 0.244 ซึ่งอยู่ในช่วงของมาตรฐานที่กำหนด [12]

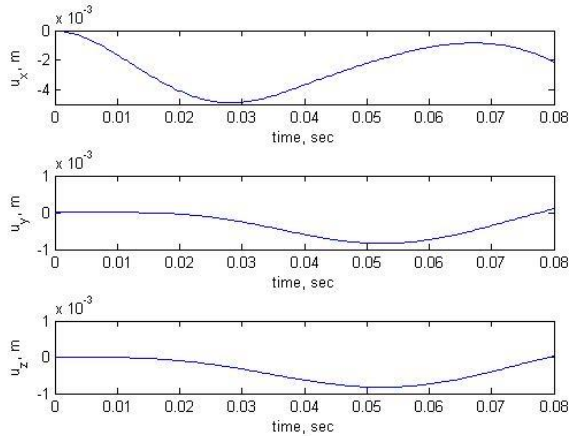
13. การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนของเครื่องยนต์ที่ติดตั้งยางรองแท่นเครื่องที่ได้ทำการออกแบบ

จากการผลการออกแบบยางรองแท่นเครื่องยนต์เมื่อพิจารณาถึงผลของค่า u_{max} , ϵ_{max} ที่เกิดขึ้น ยาง SBR ในแบบ F ซึ่งมีขนาด ของ $a = 75$ mm., $b = 100$ mm. และ $h = 102.884$ mm. มีความเหมาะสมเนื่องด้วยระยะการยุบตัว และอายุการใช้งานที่เกิดขึ้นมีความเหมาะสมกว่ายางชนิดอื่น โดยที่มีค่าของความแข็งของสปริงที่ได้ทำการออกแบบทั้ง 3 จุด ดังแสดงในตารางที่ 10 ในการวิเคราะห์ผลการตอบสนองเชิงพลวัต โดยพิจารณาถึงการสั่นสะเทือนในทิศทาง u_x , u_y , u_z , θ_x , θ_y , และ θ_z โดยผลที่ได้เมื่อใช้ยางรองแท่นเครื่องที่ได้จากการออกแบบ จะสามารถลดการสั่นสะเทือนได้ใกล้เคียงกับผลที่ได้จากการหาค่าเหมาะสมซึ่งแสดงให้เห็นในรูปที่ 13 และ 14

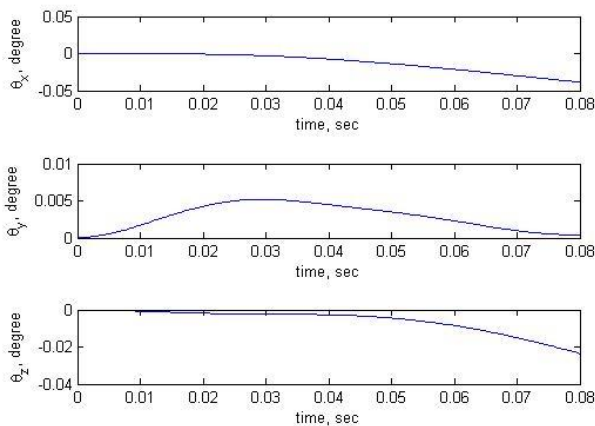
CST- 38

ตารางที่ 10 ค่าความแข็งของสปริงที่ได้ทำการออกแบบ
ของยาง SBR ในแบบ F

i	k_{xi} (N/m)	k_{yi} (N/m)	k_{zi} (N/m)
1	657,904	405,941	386,741
2	657,904	386,741	405,941
3	657,904	386,741	405,941



รูปที่ 13 การสั่นสะเทือนในทิศทาง u_x , u_y และ u_z ของ
เครื่องยนต์ที่ติดตั้งยางรองแท่นเครื่องที่ได้ทำการออกแบบ



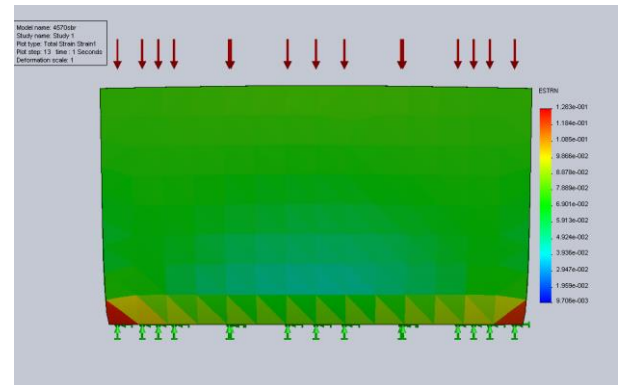
รูปที่ 14 การสั่นสะเทือนในทิศทาง θ_x , θ_y และ θ_z ของ
เครื่องยนต์ที่ติดตั้งยางรองแท่นเครื่องที่ได้ทำการออกแบบ

14. การวิเคราะห์ความล้าของยางรองแท่นเครื่องยนต์

จากผลการวิเคราะห์ค่าของ ε_{max} ที่เกิดขึ้นกับ
ยางดังแสดงในรูปที่ 15 ที่ได้ออกแบบไว้สามารถนำมา
ประมาณหาอายุความต้านทานต่อการล้าในจำนวนของ
รอบ N_f ได้จากสมการของอายุความต้านทานต่อการล้าที่
(6), (7) และ (8) ซึ่งสามารถแสดงได้ดังตารางที่ 11

ตารางที่ 11 จำนวนของรอบ N_f ได้จากสมการของอายุ
ความต้านทานของยาง NR, SBR และ CR

	NR	SBR	CR
	N_f Cycles	N_f Cycles	N_f Cycles
A	2.06×10^9	8.641×10^9	4.309×10^8
B	4.271×10^9	3.109×10^{10}	1.07×10^9
C	8.565×10^9	1.347×10^{11}	2.450×10^9
D	2.341×10^{10}	3.975×10^{11}	5.823×10^9
E	1.878×10^{11}	1.7640×10^{13}	4.646×10^{10}
F	2.662×10^{12}	1.7912×10^{15}	7.142×10^{11}



รูปที่ 15 ความเครียดที่เกิดขึ้นกับยาง SBR

จากตารางที่ 11 จะเห็นได้ว่ายางรองแท่นเครื่อง
ที่ทำมาจากยาง SBR จะมีอายุความต้านทานต่อการล้าที่
มากกว่ายาง NR และ CR เนื่องจากยางรองแท่น
เครื่องยนต์ที่ทำมาจากยาง SBR ที่ปรับปรุงคุณภาพทำให้
คุณสมบัติที่ทนต่อแรงดึง การขัดถู รวมถึงการทำให้สมบัติ
เชิงกล และเชิงพลวัตดีกว่ายางอีกสองชนิด โดยผลที่ได้
รูปแบบ F ของยางจะให้จำนวนรอบที่มากที่สุดกับยางทั้ง
สามชนิด เนื่องจากพื้นที่หน้าตัด และความสูงที่มาก ซึ่งทำ
ให้ปริมาณเนื้อยางที่ใช้มากกว่าชนิดอื่น จึงทำให้เกิด ε_{max}
น้อยส่งผลให้รอบที่ทนต่อการล้าตัวมากกว่าแบบอื่น

15. สรุปผลการศึกษา

จากผลการศึกษาการวิเคราะห์การสั่นสะเทือน
ความล้า และการออกแบบที่เหมาะสมของยางรองแท่น
เครื่องยนต์นั้นได้ผลของการวิเคราะห์การสั่นสะเทือนโดย
กำหนดให้เป้าหมายคือเกิดการสั่นสะเทือนน้อยที่สุด
ภายใต้ข้อกำหนดของระบบของระบบรองรับโดยยางรอง
แท่นเครื่องยนต์โดยมีตัวแปรในการพิจารณาคือค่าความ
แข็งของสปริงจากการหาค่าที่เหมาะสมจะได้ค่าความแข็ง
สปริง $k_{rst} = 1,414.214$ N/m และผลของแรงที่กระทำสูงสุด
ที่ค่า 3,949.4 N จากนั้นได้ทำการออกแบบของยางรอง

CST- 38

แท่นเครื่องยนต์โดยเลือกลักษณะยางที่เป็นรูปทรงสี่เหลี่ยมที่มีพื้นที่หน้าตัดที่แตกต่างกัน และหาความสูงของยางจากการนำค่า k_{rst} ที่ได้จากการคำนวณมาออกแบบโดยทำการวิเคราะห์โดยเลือกวัสดุยางที่เป็นที่นิยมนำมาสร้างเป็นยางรองแท่นเครื่องได้แก่ ยาง NR, SBR และ CR และทำการวิเคราะห์ผลจากการออกแบบโดยวิธีไฟไนต์อีลิเมนต์ของยางในรูปแบบจำลองของมุมนี้รีฟลินผลของ u_{max} , ϵ_{max} ที่เกิดจากรูปแบบของขนาดที่ได้ออกแบบไว้ค่าต่ำสุดของ $u_{max} = 0.114$ mm. เกิดที่ยาง CR ที่แบบ F ส่วนค่าต่ำสุดของ $\epsilon_{max} = 0.050$ เกิดที่ยาง SBR ที่แบบ F เช่นเดียวกัน เมื่อพิจารณาผลการวิเคราะห์การสั่นสะเทือนของยางรองแท่นเครื่องยนต์ที่ได้ทำการออกแบบ จะมีค่าการตอบสนองเชิงพลวัตใกล้เคียงกับผลที่ได้จากการหาค่าเหมาะสมสุด จากนั้นนำผลการวิเคราะห์ค่าของ ϵ_{max} ที่เกิดขึ้นกับยางมาหาอายุความต้านทานต่อการล้าในจำนวนของรอบ N_f จะเห็นได้ว่ายางรองแท่นเครื่องที่ทำมาจากยาง SBR จะมีอายุความต้านทานต่อการล้าที่มากกว่ายาง NR และ CR จากการวิจัยนี้สามารถนำวิธีการออกแบบที่ได้ไปใช้ในการออกแบบยางรองแท่นเครื่องยนต์ต่อไป

16. เอกสารอ้างอิง

[1] A. N. Gent. (1992). *Engineering with rubber*. New York, Oxford University.

[2] Y. Yu, N. G. Naganathan and R. V. Dukkipati. (2001). A literature review of automotive vehicle engine mounting systems, *Mechanism and Machine Theory*, vol.36, pp. 123-142.

[3] S. Slesongsom, j. Limtragool and S. Bureerat (2003). Multiobjective optimization of a single cylinder engine, ใน: *การประชุมวิชาการ 40 ปี คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น นวัตกรรมทางด้านวิศวกรรมสำหรับการจัดการทรัพยากรอย่างยั่งยืน*, 23-25 มกราคม 2547: คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น.

[4] ยุพา ตาวัน, ชนะ รัชศิริ และจักรพันธ์ อร่ามพงษ์พันธ์ (2553). การศึกษาขนาดของยางรองแท่นเครื่องที่มีผลต่อพฤติกรรมเชิงกลภายใต้ภาระแบบพลวัต, *วารสารวิศวกรรมฯ*. ฉบับที่ 74 ปีที่ 23, หน้า 60-74.

[5] สมบัติ พุทธจักร.(2547), *สมบัติเชิงฟิสิกส์และเชิงรีโอโลยีของยาง และเชิงวิศวกรรมของยาง*, มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์.

[6] G. T. Hahn. (1996). *Fracture safe material selection and design*. Vanderbilt University.

[7] Q. Li, J. Zhao and B. Zhao.(2009). Fatigue life prediction of a rubber mount based on test of material properties and finite element analysis, *Engineering Failure Analysis*, vol.16, pp. 2304–2310.

[8] H. R. Brown. et al.(2010), Mechanical Behavior and Fatigue Studies of Rubber Components Used in Tracked Vehicles, *Proceedings of the 2010 Ground Vehicle Systems Engineering and Technology Symposium*, Dearborn, Michigan.

[9] B. Suryatal, H. Phakatkar, K. Rajkumar and P. Thavamani.(2015). Fatigue Life Estimation of an Elastomeric Pad by ϵ -N Curve and FEA, *Journal of Surface Engineered Materials and Advanced Technology*, vol.5, pp. 85-92.

[10] พงษ์ธร แซ่อูย.(2548), *ยาง: ชนิด สมบัติ และการใช้งาน*, ศูนย์เทคโนโลยีโลหะและวัสดุแห่งชาติ (MTEC).

[11] J. A. Snyman, P. S. Heyns and P. J. Vermeulen. (1995). Vibration isolation of a mounted engine through optimization, *Mechanism and Machine Theory*, vol.30(No.1), pp.109-118.

[12] Mechanical vibration and shock, Resilient mounting systems, Part 1, Technical information to be exchanged for the application of isolation systems, ISO 2017-1:2005.