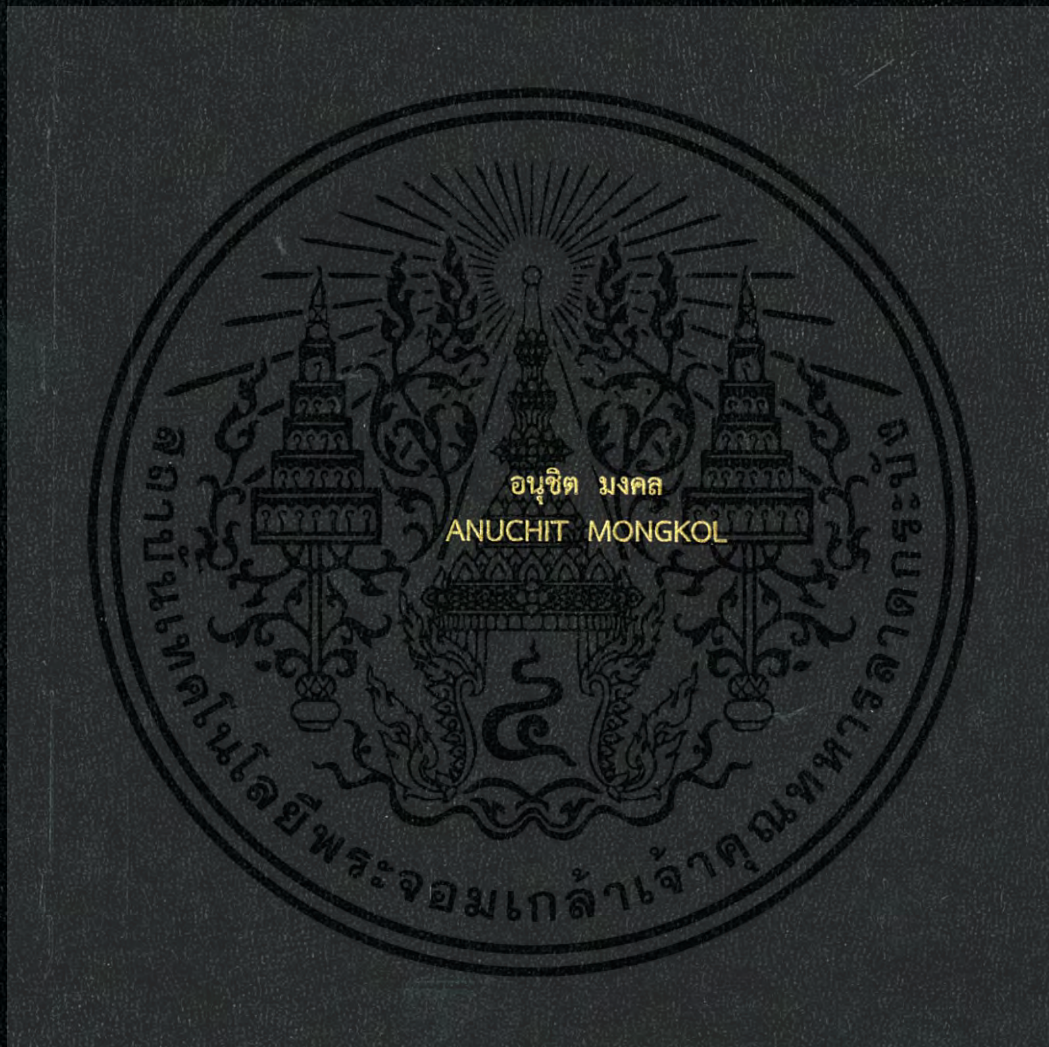


การวิเคราะห์ความเค้นและการโก่งเดาะของแม่แรงรถยนต์
ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

Analysis of Scissor Car Jack Stress and Buckling
Using Finite Element Method



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ.2560

KMITL-2017-EN-M-030-028

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การวิเคราะห์ความเค้นและการโก่งเดาะของแม่แรงรถยนต์
ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

Analysis of Scissor Car Jack Stress and Buckling
Using Finite Element Method



T148768

อนุชิต มงคล
ANUCHIT MONGKOL

เลขหมู่ 148768
เลขทะเบียน 23 ๗๑, 2560
วันเดือนปี

b. 00267082
i.

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
พ.ศ.2560
KMITL-2017-EN-M-030-028

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Analysis of Scissor Car Jack Stress and Buckling
Using Finite Element Method



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENTS FOR THE DEGREE OF
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2017
KMITL-2017-EN-M-030-028

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2017

FACULTY OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ใบรับรองวิทยานิพนธ์

หัวข้อวิทยานิพนธ์ การวิเคราะห์ความเค้นและการโก่งเดาะของแม่แรงรถยนต์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์
Thesis Title Analysis of Scissor Car Jack Stress and Buckling Using Finite Element Method
นักศึกษา นายอนุชิต มงคล
รหัสประจำตัว 55610911
ปริญญา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ผศ.ดร.มนต์ศักดิ์ พิมสาร
หมายเลขวิทยานิพนธ์ KMITL-2017-EN-M-030-028

| คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ | ลายมือชื่อ |
|------------------------------|--|
| ผศ.ดร.ฐิตะพล หุยนันทน์ |  |
| รศ.ดร.จำลอง ปราบแก้ว |  |
| รศ.ดร.จารุวัตร เจริญสุข |  |
| ผศ.ดร.เอกพจน์ ตันตราภิววัฒน์ |  |
| ผศ.ดร.มนต์ศักดิ์ พิมสาร |  |

วัน / เดือน / ปี ที่สอบ วันจันทร์ที่ 15 พฤษภาคม พ.ศ. 2560 เวลา 10.00-12.00 น.
สถานที่สอบ ณ อาคาร A ชั้น 5 ห้องประชุม 3

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

คณะวิศวกรรมศาสตร์ รับรองแล้ว


(รองศาสตราจารย์ ดร. คมสัน มาลีสี)

คณบดี คณะวิศวกรรมศาสตร์

วันที่ 15 พฤษภาคม พ.ศ. 2560

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใดได้เห็นว่าใบนี้เกี่ยวข้องกับงานด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

| | |
|-----------------------------|---|
| หัวข้อวิทยานิพนธ์ | การวิเคราะห์ความเค้นและการโก่งเดาะของแม่แรงรถยนต์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ |
| นักศึกษา | นายอนุชิต มงคล |
| รหัสประจำตัว | 55610911 |
| ปริญญา | วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต |
| สาขาวิชา | วิศวกรรมเครื่องกล |
| พ.ศ. | 2560 |
| อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ | ผศ.ดร. มนต์ศักดิ์ พิมสาร |

บทคัดย่อ

แม่แรงรถยนต์สามารถแบ่งออกเป็น 3 ประเภท คือ แม่แรงแบบไฮดรอลิก แม่แรงแบบกลไก ขับเคลื่อนด้วยมือและแม่แรงแบบกลไกขับเคลื่อนด้วยไฟฟ้า แม่แรงแบบกลไกขับเคลื่อนด้วยมือ เช่น แม่แรงแบบกรรไกรเป็นที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลาย เพราะมีน้ำหนักเบาและขนาดกะทัดรัด การผลิตแม่แรงชนิดนี้ต้นทุนส่วนหนึ่งมาจากวัสดุเหล็ก ซึ่งมีน้ำหนักค่อนข้างมากทำให้ค่าใช้จ่ายในการขนส่งมีค่าสูงตามไปด้วย ดังนั้นงานวิจัยนี้นำเสนอวิธีการลดมวลของแม่แรงด้วยวิธีการ 2 วิธีดังนี้ คือ (1) การลดความเค้นที่เกิดขึ้นในชิ้นส่วนแขนของแม่แรง (2) การเพิ่มค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะของแขนแม่แรง

การลดความเค้นที่เกิดขึ้นในชิ้นส่วนแขนของแม่แรงแบบกรรไกร เริ่มต้นด้วยการวิเคราะห์การเคลื่อนที่ของแม่แรง โดยชิ้นส่วนต่างๆของแม่แรงจะถือว่าเป็นวัตถุแข็งเกร็งรับน้ำหนักที่ค่าต่างๆ ด้วยกรรมวิธีพลศาสตร์มิติบอดีเพื่อหาแรงปฏิกิริยาที่เกิดขึ้นที่ข้อต่อที่ความสูงการยกค่าตั้งแต่ 183 - 320 มิลลิเมตร จากนั้นนำแรงปฏิกิริยาที่ได้ไปทำการวิเคราะห์ความเค้นในแต่ละชิ้นส่วนของแม่แรงด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ผลของความเค้นที่ได้จากการวิเคราะห์ถูกนำมาเปรียบเทียบกับผลลัพธ์จากการทดลอง จากการเปรียบเทียบผลลัพธ์จากทั้งสองวิธีพบว่าให้ผลลัพธ์ของความเค้นที่สอดคล้องและเป็นไปในทางเดียวกัน จากนั้นทำการปรับขนาดความกว้างและความยาวสันของแม่แรงและนำมาวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แล้วนำมาเปรียบเทียบกับผลเดิม พบว่าค่าความเค้นที่เกิดขึ้นลดลงจากเดิมเพียง 1.15 - 4.93 เปอร์เซ็นต์และมีแนวโน้มไม่แน่นอน ดังนั้นการปรับขนาดสันเพื่อเพิ่มความแข็งแรงไม่สามารถใช้เป็นแนวทางในการออกแบบลดมวลแม่แรงได้

การเพิ่มค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะของแขนแม่แรง ในตอนเริ่มต้นได้ทำการวิเคราะห์แรงวิกฤติของการโก่งเดาะของแขนแม่แรงด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ แบบไม่เชิงเส้น (Nonlinear Analysis) และการทดสอบจริง พบว่าแนวโน้มความสัมพันธ์ระหว่างระยะการกดและแรงที่เกิดขึ้นเป็นไปในแนวทางเดียวกัน ต่อมาได้ทำการการปรับระยะความกว้างและความยาวสันแม่แรง พบว่าค่าแรงวิกฤติที่เกิดขึ้นแตกต่างจากเดิมเพียง 0.18 - 1.58 เปอร์เซ็นต์ จึงได้เพิ่มจำนวนสันเป็น 2 สันและปรับเปลี่ยนความยาวสัน 92 - 124 มิลลิเมตร พบว่าผลจากการเพิ่มจำนวนสันเป็น 2 สันและปรับเพิ่มระยะความยาวสัน ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะมีค่าเพิ่มขึ้น โดยระยะความยาวสัน 124 มิลลิเมตร ให้ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะเพิ่มขึ้นมากที่สุด 8.94 เปอร์เซ็นต์ จากนั้นจึงทำการปรับลดความหนาแขนแม่แรงลง 20 เปอร์เซ็นต์ จาก 2 มิลลิเมตร เป็น 1.6 มิลลิเมตร ส่งผลให้มวลลดลง 15

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เปอร์เซ็นต์ แต่ยังสามารถให้ค่าแรงวิกฤติโก่งเตาะเท่าเดิม ดังนั้นการเพิ่มจำนวนและความยาวนาน
สามารถเป็นแนวทางในการออกแบบลดมวลของแม่แรงได้

คำหลัก: แม่แรงรถยนต์ การวิเคราะห์ความเค้น การโก่งเตาะ การลดมวล



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

| | |
|-----------------------|--|
| Thesis | Analysis of Scissor Car Jack Stress and Buckling Using Finite Element Method |
| Student | Mr. Anuchit Mongkol |
| Student ID. | 55610911 |
| Degree | Master of Engineering |
| Program | Mechanical Engineering |
| Year | 2017 |
| Thesis Advisor | Asst. Prof. Dr. Monsak Pimsarn |

ABSTRACT

Passenger car jacks can be classified, based on the driving input, in three types, hydraulic, manual mechanism and electric mechanism. The scissor car jack, a manual mechanism, is the most widely used because it is lightweight and compact. The manufacturing cost of this passenger car jack is partly from the carbon steel material which is heavy and this results in high transportation cost. Therefore, this research presents the two methods which were employed to reduce the scissor car jack mass. These methods are (1) the stress reduction of scissor car jack link and (2) the buckling load enhancement of scissor car jack link.

In the first method, at first, the dynamic analysis of a scissor car jack, treated as a rigid body system with connecting joints, was numerically performed to evaluate the reaction forces at the joints. The jack strokes were varied from 183 to 320 mm. Later, the calculated reaction forces were employed in the finite element model to investigate the stress distribution in each body. The stress results obtained from finite element method were compared with experimental results. It was found that the stress results from both methods were consistent and have the same trend. Then, the jack link rib width and length were adjusted and analyzed using finite element method. The results were compared with the original stress value and it was found that the stress was reduced by 1.15 to 4.93 percent and the trend was not consistent. Therefore, this method cannot be used as a guideline to reduce the mass.

In the second method, first, the buckling load analysis using finite element method with nonlinear analysis technique and experiment were carried out. The buckling load results obtained from both methods were compared and found to be consistent and have the same trend. Later, the rib of jack link width and length were adjusted and analyzed using finite element method. The obtained results were compared with the original results and found to be differed by 0.18 to 1.58 percent. Then, the jack link rib was increased from 1 to 2 and the rib length was varied from

92 -124 mm. It was found that, by increasing the rib from 1 to 2 and increasing the rib length, the buckling load was increased. The highest value was obtained when the rib length is 124 mm and the buckling load was increased by 8.94 percent. Later, the jack link thickness was reduced from 2 mm to 1.6, about 20 percent reduction and 15 percent reduction of mass, but the buckling load is still the same with the original result. Therefore, this method can be used as a guideline for design of scissor car jack to reduce its mass.

Keywords: passenger car jack, stress analysis, buckling, mass reduction



กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จได้ด้วยความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา ผศ.ดร.มนต์ศักดิ์ พิมสาร ที่ให้ความช่วยเหลือ แนะนำสั่งสอน ให้คำชี้แนะ ช่วยแก้ปัญหาตลอดจนให้ความรู้และประการณที่ดีแก่ข้าพเจ้า วิทยานิพนธ์เล่มนี้คงสำเร็จไม่ได้อย่างแน่นอน ถ้าไม่รับการชี้แนะและขัดเกลาทั้งด้านวิชาการและประสบการณ์จาก ผศ.ดร.มนต์ศักดิ์ พิมสาร จึงกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้

ขอขอบพระคุณคณาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังทุกท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ จนก่อให้เกิดประโยชน์อย่างมากทั้งในการทำงานและการศึกษา

ขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมโยธา คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังที่ให้ความอนุเคราะห์เจ้าหน้าที่และเครื่องมือในการทดสอบ จนทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้มีความสมบูรณ์และสำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

ขอขอบคุณบริษัทไทยซัมมิต โอโตพาร์ท อินดัสตรี จำกัด ที่ให้การสนับสนุนการสนับสนุนข้อมูลต่างๆของแม่แรงเพื่อใช้ในการวิจัยนี้

ขอขอบพระคุณกรรมการสอบหัวข้อและโครงร่างวิทยานิพนธ์ที่ได้กรุณาให้คำแนะนำตลอดจนข้อชี้แนะ จนในที่สุดทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลงได้

สุดท้ายขอขอบพระคุณบิดามารดาที่มอบชีวิตและอบรมสั่งสอนด้วยความรักและความเอาใจใส่อย่างดีที่สุดและสนับสนุนให้ได้มีโอกาสในการศึกษาตั้งแต่เยาว์วัยจนถึงปัจจุบัน ขอขอบคุณครอบครัวของข้าพเจ้าที่เป็นกำลังใจในการศึกษาครั้งนี้เสมอมา สำหรับคุณงามความดีอันใดที่เกิดจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้กับบิดามารดา ซึ่งเป็นที่รักและเคารพยิ่ง

อนุชิต มงคล

สารบัญ

| | หน้า |
|---|------|
| บทคัดย่อภาษาไทย..... | I |
| บทคัดย่อภาษาอังกฤษ..... | III |
| กิตติกรรมประกาศ..... | V |
| สารบัญ..... | VI |
| สารบัญตาราง..... | X |
| สารบัญรูป..... | XI |
| บทที่ 1 บทนำ..... | 1 |
| 1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา..... | 1 |
| 1.2 วัตถุประสงค์ของการทำวิจัย..... | 2 |
| 1.3 ขอบเขตของการศึกษา..... | 2 |
| 1.4 ขั้นตอนการศึกษา..... | 2 |
| 1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ..... | 2 |
| บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์..... | 3 |
| บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง..... | 6 |
| 3.1 แม่แรง..... | 6 |
| 3.1.1 แม่แรงแบบไฮดรอลิค..... | 6 |
| 3.1.2 แม่แรงแบบกลไกขับเคลื่อนด้วยมือ..... | 6 |
| 3.1.3 ส่วนประกอบแม่แรงแบบกลไกขับเคลื่อนด้วยมือ..... | 7 |
| 3.1.4 แม่แรงแบบกลไกขับเคลื่อนด้วยไฟฟ้า..... | 8 |
| 3.2 วิธีพลศาสตร์มีสติบอดี้..... | 8 |
| 3.2.1 สมการการเชื่อมต่อ..... | 9 |
| 3.2.2 สมการการเคลื่อนที่..... | 14 |
| 3.3 ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์..... | 15 |
| 3.3.1 ความสัมพันธ์ความเค้นกับความเครียด..... | 16 |
| 3.3.2 ความสัมพันธ์ความเครียดกับการกระจัด..... | 16 |
| 3.4 การโค้งเดาะ..... | 18 |
| 3.4.1 แรงกระทำวิกฤติ..... | 18 |
| 3.4.2 เสาคูดมคตที่มีฐานรองรับแบบหมุด..... | 20 |
| บทที่ 4 วิธีดำเนินการวิจัย..... | 25 |
| 4.1 บทนำ..... | 25 |
| 4.2 แบบจำลอง 3 มิติของแม่แรง..... | 26 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

| | หน้า |
|--|------|
| 4.3 การวิเคราะห์แม่แรงด้วยวิธีพลศาสตร์มัลติบอดี..... | 26 |
| 4.3.1 ขั้นตอนในการวิเคราะห์ด้วยวิธีพลศาสตร์มัลติบอดี..... | 26 |
| 4.3.2 การกำหนดความสัมพันธ์แบบข้อต่อและแบบสัมผัสระหว่างชิ้นงาน..... | 27 |
| 4.4 การวิเคราะห์ความเค้นด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์..... | 28 |
| 4.4.1 การหาค่าคุณสมบัติของชิ้นงาน..... | 28 |
| 4.4.2 ขั้นตอนในการวิเคราะห์ความเค้นด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์..... | 29 |
| 4.4.3 การตรวจสอบความเหมาะสมของขนาดเอลิเมนต์ (Convergence)..... | 30 |
| 4.5 การทดสอบการรับน้ำหนักของแม่แรง..... | 31 |
| 4.5.1 อุปกรณ์การทดสอบ..... | 31 |
| 4.5.2 การติดตั้งเตรนเกจ..... | 32 |
| 4.5.3 วิธีการทดสอบ..... | 32 |
| 4.6 การทดสอบการโก่งเดาะของแขนแม่แรง..... | 33 |
| 4.6.1 วิธีการวิเคราะห์โดยการทดสอบ..... | 33 |
| 4.6.2 การทดสอบการกดแขนของแม่แรงด้วยเครื่อง UTM..... | 34 |
| 4.7 การวิเคราะห์การโก่งเดาะด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์..... | 34 |
| 4.7.1 การวิเคราะห์การโก่งเดาะด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แบบเชิงเส้น..... | 34 |
| 4.7.2 การวิเคราะห์การโก่งเดาะด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แบบไม่เชิงเส้น..... | 35 |
| 4.8 การปรับระยะสั้นของแขนแม่แรง..... | 36 |
| 4.8.1 การปรับระยะความกว้างสั้นของแขนแม่แรง..... | 37 |
| 4.8.2 การปรับระยะความยาวสั้นของแขนแม่แรง..... | 38 |
| 4.8.3 การปรับระยะความยาวสั้นของแขนแม่แรงแบบ 2 สัน..... | 39 |
| บทที่ 5 ผลการทดลองและการวิเคราะห์..... | 41 |
| 5.1 ผลการวิเคราะห์จากแบบจำลองด้วยวิธีพลศาสตร์มัลติบอดี..... | 41 |
| 5.1.1 ผลการวิเคราะห์แรงกระทำที่ข้อต่อของ Arm Lower(Right)..... | 42 |
| 5.1.2 ผลการวิเคราะห์แรงกระทำที่ข้อต่อของ Arm Upper(Right)..... | 42 |
| 5.1.3 ผลการวิเคราะห์แรงกระทำที่ข้อต่อของ Arm Upper(Left)..... | 43 |
| 5.1.4 ผลการวิเคราะห์แรงกระทำที่ข้อต่อของ Arm Lower(Left)..... | 43 |
| 5.1.5 ผลการวิเคราะห์แรงกระทำที่ผิวสัมผัสของแขนแม่แรง..... | 44 |
| 5.2 ผลการวิเคราะห์ความเค้นด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์..... | 46 |
| 5.3 ผลการทดสอบการรับน้ำหนักของแม่แรง..... | 48 |
| 5.4 ผลการเปรียบเทียบการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับผลการทดลอง..... | 48 |

สารบัญ (ต่อ)

| | หน้า |
|--|------|
| 5.5 ผลการปรับระยะสั้นและวิเคราะห์ความเค้นด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์..... | 51 |
| 5.5.1 ผลการปรับระยะความกว้างสั้นของแขนแม่แรง..... | 51 |
| 5.5.2 ผลการปรับระยะความยาวสั้นของแขนแม่แรง..... | 52 |
| 5.6 ผลการทดสอบการโก่งเดาะโดยการทดลอง..... | 52 |
| 5.7 ผลการวิเคราะห์การโก่งเดาะด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์..... | 54 |
| 5.7.1 ผลการวิเคราะห์การโก่งเดาะด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แบบเชิงเส้น..... | 54 |
| 5.7.2 ผลการวิเคราะห์การโก่งเดาะด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แบบไม่เชิงเส้น..... | 55 |
| 5.8 เปรียบเทียบการวิเคราะห์การโก่งเดาะด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับ การทดสอบ..... | 56 |
| 5.9 ผลการปรับระยะความกว้างสั้นของแม่แรง..... | 57 |
| 5.9.1 การปรับระยะความกว้างสั้นของแขนแม่แรง 6 มิลลิเมตร..... | 57 |
| 5.9.2 การปรับระยะความกว้างสั้นของแขนแม่แรง 8 มิลลิเมตร..... | 58 |
| 5.9.3 การปรับระยะความกว้างสั้นของแขนแม่แรง 10 มิลลิเมตร..... | 59 |
| 5.9.4 การปรับระยะความกว้างสั้นของแขนแม่แรง 12 มิลลิเมตร..... | 60 |
| 5.10 ผลการปรับระยะความยาวสั้นของแม่แรง..... | 61 |
| 5.10.1 การปรับระยะความยาวสั้นของแขนแม่แรง 92 มิลลิเมตร..... | 62 |
| 5.10.2 การปรับระยะความยาวสั้นของแขนแม่แรง 100 มิลลิเมตร..... | 63 |
| 5.10.3 การปรับระยะความยาวสั้นของแขนแม่แรง 108 มิลลิเมตร..... | 64 |
| 5.10.4 การปรับระยะความยาวสั้นของแขนแม่แรง 116 มิลลิเมตร..... | 64 |
| 5.10.5 การปรับระยะความยาวสั้นของแขนแม่แรง 124 มิลลิเมตร..... | 65 |
| 5.11 การเปรียบเทียบผลการวิเคราะห์ขนาดความกว้างและความยาวสั้นแม่แรง..... | 66 |
| 5.11.1 การเปรียบเทียบผลการวิเคราะห์ขนาดความกว้างสั้นแม่แรง..... | 66 |
| 5.11.2 การเปรียบเทียบผลการวิเคราะห์ขนาดความยาวสั้นแม่แรง..... | 67 |
| 5.12 ผลการปรับจำนวนสั้นเป็น 2 สั้น และปรับระยะความยาวสั้น | 69 |
| 5.12.1 สั้นของแขนแม่แรง 2 สั้นและระยะความยาว 92 มิลลิเมตร..... | 69 |
| 5.12.2 สั้นของแขนแม่แรง 2 สั้นและระยะความยาว 100 มิลลิเมตร..... | 70 |
| 5.12.3 สั้นของแขนแม่แรง 2 สั้นและระยะความยาว 108 มิลลิเมตร..... | 71 |
| 5.12.4 สั้นของแขนแม่แรง 2 สั้นและระยะความยาว 116 มิลลิเมตร..... | 72 |
| 5.12.5 สั้นของแขนแม่แรง 2 สั้นและระยะความยาว 124 มิลลิเมตร..... | 73 |
| 5.12.6 การเปรียบเทียบผลการวิเคราะห์ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะของสั้น แม่แรง 2 สั้น..... | 74 |
| 5.13 ผลการลดความหนาของแขนแม่แรง..... | 74 |

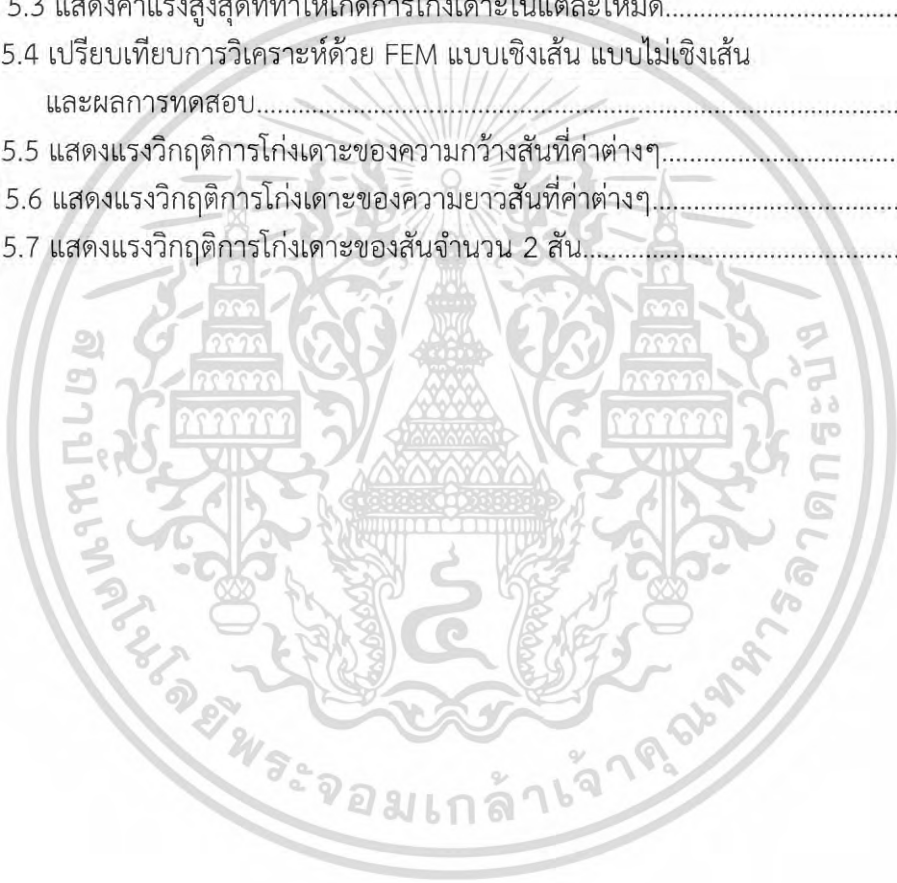
สารบัญ (ต่อ)

| | หน้า |
|--|------|
| บทที่ 6 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ | 76 |
| 6.1 การวิเคราะห์ความเค้นด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์..... | 76 |
| 6.2 การวิเคราะห์การโก่งเดาะด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์..... | 77 |
| 6.3 ข้อเสนอแนะ..... | 78 |
| | |
| เอกสารอ้างอิง..... | 79 |
| | |
| ภาคผนวก..... | 80 |
| | |
| ภาคผนวก ก บทความวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์..... | 81 |
| | |
| ภาคผนวก ข การคำนวณหาค่าโมดูลัสของสภาพยืดหยุ่น..... | 91 |
| | |
| ประวัติผู้เขียน..... | 95 |



สารบัญตาราง

| ตารางที่ | หน้า |
|---|------|
| ตารางที่ 3.1 แสดงชื่อส่วนประกอบของแม่แรงแบบแพนโทกราฟและหมายเลขของชิ้นส่วนสัมพันธ์กับรูปที่ 3.3..... | 8 |
| ตารางที่ 4.1 แสดงหมายเลขและความสัมพันธ์ระหว่างชิ้นงาน 2 ชิ้นงาน..... | 27 |
| ตารางที่ 4.2 แสดงคุณสมบัติวัสดุ | 28 |
| ตารางที่ 5.1 แสดงแรงกระทำในแกน x และ y ที่ระดับการยกต่างๆ ของแม่แรง..... | 45 |
| ตารางที่ 5.2 แสดงค่าความเครียดที่วัดได้จากการทดสอบ..... | 48 |
| ตารางที่ 5.3 แสดงค่าแรงสูงสุดที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะในแต่ละโหนด..... | 55 |
| ตารางที่ 5.4 เปรียบเทียบการวิเคราะห์ด้วย FEM แบบเชิงเส้น แบบไม่เชิงเส้น และผลการทดสอบ..... | 56 |
| ตารางที่ 5.5 แสดงแรงวิกฤติการโก่งเดาะของความกว้างสันที่ค่าต่างๆ..... | 67 |
| ตารางที่ 5.6 แสดงแรงวิกฤติการโก่งเดาะของความยาวสันที่ค่าต่างๆ..... | 68 |
| ตารางที่ 5.7 แสดงแรงวิกฤติการโก่งเดาะของสันจำนวน 2 สัน..... | 74 |



สารบัญรูป

| รูปที่ | หน้า |
|--|------|
| รูปที่ 3.1 แม่แรงแบบไฮดรอลิค..... | 6 |
| รูปที่ 3.2 แม่แรงแบบแพนโทกราฟ..... | 7 |
| รูปที่ 3.3 ส่วนประกอบของแม่แรงแบบกลไกขับเคลื่อนด้วยมือ..... | 7 |
| รูปที่ 3.4 แม่แรงแบบกลไกขับเคลื่อนด้วยไฟฟ้า..... | 8 |
| รูปที่ 3.5 รถแบคโฮ (Hydraulic excavator)..... | 9 |
| รูปที่ 3.6 ข้อต่อแบบ 2 มิติ..... | 10 |
| รูปที่ 3.7 แสดงข้อต่อแบบ 3 มิติ..... | 11 |
| รูปที่ 3.8 แสดงข้อต่อแบบ 3 มิติ..... | 12 |
| รูปที่ 3.9 แสดงข้อต่อแบบ 3 มิติ..... | 13 |
| รูปที่ 3.10 การแบ่งรูปร่างลักษณะของโครงสร้างออกเป็นเอลิเมนต์ย่อยๆ..... | 15 |
| รูปที่ 3.11 การเปลี่ยนรูปร่างของเอลิเมนต์..... | 17 |
| รูปที่ 3.12 แรงกระทำที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะ..... | 19 |
| รูปที่ 3.13 แสดงแรงกระทำต่อแท่งและสปริง..... | 19 |
| รูปที่ 3.14 สภาวะสมดุล..... | 20 |
| รูปที่ 3.15 เสาอุดมคติที่มีฐานรองรับแบบหมุด..... | 21 |
| รูปที่ 3.16 โมเมนต์ภายในเสากับรูปทรงการทรุดตัว..... | 22 |
| รูปที่ 3.17 เสาที่มีหน้าตัดรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า..... | 24 |
| รูปที่ 4.1 แผนภาพแสดงขั้นตอนการดำเนินงาน..... | 25 |
| รูปที่ 4.2 แบบจำลอง 3 มิติ ของแม่แรงรถยนต์นั่งส่วนบุคคล..... | 26 |
| รูปที่ 4.3 ตำแหน่งความสัมพันธ์ของชิ้นส่วนแม่แรง..... | 27 |
| รูปที่ 4.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ ความเค้น - ความเครียดของวัสดุ..... | 28 |
| รูปที่ 4.5 การกำหนดสภาวะขอบและแรงกระทำในแต่ละแขนของแม่แรง..... | 29 |
| รูปที่ 4.6 แสดงการแบ่งเอลิเมนต์ของ Arm Lower (Right)..... | 29 |
| รูปที่ 4.7 การลู่อเข้าระยะการเบี่ยงเบนกับจำนวนเอลิเมนต์..... | 30 |
| รูปที่ 4.8 แสดงเครื่องมือและอุปกรณ์การทดสอบ..... | 31 |
| รูปที่ 4.9 แสดงตำแหน่งภาพการติดตั้งสเตรนเกจ..... | 32 |
| รูปที่ 4.10 แสดงแผนผังเครื่องมือและอุปกรณ์การทดสอบ..... | 33 |
| รูปที่ 4.11 แสดงการทดสอบการกดแขนของแม่แรง..... | 33 |
| รูปที่ 4.12 แสดงการทดสอบด้วยเครื่อง UTM..... | 34 |
| รูปที่ 4.13 แสดงสภาวะขอบการวิเคราะห์ FEM แบบเชิงเส้น..... | 35 |
| รูปที่ 4.14 แสดงสภาวะขอบการวิเคราะห์ FEM แบบไม่เชิงเส้น..... | 36 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา XI ต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

| รูปที่ | หน้า |
|---|------|
| รูปที่ 4.15 แสดงตำแหน่งของค่า H W และ T ของสันแม่แรง..... | 37 |
| รูปที่ 4.16 แสดงระยะความกว้างสันเท่ากับ 6 มิลลิเมตร..... | 37 |
| รูปที่ 4.17 แสดงระยะความกว้างสันเท่ากับ 8 มิลลิเมตร..... | 37 |
| รูปที่ 4.18 แสดงระยะความกว้างสันเท่ากับ 10 มิลลิเมตร..... | 38 |
| รูปที่ 4.19 แสดงระยะความกว้างสันเท่ากับ 12 มิลลิเมตร..... | 38 |
| รูปที่ 4.20 แสดงระยะความยาวสันเท่ากับ 92 มิลลิเมตร..... | 38 |
| รูปที่ 4.21 แสดงระยะความยาวสันเท่ากับ 100 มิลลิเมตร..... | 38 |
| รูปที่ 4.22 แสดงระยะความยาวสันเท่ากับ 108 มิลลิเมตร..... | 39 |
| รูปที่ 4.23 แสดงระยะความยาวสันเท่ากับ 116 มิลลิเมตร..... | 39 |
| รูปที่ 4.24 แสดงระยะความยาวสันเท่ากับ 124 มิลลิเมตร..... | 39 |
| รูปที่ 4.25 แสดงจำนวน 2 สัน ที่ระยะความยาวสันเท่ากับ 92 มิลลิเมตร..... | 39 |
| รูปที่ 4.26 แสดงจำนวน 2 สัน ที่ระยะความยาวสันเท่ากับ 100 มิลลิเมตร..... | 40 |
| รูปที่ 4.27 แสดงจำนวน 2 สัน ที่ระยะความยาวสันเท่ากับ 108 มิลลิเมตร..... | 40 |
| รูปที่ 4.28 แสดงจำนวน 2 สัน ที่ระยะความยาวสันเท่ากับ 116 มิลลิเมตร..... | 40 |
| รูปที่ 4.29 แสดงจำนวน 2 สัน ที่ระยะความยาวสันเท่ากับ 124 มิลลิเมตร..... | 40 |
| รูปที่ 5.1 ผังโครงสร้างอิสระแรงที่กระทำในแต่ละแขนของแม่แรง..... | 41 |
| รูปที่ 5.2 แสดงแรงที่กระทำกับข้อต่อของ Arm Lower (Right)..... | 42 |
| รูปที่ 5.3 แสดงแรงที่กระทำกับข้อต่อของ Arm Upper (Right)..... | 42 |
| รูปที่ 5.4 แสดงแรงที่กระทำกับข้อต่อของ Arm Upper (Left)..... | 43 |
| รูปที่ 5.5 แสดงแรงที่กระทำกับข้อต่อของ Arm Lower (Left)..... | 43 |
| รูปที่ 5.6 แสดงแรงที่กระทำระหว่างผิวสัมผัสของแขนแม่แรง..... | 44 |
| รูปที่ 5.7 แสดงความเค้นของแขนแม่แรงที่ stroke 183 มิลลิเมตร..... | 46 |
| รูปที่ 5.8 แสดงความเค้นของแขนแม่แรงที่ stroke 230 มิลลิเมตร..... | 46 |
| รูปที่ 5.9 แสดงความเค้นของแขนแม่แรงที่ stroke 270 มิลลิเมตร..... | 47 |
| รูปที่ 5.10 แสดงความเค้นของแขนแม่แรงที่ stroke 320 มิลลิเมตร..... | 47 |
| รูปที่ 5.11 แสดงการเปรียบเทียบการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับผลการทดลอง ของ Arm Lower (Right)..... | 49 |
| รูปที่ 5.12 แสดงการเปรียบเทียบการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับผลการทดลอง ของ Arm Upper (Right)..... | 49 |
| รูปที่ 5.13 แสดงการเปรียบเทียบการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับผลการทดลอง ของ Arm Upper (Left)..... | 50 |
| รูปที่ 5.14 แสดงการเปรียบเทียบการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับผลการทดลอง ของ Arm Lower (Left)..... | 50 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา XII ต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

| รูปที่ | หน้า |
|--|------|
| รูปที่ 5.15 แสดงความเค้นที่เกิดขึ้นและตำแหน่งของการเปรียบเทียบ..... | 51 |
| รูปที่ 5.16 แสดงความสัมพันธ์ของความเค้นในตำแหน่งที่ 1-5 และความกว้างของสัน..... | 51 |
| รูปที่ 5.17 แสดงความสัมพันธ์ของความเค้นในตำแหน่งที่ 1-5 และความยาวของสัน..... | 52 |
| รูปที่ 5.18 แสดงแขนของแม่แรงก่อนและหลังการทดสอบ..... | 53 |
| รูปที่ 5.19 แสดงกราฟผลทดสอบแสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงกดและระยะการเคลื่อนที่ ของหัวกด..... | 53 |
| รูปที่ 5.20 การเปลี่ยนแปลงรูปร่างในแต่ละโหมดของการโก่งเดาะ..... | 54 |
| รูปที่ 5.21 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงกดและระยะการเคลื่อนที่ของหัวกด..... | 55 |
| รูปที่ 5.22 แสดงการเสียรูปจากการวิเคราะห์ด้วย FEM..... | 56 |
| รูปที่ 5.23 แสดงการเปรียบเทียบการวิเคราะห์การโก่งเดาะด้วย FEM เปรียบเทียบกับ การทดสอบ..... | 57 |
| รูปที่ 5.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของความกว้างสัน 6 มิลลิเมตร..... | 58 |
| รูปที่ 5.25 แสดงการเสียรูปจากการกดของความกว้างสัน 6 มิลลิเมตร..... | 58 |
| รูปที่ 5.26 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของความกว้างสัน 8 มิลลิเมตร..... | 59 |
| รูปที่ 5.27 แสดงการเสียรูปจากการกดของความกว้างสัน 8 มิลลิเมตร..... | 59 |
| รูปที่ 5.28 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของความกว้างสัน 10 มิลลิเมตร..... | 60 |
| รูปที่ 5.29 แสดงการเสียรูปจากการกดของความกว้างสัน 10 มิลลิเมตร..... | 60 |
| รูปที่ 5.30 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของความกว้างสัน 12 มิลลิเมตร..... | 61 |
| รูปที่ 5.31 แสดงการเสียรูปจากการกดของความกว้างสัน 12 มิลลิเมตร..... | 61 |
| รูปที่ 5.32 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของความยาวสัน 92 มิลลิเมตร..... | 62 |
| รูปที่ 5.33 แสดงการเสียรูปจากการกดของความยาวสัน 92 มิลลิเมตร..... | 62 |
| รูปที่ 5.34 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของความยาวสัน 100 มิลลิเมตร..... | 63 |
| รูปที่ 5.35 แสดงการเสียรูปจากการกดของความยาวสัน 100 มิลลิเมตร..... | 63 |
| รูปที่ 5.36 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของความยาวสัน 116 มิลลิเมตร..... | 64 |
| รูปที่ 5.37 แสดงการเสียรูปจากการกดของความยาวสัน 116 มิลลิเมตร..... | 65 |
| รูปที่ 5.38 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของความยาวสัน 124 มิลลิเมตร..... | 65 |
| รูปที่ 5.39 แสดงการเสียรูปจากการกดของความยาวสัน 124 มิลลิเมตร..... | 66 |
| รูปที่ 5.40 แสดงแรงสูงสุดที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะของการปรับระยะความกว้างสัน..... | 67 |
| รูปที่ 5.41 แสดงแรงสูงสุดที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะของการปรับระยะความยาวสัน..... | 68 |
| รูปที่ 5.42 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของสันจำนวน 2 สันที่ความยาว 92 มิลลิเมตร..... | 69 |
| รูปที่ 5.43 แสดงการเสียรูปจากการกดของสันจำนวน 2 สันที่ความยาว 92 มิลลิเมตร..... | 69 |

สารบัญรูป (ต่อ)

| รูปที่ | หน้า |
|--|------|
| รูปที่ 5.44 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของสันจำนวน 2 สันที่ความยาว 100 มิลลิเมตร..... | 70 |
| รูปที่ 5.45 แสดงการเสียรูปจากการกดของสันจำนวน 2 สันที่ความยาว 100 มิลลิเมตร..... | 70 |
| รูปที่ 5.46 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของสันจำนวน 2 สันที่ความยาว 108 มิลลิเมตร..... | 71 |
| รูปที่ 5.47 แสดงการเสียรูปจากการกดของสันจำนวน 2 สันที่ความยาว 108 มิลลิเมตร..... | 71 |
| รูปที่ 5.48 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของสันจำนวน 2 สันที่ความยาว 116 มิลลิเมตร..... | 72 |
| รูปที่ 5.49 แสดงการเสียรูปจากการกดของสันจำนวน 2 สันที่ความยาว 116 มิลลิเมตร..... | 72 |
| รูปที่ 5.50 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของสันจำนวน 2 สันที่ความยาว 124 มิลลิเมตร..... | 73 |
| รูปที่ 5.51 แสดงการเสียรูปจากการกดของสันจำนวน 2 สันที่ความยาว 124 มิลลิเมตร..... | 73 |
| รูปที่ 5.52 แสดงค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะที่ความหนาต่างๆ ของแกนแม่แรง..... | 75 |

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา

ในปัจจุบันอุตสาหกรรมรถยนต์มีการขยายตัวและเติบโตเป็นอย่างมาก โดยประเทศไทยมีการผลิตรถยนต์ในประเทศออกมาปีละหลายแสนคัน ซึ่งปริมาณการผลิตรถยนต์ที่มีจำนวนมากนี้จะมีผลเกี่ยวเนื่องไปถึงบริษัทที่ทำการผลิตชิ้นส่วนยานยนต์ด้วย โดยปริมาณการผลิตชิ้นส่วนจะมากขึ้นตามปริมาณยอดการผลิตรถยนต์ แม่แรงรถยนต์ก็เป็นอุปกรณ์หนึ่งที่มีความสำคัญและจำเป็นที่จะต้องมีความพร้อมสำหรับรถยนต์ทุกคันเพื่อใช้ในยามฉุกเฉิน เช่น การเปลี่ยนยาง ซ่อมเบรค หรือช่วงล่าง เป็นต้น

เมื่อจำนวนความต้องการในการใช้แม่แรงรถยนต์มีปริมาณมาก การศึกษาปัจจัยที่มีผลต่อความแข็งแรงของแม่แรงรถยนต์นั้นส่วนบุคคลก็มีความสำคัญเช่นเดียวกัน เพื่อที่จะนำผลการศึกษานี้มาพัฒนาและช่วยในการออกแบบผลิตภัณฑ์ให้มีประสิทธิภาพที่ได้มาตรฐาน [1-6] มีความแข็งแรง และสามารถที่จะลดต้นทุนของการผลิตได้ เนื่องจากการผลิตแม่แรงของผู้ผลิตบางครั้งก็ออกแบบให้มีความแข็งแรงมากเกินไปจนความจำเป็น งานวิจัยนี้เป็นงานวิจัยแม่แรงรถยนต์ส่วนบุคคลโดยแม่แรงที่นำมาทำการวิเคราะห์นี้เป็นแม่แรงที่มีการผลิตใช้งานจริงกับรถยนต์ยี่ห้อหนึ่งที่ใช้ในประเทศไทยซึ่งผู้วิจัยได้รับการอนุเคราะห์ข้อมูลของแม่แรงดังกล่าวจากผู้ผลิตคือ บริษัท ไทยซัมมิท โอโตพาร์ท อินดัสตรี [14] จำกัด ดังนั้นเพื่อที่จะลดปริมาณการใช้วัตถุดิบในการผลิตแม่แรงไม่ให้เกิดความสิ้นเปลือง จึงจำเป็นที่จะต้องศึกษาพารามิเตอร์ที่มีผลต่อความแข็งแรงของแม่แรง โดยการใช้คอมพิวเตอร์มาช่วยในการออกแบบรูปร่าง 3 มิติ การวิเคราะห์ด้วยกรรมวิธีพลศาสตร์มีลติบอดี้ และวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ รวมไปถึงการทดสอบจริงด้วย

ในงานวิจัยนี้เป็นการศึกษาพารามิเตอร์ที่มีผลต่อความเค้นและค่าแรงวิกฤติที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะของแขนแม่แรง โดยการศึกษาพารามิเตอร์ที่มีผลต่อความเค้นจะทำการวิเคราะห์แม่แรงรถยนต์ส่วนบุคคลด้วยกรรมวิธีพลศาสตร์มีลติบอดี้ (Multi-body Dynamics Method) วิธีนี้จะทำให้ทราบแรงที่เกิดขึ้นที่ข้อต่อ แล้วนำแรงดังกล่าวไปใช้ต่อในการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (Finite Element Method) ซึ่งวิธีหลังนี้จะทำให้ทราบถึงความเค้นที่เกิดขึ้นที่บริเวณแขนของแม่แรงและนำผลดังกล่าวมาเปรียบเทียบกับผลการทดลอง จากนั้นจึงทำการศึกษาความกว้างและความยาวของสันว่ามีผลต่อความเค้นของแขนแม่แรงหรือไม่ และได้ทำการศึกษาพารามิเตอร์ที่มีผลต่อค่าแรงวิกฤติที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะ (Buckling) ของแขนแม่แรงโดยการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แบบเชิงเส้น (Linear Analysis) และแบบไม่เชิงเส้น (Nonlinear Analysis) แล้วเปรียบเทียบกับผลการทดลอง จากนั้นจึงทำการศึกษาระยะความกว้างและความยาวของสันว่ามีผลต่อค่าแรงวิกฤติที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะของแขนแม่แรงหรือไม่ และมีแนวโน้มเป็นอย่างไร ซึ่งในการศึกษาพารามิเตอร์ดังกล่าวจะช่วยหาขนาดของสันแม่แรงที่เหมาะสมในการเพิ่มความแข็งแรงของแขนแม่แรง อีกทั้งวิธีการดังที่ได้กล่าวมาจะเป็นการลดขั้นตอนในการนำผลิตภัณฑ์มาทดสอบจริงในการออกแบบใหม่ในแต่ละครั้ง ซึ่งจะช่วยลดเวลาในการออกแบบ หากจุดอ่อนของผลิตภัณฑ์ ทำให้สามารถแก้ไขได้อย่างรวดเร็ว สามารถลดวัตถุดิบและลดต้นทุนในการผลิตต่อไปได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.2 วัตถุประสงค์ของการทำวิจัย

1. เพื่อศึกษาหลักการการทำงานของแม่แรงรถยนต์นั่งส่วนบุคคล
2. เพื่อศึกษากรรมวิธีการวิเคราะห์พลศาสตร์ของแม่แรง ด้วยระเบียบวิธีมัลติบอดีไดนามิกส์
3. เพื่อศึกษากรรมวิธีการวิเคราะห์ความเค้นภายในแกนของแม่แรงด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์
4. ออกแบบการทดลองเพื่อวัดความเค้นภายในแกนของแม่แรง
5. เพื่อศึกษากรรมวิธีการวิเคราะห์แรงวิกฤติที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะของแกนแม่แรงด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์และพารามิเตอร์ที่มีผลต่อแรงวิกฤติที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะของแกนแม่แรง
6. เพื่อศึกษาหาความเป็นไปได้ในการออกแบบลดขนาดมวลของแม่แรง

1.3 ขอบเขตของการศึกษา

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้อยู่ภายใต้ขอบเขตการศึกษา

1. วิเคราะห์การรับน้ำหนักของแม่แรงในแนวตั้ง (แม่แรงไม่เอียง)
2. วิเคราะห์การรับน้ำหนักของแม่แรงแบบสถิต
3. วิเคราะห์โดยใช้แม่แรงแบบแพนโทกราฟ (Pantograph jack) หรือแม่แรงแบบกรรไกร (Scissor jack) ของรถยนต์นั่งขนาดเล็ก (Compact car)
4. กำหนดให้แม่แรงรับน้ำหนัก 4,905 นิวตัน (500 กิโลกรัม)

1.4 ขั้นตอนการศึกษา

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ประกอบไปด้วย 6 บท บทที่ 1 กล่าวถึงที่มาและความสำคัญของปัญหา วัตถุประสงค์ของการทำวิจัย ขอบเขตของการศึกษา ขั้นตอนการศึกษาและประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ บทที่ 2 บททวนวรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง ได้แก่ ระเบียบวิธีพลศาสตร์มัลติบอดีไดนามิกส์ ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์และการโก่งเดาะ บทที่ 4 วิธีดำเนินงานวิจัย ในบทนี้เป็น การอธิบายวิธีการดำเนินการวิจัยแบบเป็นขั้นเป็นตอน วิธีการวิเคราะห์แรงที่เกิดขึ้นที่ข้อต่อด้วยวิธีพลศาสตร์มัลติบอดี วิธีการวิเคราะห์ความเค้นและการโก่งเดาะของแกนแม่แรงด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์และการทดลอง รวมไปถึงการปรับขนาดสันของแม่แรงใหม่ บทที่ 5 ผลลัพธ์การวิจัย ในบทนี้ นำเสนอผลที่ได้จากระเบียบวิธีมัลติบอดีไดนามิกส์ ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ และผลการทดลอง บทที่ 6 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยในอนาคต

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ได้แนวทางในการวิเคราะห์แรงที่เกิดขึ้นในข้อต่อของแม่แรงด้วยวิธีพลศาสตร์มัลติบอดี
2. ได้แนวทางการออกแบบสันของแกนแม่แรงเพื่อให้สามารถรับภาระแรงได้มากกว่าเดิม
3. สามารถนำวิธีการวิเคราะห์แม่แรงด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์มาใช้เป็นแนวทางในการออกแบบแม่แรงให้มีขนาดที่เหมาะสมได้
4. ได้แบบจำลองทางไฟไนต์เอลิเมนต์เพื่อที่จะสามารถวิเคราะห์ความแข็งแรงของแกนแม่แรงได้
5. ได้แนวทางลดต้นทุนจากการผลิตแม่แรง โดยการลดปริมาณการใช้วัสดุในการผลิตแม่แรงได้

บทที่ 2

วรรณกรรมปริทรรศน์

ในปี ค.ศ. 2010 Noor et al. [2] ได้ประยุกต์แม่แรงแบบกรรไกร (Scissor jack) เพื่อให้สามารถผ่อนแรงและใช้งานได้สะดวกมากขึ้นโดยการเพิ่มมอเตอร์ขนาด 12 โวลต์ ไปช่วยในการขับเคลื่อน จากนั้นทำการเขียนแบบจำลอง 3 มิติ และทำการวิเคราะห์แม่แรงด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (FEM) ด้วยโปรแกรม ALGOR ในการวิเคราะห์ผู้วิจัยได้วิเคราะห์เพียงแค่ครึ่งส่วนบนของแม่แรง เนื่องจากว่าครึ่งส่วนด้านล่างสมมาตรกับส่วนบน และใช้คุณสมบัติของวัสดุที่มีส่วนประกอบคาร์บอนต่ำที่มีค่าความต้านแรงดึงคราก (Yield point) 250 เมกะปาสคาล รับน้ำหนัก 300 กิโลกรัม ผลการวิเคราะห์พบว่าค่าความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นบนแม่แรงมีค่า 102 เมกะปาสคาล แสดงว่าแม่แรงมีความปลอดภัยในการใช้งานเนื่องจากค่าดังกล่าวน้อยกว่าค่าความต้านแรงดึงคราก

ในปี ค.ศ. 2011 Reena et al. [3] ได้ศึกษาวิธีการออกแบบขนาดของสกรูส่งกำลังของแม่แรงแบบกลไกให้มีขนาดที่เหมาะสม โดยหาน้ำหนักที่น้อยที่สุดของสกรู มี 2 วิธี คือ วิธีแรกหาความสัมพันธ์ระหว่าง 2 ตัวแปร คือ ระยะพิตช์และเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ ภายใต้เงื่อนไข การล็อกด้วยตัวเอง (Self-locking) การโก่งเดาะของสกรู (Buckling) ค่าความปลอดภัย (Factor of safety) และค่าความเค้นเฉือนในสกรู แล้วนำค่าระยะพิตช์และเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ มาพล็อตกราฟที่ได้ภายใต้เงื่อนไขดังกล่าว ทำให้ทราบขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ที่น้อยที่สุดและสามารถหาน้ำหนักที่น้อยที่สุดของสกรูได้ วิธีที่ 2 ใช้โปรแกรมแมทแล็บเขียนฟังก์ชัน ในการคำนวณโดยใช้สภาวะที่เหมือนวิธีแรก เมื่อนำมาผลมาเปรียบเทียบกันได้ค่าของน้ำหนักสกรูที่ใกล้เคียงกัน ดังนั้นวิธีการที่ใช้ฟังก์ชันจากการเขียนในโปรแกรมแมทแล็บสามารถนำมาเป็นแนวทางในการลดเวลาหาขนาดของสกรูที่เหมาะสมที่สุด เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดของสกรู

ในปี ค.ศ. 2011 Teetanutarch [10] ได้นำเสนอแนวทางการออกแบบเพื่อลดมวลของขวดน้ำพลาสติกโพลีเอทิลีนเทอพาทาเลทขนาด 600 มิลลิลิตร โดยขั้นตอนการดำเนินงานจะประกอบไปด้วย การคัดเลือกขวดน้ำที่จะนำมาศึกษา จากนั้นทำการทดสอบหาความสามารถในการรับภาระด้านบนหรือภาระที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะของขวด (Buckling load) ด้วยวิธีการทดลองและระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ขั้นตอนต่อไปจะทำการออกแบบเพื่อลดมวลของขวด โดยนำเสนอการออกแบบลอนด้านข้างใหม่ ให้ความสามารถในการรับภาระด้านบนมีค่าตามข้อกำหนดของมาตรฐาน ขั้นตอนสุดท้ายจะทำการจำลองเป่าขึ้นรูปด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ เพื่อสามารถยืนยันว่าขวดที่ออกแบบมาจะสามารถเป่าขึ้นรูปได้ ผลการทดสอบหาค่าภาระโหดด้านบนของขวดที่ได้คัดเลือกมาเมื่อเปรียบเทียบผลที่ได้จากการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ พบว่ามีความแตกต่างกัน 4.6 เปอร์เซ็นต์ โดยค่าจากการวิเคราะห์มีค่าต่ำกว่าค่าจากการทดสอบ จากนั้นทำการออกแบบบลายด้านข้างขวดใหม่ด้วยรูปแบบลอน โดยการเปลี่ยนจำนวนลอนจาก 2 ถึง 5 ลอน เมื่อวิเคราะห์ผลด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ พบว่าเมื่อจำนวนลอนยิ่งมากขึ้น จะทำให้ความสามารถในการรับภาระ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ด้านบนเพิ่มขึ้นตาม โดยเฉพาะลาย 5 ลอนสามารถเพิ่มค่าการรับภาระด้านบนได้เพิ่มขึ้น 52 เปอร์เซ็นต์ จากนั้นจึงทำการวิเคราะห์หาขนาดความหนาที่เหมาะสมของขวดลาย 5 ลอน เพื่อยังสามารถให้รับภาระด้านบนได้ตามค่ามาตรฐานคือ ไม่น้อยกว่า 80 นิวตัน ผลที่ได้คือลดความหนาขวดลงได้ 22.6 เปอร์เซ็นต์ คิดเป็นปริมาตรของมวลขวดลดลง 27 เปอร์เซ็นต์ โดยค่ารับภาระด้านบนมีค่าเท่ากับ 82 นิวตัน จากนั้นทำการจำลองการเป่าขึ้นรูปด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ เพื่อยืนยันว่าขวดลายใหม่สามารถขึ้นรูปได้จริงไม่เกิดการฉีกขาด เพราะผลความเครียดสูงสุดที่ได้จากการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เท่ากับ 163 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งน้อยกว่าค่าความเครียดสูงสุดที่วัสดุรับได้คือ 300 เปอร์เซ็นต์ ในการวิเคราะห์การเป่าขึ้นรูปพบว่าหลอดพรีฟอร์มที่ใช้ขึ้นรูปมีมวลลดถึง 28.5 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับหลอดพรีฟอร์มที่ใช้เป่าขึ้นรูปขวดเดิม

ในปี ค.ศ. 2012 Akinwoni [4] ได้ออกแบบประยุกต์แม่แรงแบบกรรไกร โดยการใช้มอเตอร์กระแสตรงขนาด 12 โวลต์ มาช่วยผ่อนแรงในการหมุนสกรูโดยการส่งกำลังผ่านเฟืองและรับไฟฟ้าจากที่จุดบุหรี่ อีกทั้งงานวิจัยนี้ยังได้ออกแบบชิ้นส่วนต่างๆของแม่แรงซึ่งจะเลือกใช้วัสดุชนิดเดียวกันที่มีค่าความต้านแรงดึงคราก (Yield point) น้อยสุด 345 นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร และมีค่าความต้านแรงดึง (Tensile strength) น้อยสุด 485 นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร ใช้ค่าความปลอดภัย 2.5 สามารถรับน้ำหนักได้ 1,000 กิโลกรัม และในการออกแบบจะมีการวิเคราะห์แรงที่เกิดขึ้นพบว่าที่ความสูงน้อยสุดในการยกน้ำหนักจะเกิดแรงกระทำที่มากที่สุดต่อแม่แรง ผลจากงานวิจัยนี้ทำให้ได้แนวทางในการออกแบบแม่แรงเพื่อสามารถที่จะผ่อนแรงในการใช้งานได้

ในปี ค.ศ. 2013 Nitinchandra et al. [5] ได้ทำการศึกษาการออกแบบเพื่อพิจารณาการเลือกใช้วัสดุของสกรู (Screw) และน็อต (Nut) ที่เป็นส่วนประกอบของแม่แรงแบบกรรไกรว่าสกรูและน็อตที่ทำจากวัสดุใดมีความเหมาะสมที่สุด ในการศึกษาจะเป็นการศึกษาโดยใช้วิธีการคำนวณเพื่อออกแบบสกรู น็อตและแขนของแม่แรง ในการคำนวณนี้จะเลือกวัสดุของสกรูและน็อตมา 6 คู่ คือ 1) M.S และ M.S 2) MCS(C55Mn75) และ CI 3) MCS(30C8) และ PHO.BRONZE 4) MCS(C35Mn75) และ PHO.BRONZE 5) STEEL(40Ni14) และ PHO.BRONZE 6) MCS(C35) และ PHO.BRONZE และในแต่ละคู่ก็จะคำนวณภาระตั้งแต่ 1 ถึง 5 กิโลนิวตัน ซึ่งในแต่ละกรณีก็จะได้ค่าของ ความเค้นแรงดึงสูงสุด (Maximum tensile stress) ความเค้นเฉือนสูงสุด (Maximum shear stress) และค่าแรงวิกฤติ (Critical load) และนำค่าดังกล่าวมาเปรียบเทียบกับคุณสมบัติของวัสดุในแต่ละกรณี คือ ความเค้นแรงดึงสูงสุด ความเค้นเฉือนสูงสุดและค่าแรงวิกฤติ ผลปรากฏว่าการจับคู่ของสกรูและน็อตที่เหมาะสมที่สุดคือคู่ที่ 4 Alloy Steel(MCS(C35Mn75)) และ (Phosphorus)PHO.BRONZE

ในปี ค.ศ. 2014 Mehmet [6] ได้ออกแบบและวิเคราะห์แม่แรงแบบกรรไกรด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ โดยใช้โปรแกรม SolidWork ในการขึ้นรูปชิ้นงานเป็น 3 มิติและการวิเคราะห์ไฟไนต์เอลิเมนต์ด้วยโปรแกรมเดียวกันนี้ ในงานวิจัยนี้เริ่มจากการวิเคราะห์แรงที่เกิดขึ้นภายในแม่แรงโดยใช้วิธีการคำนวณและพบว่าเมื่อค่าความสูงการยกของแม่แรงมีค่าน้อยค่าแรงที่เกิดขึ้นในแม่แรงจะมีค่าเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยญาติให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มาก ดังนั้นในการวิเคราะห์จะต้องใช้ความสูงที่น้อยที่สุดที่แม่แรงใช้ในการทำงาน (51.6 องศา) การวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ในงานวิจัยนี้จะแบ่งออกเป็น 2 แบบ แบบแรกคือวิเคราะห์ความเค้น (Stress) ที่เกิดขึ้นแต่ละชิ้นส่วนโดยทำการวิเคราะห์แยกกัน แบบที่ 2 เป็นการวิเคราะห์ความเค้นของแม่แรงทุกชิ้นในครั้งเดียวเมื่อประกอบชิ้นส่วนต่างๆเข้าด้วยกัน (Assembly) ซึ่งผลการวิเคราะห์ทั้งสองแบบพบว่าชิ้นส่วนที่เกิดความเค้นสูงสุดคือ carrier member (ชิ้นส่วนบนสุด) เหมือนกัน และเมื่อเปรียบเทียบกับค่าความเค้นแรงดึง (Tensile stress) ของวัสดุพบว่ามีความปลอดภัย 3.3 ซึ่งเป็นค่าที่ยอมรับได้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

3.1 แม่แรง (Jack)

แม่แรงเป็นอุปกรณ์ที่มีหน้าที่ช่วยในการยกของหนักๆ โดยแม่แรงจะแบ่งออกเป็น 3 ประเภทหลักๆ คือ แม่แรงแบบไฮดรอลิก (Hydraulic jack) แรงแบบกลไกขับเคลื่อนด้วยมือ และแม่แรงกลไกขับเคลื่อนด้วยไฟฟ้า ส่วนใหญ่แม่แรงจะอยู่ในรูปแบบของแม่แรงยกรถยนต์ จะช่วยในการยกรถยนต์เพื่อทำการซ่อมบำรุง เช่น เปลี่ยนล้อ เปลี่ยนยาง ซ่อมช่วงล่าง ตรวจสอบตัวถังของรถยนต์ เป็นต้น

3.1.1 แม่แรงแบบไฮดรอลิก

แม่แรงแบบไฮดรอลิก เป็นแม่แรงที่ใช้ระบบไฮดรอลิกในการยกชิ้นงาน ในท้องตลาดมีหลากหลายชนิดแต่ชนิดก็มีการใช้งานที่แตกต่างกันออกไปขึ้นอยู่กับว่าจะเอาไปใช้งานประเภทใด เช่น แม่แรงยกรถแบบตะเข้ แม่แรงแบบนี้จะมีฐานกว้างและมีล้อไว้เพื่อลากเคลื่อนย้ายไปมาได้เป็นที่นิยมตามศูนย์ซ่อมรถและตามลานจอดรถทั่วไป แสดงรูปที่ 3.1 (ก) แม่แรงแบบกระปุก (Bottle jack) เป็นแม่แรงที่มีปัมและกระบอกอยู่รวมกัน แสดงรูปที่ 3.1 (ข) เป็นต้น แม่แรงแบบไฮดรอลิกนี้ มีข้อดีคือ สามารถยกน้ำหนักที่มากๆ ได้ โดยขึ้นอยู่กับขนาดของแม่แรง บางรุ่นสามารถยกน้ำหนักได้หลายตัน

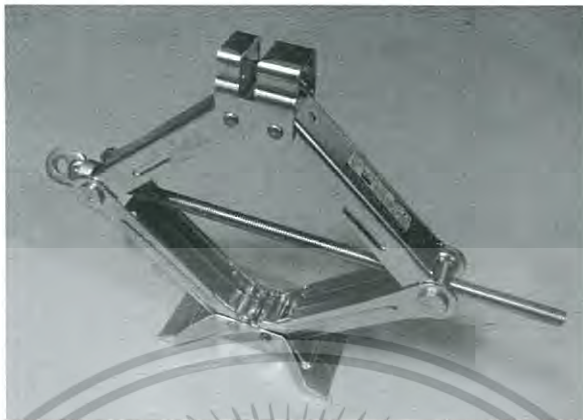


รูปที่ 3.1 แม่แรงแบบไฮดรอลิก

3.1.2 แม่แรงแบบกลไกขับเคลื่อนด้วยมือ

แม่แรงแบบกลไกขับเคลื่อนด้วยมือเป็นแม่แรงที่ใช้กลไกในการปรับระดับความสูงเพื่อยกชิ้นงาน ซึ่งมีสกรูส่งกำลังเป็นกลไกหลัก โดยทั่วไปจะเรียกแม่แรงแบบนี้ว่าแม่แรงแบบกรรไกร (Scissor jack) หรือ แม่แรงแบบแพนโทกราฟ (Pantograph jack) แสดงได้ดังรูปที่ 3.2 ปกติแม่แรงชนิดนี้จะใช้สำหรับรถยนต์นั่งส่วนบุคคลเนื่องจากว่าผู้ใช้งานสามารถที่จะยกและใช้งานได้เพียงลำพัง เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

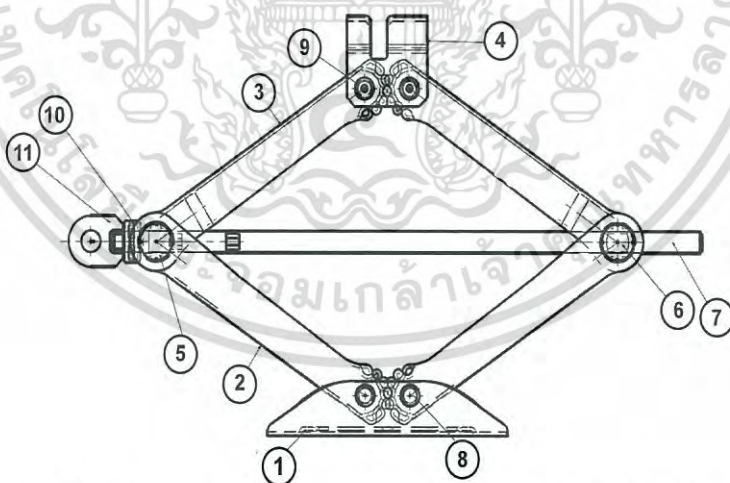
เพราะว่ามีขนาดกะทัดรัด น้ำหนักเบาเบา และสามารถใช้งานได้ง่าย ในงานวิจัยนี้จะเป็นการวิเคราะห์ และหาวิธีการปรับปรุงแม่แรงชนิดนี้เพื่อจะเป็นแนวทางในการลดต้นทุนในการผลิตต่อไปได้



รูปที่ 3.2 แม่แรงแบบแพนโทกราฟ

3.1.3 ส่วนประกอบแม่แรงแบบกลไกขับเคลื่อนด้วยมือ

แม่แรงแบบกลไกมีหลายประเภท ซึ่งแม่แรงแพนโทกราฟเป็นแม่แรงแบบกลไกขับเคลื่อนด้วยมือที่จะนำมาใช้ในการวิจัยนี้ซึ่งแม่แรงชนิดนี้จะประกอบไปด้วยชิ้นส่วนต่างๆ หลายชิ้นประกอบเข้าด้วยกันและสามารถทำงานได้ตามวัตถุประสงค์ดังที่กล่าวมาแล้ว แบบจำลองของแม่แรงที่นำมาทำการวิเคราะห์ในงานวิจัยนี้จะประกอบด้วยชิ้นส่วนต่างๆแสดงได้ ดังรูปที่ 3.3 และตารางที่ 3.1



รูปที่ 3.3 ส่วนประกอบของแม่แรงแบบกลไกขับเคลื่อนด้วยมือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.1 แสดงชื่อส่วนประกอบของแม่แรงแบบแพนโทกราฟและหมายเลขของชิ้นส่วนสัมพันธ์กับรูปที่ 3.3

| หมายเลข | ชื่อ | จำนวน |
|---------|-----------------|-------|
| 1 | Seat | 1 |
| 2 | Arm Lower | 2 |
| 3 | Arm Upper | 2 |
| 4 | Top Holder Body | 1 |
| 5 | Metal Screw | 1 |
| 6 | Nut Screw | 1 |
| 7 | Screw | 1 |
| 8 | Livet L | 2 |
| 9 | Livet S | 2 |
| 10 | Bearing Set | 1 |
| 11 | Joint | 1 |

3.1.4 แม่แรงแบบกลไกขับเคลื่อนด้วยไฟฟ้า

แม่แรงแบบกลไกขับเคลื่อนด้วยไฟฟ้าเป็นแม่แรงอีกแบบที่เริ่มได้รับความนิยมมากขึ้นในตลาด เนื่องจากสามารถผ่อนแรงและเพิ่มความสะดวกสบายของผู้ใช้งานได้มากขึ้น แม่แรงขับเคลื่อนด้วยไฟฟ้าจะมีลักษณะและส่วนประกอบที่คล้ายกับแม่แรงแบบกลไกแต่จะมีส่วนประกอบที่เพิ่มเข้ามาคือมอเตอร์ และชุดควบคุมการทำงานของแม่แรง โดยมอเตอร์จะเป็นตัวส่งกำลังเพื่อขับเคลื่อนแม่แรงสามารถปรับระดับ (ขึ้น-ลง) ได้ ซึ่งสามารถแสดงตัวอย่างของแม่แรงขับเคลื่อนด้วยไฟฟ้าได้ดังรูปที่ 3.4



รูปที่ 3.4 แม่แรงแบบกลไกขับเคลื่อนด้วยไฟฟ้า

3.2 วิธีพลศาสตร์มัลติบอดี้ (Multi body Dynamics Method)

ระบบกลไก เครื่องจักรกล หุ่นยนต์ หรือ รถยนต์ จะประกอบไปด้วยชิ้นส่วนต่างๆหลายชิ้นมาต่อเข้าด้วยกันเป็นระบบมัลติบอดี้ (Multi body system) โดยมีข้อต่อ (Joint) และแรงกระทำที่แตกต่างกันด้วย บ่อยครั้งที่ข้อต่อจะเป็นตัวควบคุมทิศทางเคลื่อนไหวและการเคลื่อนที่ของส่วนประกอบในระบบนั้นๆ การใช้ข้อต่อและแรงกระทำในระบบมัลติบอดี้จะถูกออกแบบในระบบที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานี้เท่านั้น มิใช่เอกสารที่เผยแพร่ในเชิงพาณิชย์ การนำเอกสารนี้ไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตถือว่าผิดกฎหมาย และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้นความเข้าใจในระบบเคลื่อนที่มีความสำคัญต่อการประเมินประสิทธิภาพและพัฒนาการ ออกแบบระบบ เพื่อให้เกิดความเข้าใจในระบบมัลติบอดีจึงจำเป็นต้องเรียนรู้การเคลื่อนที่ของ ส่วนประกอบต่างๆในระบบ ข้อต่อทางกล (Mechanical joint) โดยทั่วไปจะถูกออกแบบให้ใช้ใน ลักษณะเฉพาะ ในแต่ละแบบก็จะออกแบบให้มีลักษณะโครงสร้างแตกต่างกันไปตามวัตถุประสงค์ ชิ้นส่วนในระบบกลไกไม่สามารถเคลื่อนที่ได้อิสระเพราะว่าชิ้นส่วนนั้นมีการเชื่อมต่อของข้อต่อ ข้อต่อ ทางกลจะถูกนำมาใช้เพื่อให้การเคลื่อนที่มีทิศทางที่แน่นอน ข้อต่อจะลดจำนวนความเป็นอิสระในการ เคลื่อนที่ในระบบซึ่งจะทำให้ไม่สามารถเคลื่อนที่ได้บางทิศทาง ตัวอย่างของเครื่องจักรกลที่ประกอบไป ด้วยส่วนประกอบมากมายและมีการเคลื่อนที่ค่อนข้างจะซับซ้อน แสดงดังรูปที่ 3.5

3.2.1 สมการการเชื่อมต่อ

ระบบกลไกจะประกอบไปด้วยวัตถุที่มาเชื่อมต่อกันด้วยข้อต่อ จุดประสงค์ของข้อต่อคือ ส่งถ่าย การเคลื่อนที่จากวัตถุหนึ่งไปยังอีกวัตถุหนึ่งตามความสัมพันธ์ของข้อต่อ ซึ่งสามารถแสดงเป็นสมการ ของข้อต่อในแต่ละแบบได้ โดยข้อต่อในแต่ละแบบจะบอกได้ถึงความเป็นอิสระในการเคลื่อนที่ (Degree of Freedom หรือ DOF) ได้



รูปที่ 3.5 รถแบคโฮ (Hydraulic excavator)

3.2.1.1 สมการการเชื่อมต่อ 2 มิติ

ความสัมพันธ์ของข้อต่อสามารถแสดงได้ทางสมการคณิตศาสตร์ รูปแบบสมการจะขึ้นอยู่กับ พารามิเตอร์และความสัมพันธ์ซึ่งจะใช้ในการอธิบายการเคลื่อนที่ของระบบ รูปที่ 3.6 แสดงการ เคลื่อนที่ของวัตถุ i และ j ใน 2 มิติ ซึ่งต่อกันโดยข้อต่อแบบหมุน (Revolute joint) จุดต่อคือ จุด P โดยถ้าอ้างอิงวัตถุ i จะแสดงจุด P ได้เป็น P^i และถ้าอ้างอิง วัตถุ j จะแสดงได้เป็น P^j ซึ่งก็ คือจุดเดียวกัน ดังนั้น สามารถแสดงสมการได้เป็น

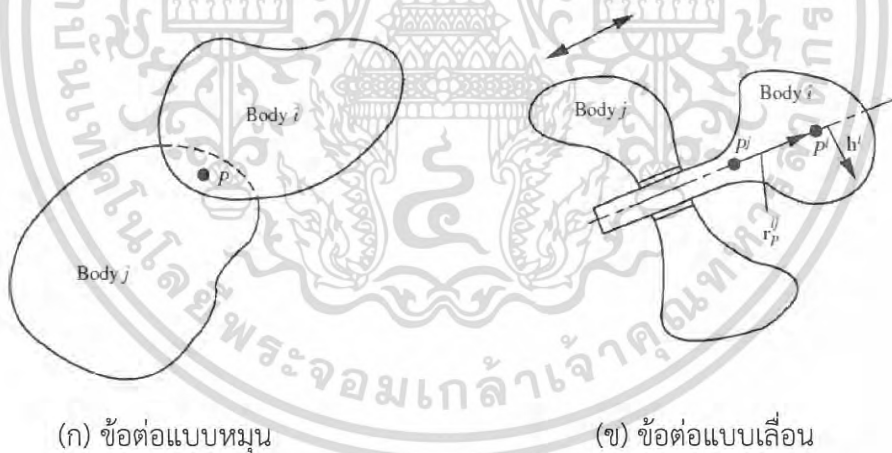
$$\vec{r}_P^i = \vec{r}_P^j \quad (3.1)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ \vec{r}_p^i คือ เวกเตอร์แสดงตำแหน่งอ้างอิงของ จุด P^i และ \vec{r}_p^j คือ เวกเตอร์แสดงตำแหน่งอ้างอิงของ จุด P^j จากความสัมพันธ์ของสมการที่ 3.1 จะทำให้ความสัมพันธ์แบบการเลื่อนของวัตถุ 2 ชิ้นนี้ ถูกกำจัดออกไปซึ่งจะเหลือเพียงความสัมพันธ์แบบหมุนเท่านั้น ดังนั้นการวิเคราะห์ข้อต่อแบบหมุนใน 2 มิติ จะเหลือความเป็นอิสระในการเคลื่อนที่เพียงแค่ 1 เท่านั้น อีกตัวอย่างของข้อต่อแบบ 2 มิติ คือ ข้อต่อแบบเลื่อน (Translation joint หรือ Prismatic joint) แสดงได้ดังรูปที่ 3.6 ในกรณีนี้ข้อต่อจะมีเพียงความสัมพันธ์ของวัตถุ i และ j ในแบบการเลื่อนตามแนวแกน ซึ่งจะมี 2 สมการแสดงความสัมพันธ์ของวัตถุ 2 ชิ้นคือ วัตถุ 2 ชิ้นจะไม่มีความสัมพันธ์แบบหมุนระหว่างกัน และไม่มี ความสัมพันธ์ของการเลื่อนระหว่าง 2 วัตถุ ในแนวตั้งฉากกัน จาก 2 เงื่อนไขดังกล่าวสามารถแสดง สมการได้ดังต่อไปนี้

$$\begin{aligned} \theta^i - \theta^j &= c \\ \vec{h}^i \vec{r}_p^{ij} &= 0 \end{aligned} \quad (3.2)$$

เมื่อ θ^i และ θ^j คือ มุมการหมุนของวัตถุ i และ j ตามลำดับ c คือ ค่าคงที่ \vec{r}_p^{ij} คือ เวกเตอร์ เชื่อมต่อบนแนวแกน ระหว่าง จุด P^i และ P^j บนวัตถุ i และ j ตามลำดับ และ \vec{h}^i คือ เวกเตอร์ บนวัตถุ i ที่ตั้งฉากกับแนวแกนของข้อต่อ



รูปที่ 3.6 ข้อต่อแบบ 2 มิติ

3.2.1.2 สมการการเชื่อมต่อ 3 มิติ

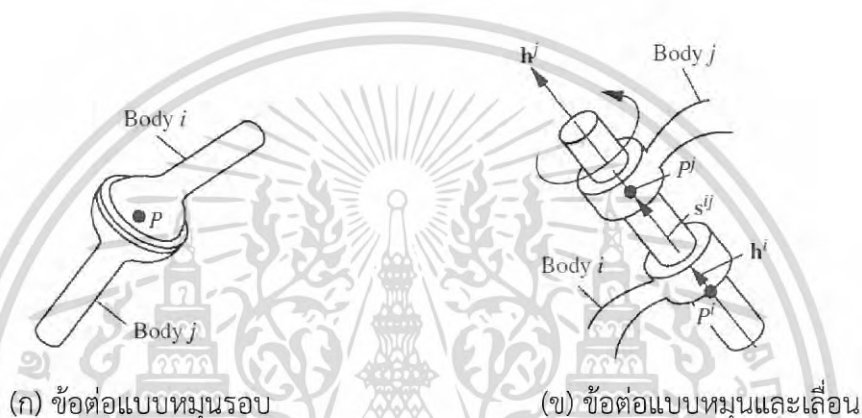
การเคลื่อนที่แบบ 3 มิติ เป็นการบอกถึงการเคลื่อนที่ของวัตถุแข็งเกร็ง โดยการอธิบายความเป็นอิสระในการเคลื่อนที่เท่ากับ 6 ซึ่งมีความเป็นอิสระในแนวแกนตั้งฉากเท่ากับ 3 (Perpendicular) และจะมีความเป็นอิสระในการหมุนเท่ากับ 3 (Rotational displacement) รูปที่ 3.7 – 3.9 แสดง ตัวอย่างข้อต่อแบบ 3 มิติ ซึ่งรูปที่ 3.7(ก) จะเป็นข้อต่อแบบหมุนรอบ (Spherical joint) โดย ความสัมพันธ์ระหว่างวัตถุ i และ j จะมีความสัมพันธ์ของการเคลื่อนที่ที่เป็นแบบหมุนเท่านั้น จะไม่มี ความสัมพันธ์การเคลื่อนที่ในแนวแกน จากรูปให้ P เป็นจุดต่อของข้อต่อ โดย P^i แสดง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกริใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้สผู้ใดเห็นเข้าไปใช้ประโยชน์ใด ๆ การนำ ไปใช้ ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความสัมพันธ์ของจุดบนวัตถุ i และ P^j แสดงความสัมพันธ์ของจุดบนวัตถุ j เงื่อนไขของข้อต่อนี้คือ P^i และ P^j จะติดกันตลอดการเคลื่อนที่ซึ่งสามารถแสดงสมการได้ดังนี้

$$\vec{r}_p^i = \vec{r}_p^j \quad (3.3)$$

เมื่อ \vec{r}_p^i และ \vec{r}_p^j คือเวกเตอร์ 3 มิติของระบบแกนอ้างอิงมาตรฐาน ของจุด P^i และ P^j ตามลำดับ ข้อต่อแบบหมุนรอบ จะมีความเป็นอิสระในการเคลื่อนที่เท่ากับ 3 เนื่องจากสมการที่ 3.3 ไม่ได้มีเงื่อนไขห้ามการเคลื่อนที่แบบหมุนของวัตถุ 2 ชิ้นนี้



รูปที่ 3.7 แสดงข้อต่อแบบ 3 มิติ

รูปที่ 3.6(ข) แสดงความเป็นอิสระในการเคลื่อนที่เท่ากับ 2 ของข้อต่อแบบหมุนและเลื่อน (Cylindrical joint) ข้อต่อแบบนี้จะแสดงความสัมพันธ์ของการหมุนและการเลื่อนระหว่างวัตถุ i และ j ตามแนวแกนของข้อต่อ ข้อต่อแบบนี้จะสามารถหมุนรอบได้เพียง 1 แกน คือแกนของการเลื่อนระหว่างวัตถุ i และ j เท่านั้น และสามารถเลื่อนได้ 1 แกน ระหว่างวัตถุ i และ j ให้ \vec{h}^i เป็นเวกเตอร์อยู่บนวัตถุ i ซึ่งอยู่ตามแนวแกนของข้อต่อ และ \vec{h}^j เป็นเวกเตอร์อยู่บนวัตถุ j ซึ่งอยู่ตามแนวแกนของข้อต่อ รวมทั้งให้ \vec{s}^{ij} เป็นเวกเตอร์ที่มีการเปลี่ยนแปลงที่เชื่อมต่อระหว่างจุด P^i และ P^j บนวัตถุ i และ j ตามลำดับ โดยเวกเตอร์ \vec{s}^{ij} จะอยู่บนแนวแกนของข้อต่อแบบหมุนและเลื่อน ดังแสดงในรูป 3.7 (ข) ตลอดการเคลื่อนที่ของวัตถุ i และ j จะถูกเชื่อมต่อกันด้วยข้อต่อหมุนและเลื่อน โดยเวกเตอร์ \vec{h}^i \vec{h}^j และ \vec{s}^{ij} จะต้องอยู่ในแนวแกนเดียวกัน เงื่อนไขของข้อต่อแสดงได้ดังสมการ

$$\begin{aligned} \vec{h}^i \times \vec{h}^j &= \vec{0} \\ \vec{h}^i \times \vec{s}^{ij} &= \vec{0} \end{aligned} \quad (3.4)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 3.8 (ก) แสดงข้อต่อแบบเลื่อน (Prismatic joint) ซึ่งข้อต่อนี้จะเป็นกรณีพิเศษของข้อต่อแบบหมุนและเลื่อนโดยการจำกัดการเคลื่อนที่แบบหมุนให้กับข้อต่อแบบหมุนและเลื่อนของวัตถุ i และ j ในทางคณิตศาสตร์จะใส่เวกเตอร์ \vec{h}^i และ \vec{h}^j เป็นเวกเตอร์ที่ตั้งฉากกับแนวแกนของข้อต่อ i และ j ตามลำดับ เพื่อให้ความเป็นอิสระในการเคลื่อนที่แบบหมุนหายไป วัตถุ i และ j จะต้องให้เวกเตอร์ \vec{h}^i และ \vec{h}^j ตั้งฉากกันตลอดการเคลื่อนที่ และเมื่อพิจารณาตามสมการ 3.4 จะต้องเพิ่มสมการเงื่อนไขเข้าไปอีก 1 สมการ ดังนั้นจะได้สมการของข้อต่อแบบเลื่อน คือ

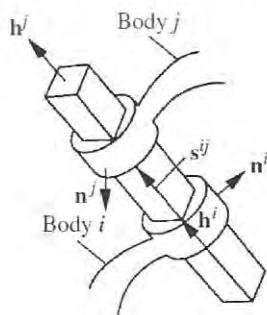
$$\begin{aligned}\vec{h}^i \times \vec{h}^j &= \vec{0} \\ \vec{h}^i \times \vec{s}^{ij} &= \vec{0} \\ \vec{n}^{iT} \cdot \vec{n}^j &= 0\end{aligned}\quad (3.5)$$

เมื่อ \vec{h}^i \vec{h}^j และ \vec{s}^{ij} มีนิยามเช่นเดียวกับสมการที่ 3.4 และจากสมการที่ 3.5 ความเป็นอิสระในการเคลื่อนที่ของข้อต่อแบบเลื่อนจะเท่ากับ 1

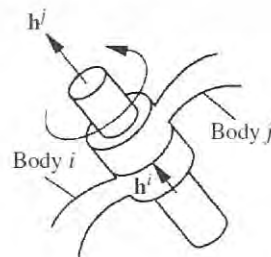
รูปที่ 3.8 (ข) แสดงข้อต่อแบบหมุน เมื่อพิจารณาจะเห็นได้ว่าข้อต่อแบบหมุนจะเป็นกรณีพิเศษของข้อต่อแบบหมุนและเลื่อน โดยการจำกัดการเคลื่อนที่ของข้อตอดังกล่าวเพิ่มเข้าไป ข้อต่อแบบหมุนจะมีความเป็นอิสระในการเคลื่อนที่เท่ากับ 1 ซึ่งจะเพิ่มสมการเงื่อนไขจากสมการข้อต่อแบบหมุนและเลื่อนอีก 1 สมการเพื่อเป็นการยืนยันว่าระยะห่างระหว่าง P^i บนวัตถุ i และ P^j บนวัตถุ j บนแนวแกนของข้อต่อมีค่าคงที่ตลอดการเคลื่อนที่ ถ้า \vec{s}^{ij} คือเวกเตอร์ที่เชื่อมต่อกจุด P^i และ P^j ดังนั้นสมการเงื่อนไขข้อต่อแบบหมุนคือ

$$\begin{aligned}\vec{h}^i \times \vec{h}^j &= \vec{0} \\ \vec{h}^i \times \vec{s}^{ij} &= \vec{0} \\ \vec{s}^{iT} \cdot \vec{s}^{ij} &= c\end{aligned}\quad (3.6)$$

เมื่อ \vec{h}^i \vec{h}^j และ \vec{s}^{ij} มีความหมายเดียวกันกับกรณีของข้อต่อแบบหมุนและเลื่อน และ c คือค่าคงที่ สมการสุดท้ายจะเป็นการยืนยันว่า ความยาวของเวกเตอร์ \vec{s}^{ij} มีค่าคงที่



(ก) ข้อต่อแบบเลื่อน



(ข) ข้อต่อแบบหมุน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกร **รูปที่ 3.8** แสดงข้อต่อแบบ 3 มิติ กรุณาอย่าให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 3.9 (ก) แสดงข้อต่อแบบยูนิเวอร์ซอล (Universal joint) ซึ่งเป็นข้อต่อที่ความเป็นอิสระในการเคลื่อนที่เท่ากับ 2 คือ ความสัมพันธ์แบบหมุนระหว่างวัตถุ 2 ชิ้นที่มาเชื่อมต่อกันโดย ข้อต่อที่มี 2 แกนมาตั้งฉากกัน เงื่อนไขของสมการข้อต่อนี้สามารถที่จะใช้เพิ่มเป็นกรณีพิเศษของข้อต่อแบบหมุนรอบ คือ

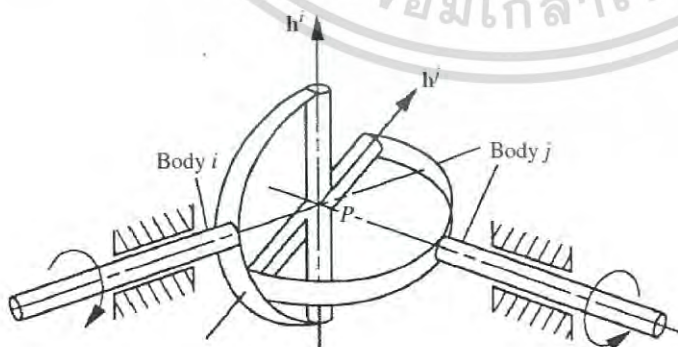
$$\begin{aligned}\vec{r}_P^i &= \vec{r}_P^j \\ \vec{h}^i \cdot \vec{h}^j &= 0\end{aligned}\quad (3.7)$$

เมื่อ \vec{r}_P^i และ \vec{r}_P^j คือ เวกเตอร์ในระบบแกนอ้างอิงมาตรฐาน ของจุด P^i เป็นวัตถุ i และ P^j เป็นวัตถุ j โดยจุด P คือจุดตัดของ 2 แกน และเวกเตอร์ \vec{h}^i และ \vec{h}^j คือเวกเตอร์ที่อยู่บนวัตถุ i และ j ตามลำดับ ตามแนวแกนที่มาตัดกัน

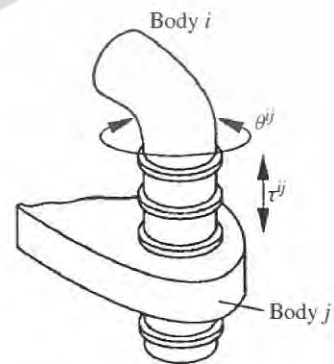
รูปที่ 3.9 (ข) แสดงข้อต่อแบบสกรู (Screw joint) สามารถพิจารณาเป็นอีกกรณีของข้อต่อแบบหมุนและเลื่อนซึ่งการหมุนและการเลื่อนตามแนวแกนของข้อต่อจะไม่เป็นอิสระ ซึ่งการหมุนและการเลื่อนจะเป็นไปตามระยะพิตช์ของสกรู (Pitch) เมื่อพิจารณาข้อต่อแบบสกรูสมการแสดงเงื่อนไขของข้อต่อสามารถแสดงความสัมพันธ์ได้ดังต่อไปนี้

$$\begin{aligned}\vec{h}^i \times \vec{h}^j &= \vec{0} \\ \vec{h}^i \times \vec{s}^j &= \vec{0} \\ \vec{\tau}^j - \alpha \vec{\theta}^j &= c\end{aligned}\quad (3.8)$$

เมื่อ \vec{h}^i \vec{h}^j และ \vec{s}^j มีความหมายเดียวกับกรณีของข้อต่อแบบหมุนและเลื่อน $\vec{\tau}^j$ คือ ความสัมพันธ์แบบเลื่อน $\vec{\theta}^j$ คือ ความสัมพันธ์แบบหมุน α คือ ระยะพิตช์ของสกรู และ c คือ ค่าคงที่ที่ขึ้นกับเพื่อแสดงความสัมพันธ์ของระยะห่างระหว่างวัตถุ 2 ชิ้น



(ก) ข้อต่อแบบยูนิเวอร์ซอล



(ข) ข้อต่อแบบสกรู

รูปที่ 3.9 แสดงข้อต่อแบบ 3 มิติ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

นอกจากสมการที่กล่าวมาแล้วข้างต้นยังมีสมการแสดงความสัมพันธ์แบบสัมผัส คือ เมื่อวัตถุ i และ วัตถุ j มีผิวสัมผัสกันที่จุดใดๆ (สมมติให้เป็นจุด P) สมการแสดงความสัมพันธ์แบบสัมผัสของวัตถุทั้ง 2 ชั้นนี้จะสามารถแสดงได้ดัง 2 สมการ คือ

$$\begin{aligned}\vec{r}_p^i &= \vec{r}_p^j \\ \vec{n}^i &= c_2 \vec{n}^j\end{aligned}\quad (3.9)$$

เมื่อ \vec{r}_p^i และ \vec{r}_p^j คือ เวกเตอร์แสดงตำแหน่งจุด P ของวัตถุ i และ j ตามลำดับ

\vec{n}^i และ \vec{n}^j คือ เวกเตอร์ที่ตั้งฉากกับผิวสัมผัสของวัตถุ i และ j ตามลำดับ

c_2 คือ ค่าคงที่

3.2.2 สมการการเคลื่อนที่ (Dynamic Equations)

ในระบบมัลติบอดี ชั้นส่วนในระบบจะสมมติให้เป็นวัตถุแข็งเกร็ง (Rigid body) และถูกเชื่อมต่อกันด้วยข้อต่อ พิกัดสมบูรณ์ (Absolute coordinate) ของแต่ละชั้นส่วน สามารถอธิบายด้วยพารามิเตอร์อย่างน้อยที่สุด 6 ตัว จากนั้นจะถูกนำมาพิสูจน์หาสมการการเคลื่อนที่ของแต่ละชั้นส่วนร่วมกับสมการการเชื่อมต่อ (Constraint equations) ซึ่งเมื่อเขียนรวมกันจะได้สมการการเคลื่อนที่ของทั้งระบบมัลติบอดีดังนี้

$$\begin{bmatrix} M & C_q^T \\ C_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_e \\ Q_d \end{bmatrix}\quad (3.10)$$

และ

$$Q_d = C_q \ddot{q}\quad (3.11)$$

เมื่อ M คือ เมตริกมวลของระบบ

\ddot{q} คือ เมตริกความเร่งของระบบ

λ คือ เมตริกลากรางจ์

Q_e คือ เมตริกแรงภายนอก

C_q คือ เมตริกจาโคเบียน

$$\vec{C}_{q_i} = \begin{bmatrix} \frac{\partial C_1}{\partial q_1} & \frac{\partial C_1}{\partial q_2} & \dots & \frac{\partial C_1}{\partial q_n} \\ \frac{\partial C_2}{\partial q_1} & \frac{\partial C_2}{\partial q_2} & \dots & \frac{\partial C_2}{\partial q_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial C_n}{\partial q_1} & \frac{\partial C_n}{\partial q_2} & \dots & \frac{\partial C_n}{\partial q_n} \end{bmatrix}\quad (3.12)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

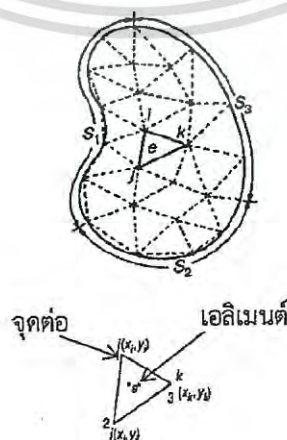
และ

$$\bar{C} = [C_1(\bar{q}, t) \quad C_2(\bar{q}, t) \cdots C_n(\bar{q}, t)]^T = \begin{bmatrix} C_1(\bar{q}, t) \\ C_2(\bar{q}, t) \\ \vdots \\ C_n(\bar{q}, t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

จากนั้นทำการหาคำตอบเมตริกลากรางซ์ข้างบนร่วมกับการใช้ค่าเงื่อนไขเริ่มต้น ก็จะได้ค่าของแรงปฏิกิริยาที่ข้อต่อ รายละเอียดและตัวอย่างที่เกี่ยวข้องกับหัวข้อนี้ผู้อ่านสามารถศึกษาเพิ่มเติมได้ที่หนังสือ [7]

3.3 ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (Finite Element Method)

หลักการของระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์จะเริ่มต้นจากการนำเอาโดเมนของปัญหาที่สนใจมาแบ่งเป็นโดเมนย่อยหรือเอลิเมนต์ (Element) ดังแสดงในรูปที่ 3.10 จากนั้น พิจารณาเอลิเมนต์ทีละเอลิเมนต์ โดยทำการสร้างสมการสำหรับแต่ละเอลิเมนต์ที่ตั้งอยู่บนรากฐานที่ว่า สมการที่สร้างขึ้นมานั้นจำเป็นต้องสอดคล้องกับสมการเชิงอนุพันธ์ของปัญหาที่กำลังศึกษาอยู่ จากนั้นจึงนำสมการของแต่ละเอลิเมนต์ที่สร้างขึ้นมาได้มาประกอบกันเข้าก่อให้เกิดระบบสมการชุดใหญ่ ซึ่งในความหมายทางกายภาพก็คล้ายกับการนำเอาทุกเอลิเมนต์มาประกอบกันเข้าด้วยกันก่อให้เกิดรูปร่างลักษณะทั้งหมดของปัญหาที่แท้จริง จากนั้น จึงทำการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตที่ให้มาลงไปในระบบสมการชุดใหญ่นี้ แล้วจึงทำการแก้สมการดังกล่าว ซึ่งก่อให้เกิดผลเฉลยโดยประมาณที่ต้องการ ณ ตำแหน่งต่างๆ ของปัญหานั้น จากคำอธิบายจะเห็นได้ว่า ความแม่นยำของค่าผลเฉลยโดยประมาณที่คำนวณออกมาได้นั้นจะขึ้นอยู่กับขนาดและจำนวนของเอลิเมนต์ที่ใช้ในการแก้ปัญหานั้น และยังขึ้นอยู่กับการสมมุติรูปแบบของฟังก์ชันการประมาณภายใน (Interpolation functions) ที่ใช้กับแต่ละเอลิเมนต์นั้น กล่าวคือ ฟังก์ชันการประมาณภายในที่สมมุติขึ้นมานั้นมีความใกล้เคียงกับผลเฉลยแม่นยำตรงของปัญหานั้นมากน้อยเพียงใด ลักษณะการกระจายของฟังก์ชันการประมาณภายในของเอลิเมนต์อาจสมมุติให้อยู่ในหลายรูปแบบ เช่น รูปแบบการกระจายเชิงเส้น (Linear stress distribution) เป็นต้น



รูปที่ 3.10 การแบ่งรูปร่างลักษณะของโครงสร้างออกเป็นเอลิเมนต์ย่อยๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนลิขสิทธิ์ของสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง โดยผู้จัดทำเพื่อประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3.1 ความสัมพันธ์ความเค้นกับความเครียด (Constitutive Relations)

สำหรับวัสดุแบบไอโซโทรปิก ในกรณีการยืดหยุ่นเชิงเส้นไอโซโทรปิก 3 มิติของแข็ง ความสัมพันธ์ของความเค้นกับความเครียดถูกกำหนดโดยกฎของฮุก (Hook's law) เป็นดังนี้

$$\vec{\epsilon} = \begin{Bmatrix} \epsilon_{xx} \\ \epsilon_{yy} \\ \epsilon_{zz} \\ \epsilon_{xy} \\ \epsilon_{yz} \\ \epsilon_{zx} \end{Bmatrix} = [C] \vec{\sigma} + \vec{\epsilon}_0 = [C] \begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{xy} \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \epsilon_{xx_0} \\ \epsilon_{yy_0} \\ \epsilon_{zz_0} \\ \epsilon_{xy_0} \\ \epsilon_{yz_0} \\ \epsilon_{zx_0} \end{Bmatrix} \quad (3.14)$$

ที่ $[C]$ คือ เมตริกซ์ของสัมประสิทธิ์การยืดหยุ่นกำหนดให้เป็น ดังนี้

$$[C] = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\nu & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & 1 & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & -\nu & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

$\vec{\epsilon}_0$ คือ เวกเตอร์ความเครียดเริ่มต้น E คือ โมดูลัสของความยืดหยุ่น และ ν คืออัตราส่วนปัวซองของวัสดุ

3.3.2 ความสัมพันธ์ความเครียดกับการกระจัด

การเปลี่ยนรูปร่างของวัตถุที่ยืดหยุ่นได้ (Elastic body) ภายใต้กำหนดให้ระบบใดๆ ด้วยเงื่อนไขภาระ สามารถที่จะอธิบายได้อย่างสมบูรณ์ด้วย 3 องค์ประกอบของการกระจัด u , v และ w ขนานกับทิศทาง x , y และ z ตามลำดับ โดยทั่วไปแต่ละองค์ประกอบเหล่านี้ u , v และ w คือ ฟังก์ชันของพิกัด x , y , z และ ก่อให้เกิดความเครียดในวัตถุที่สามารถที่จะแสดงได้ในพจน์ของการกระจัด u , v และ w ในส่วนนี้ สมมติการเปลี่ยนรูปร่างมีขนาดเล็ก เพื่อให้ความสัมพันธ์ความเครียดกับการกระจัดยังคงเป็นเชิงเส้น

เพื่อจะแสดงความหมายขององค์ประกอบความเครียดตั้งฉาก ϵ_{xx} และ ϵ_{yy} และ องค์ประกอบความเครียดเฉือน ϵ_{xy} พิจารณาเอลิเมนต์สี่เหลี่ยมขนาดเล็ก $OACB$ ซึ่งด้าน (ของความยาว dx และ dy) ตั้งอยู่ขนานกับแนวแกนพิกัด ก่อนการเปลี่ยนรูปร่าง เมื่อวัตถุประสบกับการ

เปลี่ยนรูปร่างภายใต้การกระทำจากการกระจายตัวจากภาระภายนอก เอลิเมนต์ $OACB$ เปลี่ยน
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนเวลาสำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตเห็นาไปไซบะไซชอนดานการคา
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปร่างไปเป็น $OACB$ ดังแสดงในรูปที่ 3.11 เราสังเกตได้ว่าเอลิเมนต์ $OACB$ มี 2 ประเภท ในการเปลี่ยนรูปร่างคือ การเปลี่ยนแปลงในขนาดและอีกอย่างคือ การเสียรูปเชิงมุม

เมื่อความเครียดตั้งฉากถูกนิยามตามการเปลี่ยนแปลงในความยาวหารด้วยความยาวเดิม องค์ประกอบความเครียด ϵ_{xx} และ ϵ_{yy} สามารถที่จะหาได้ ดังนี้

$$\epsilon_{xx} = \frac{\left[dx + \left(u + \frac{\partial u}{\partial x} \right) - u \right] - dx}{dx} = \frac{\partial u}{\partial x} \quad (3.16)$$

$$\epsilon_{yy} = \frac{\left[dy + \left(v + \frac{\partial v}{\partial y} \right) - v \right] - dy}{dy} = \frac{\partial v}{\partial y} \quad (3.17)$$

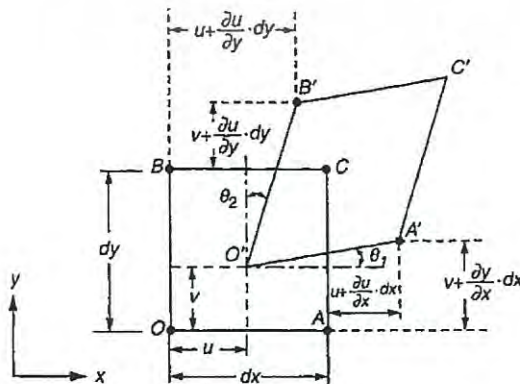
ความเครียดเฉือนถูกนิยามตามการลดลงในมุมด้านขวา ระหว่างเส้น OA และ OB ซึ่งที่มุมด้านขวาแต่ละมุมก่อนการเปลี่ยนแปลงรูปร่าง ด้วยเหตุนี้การแสดงความหมายของความเครียดเฉือน ϵ_{xy} สามารถที่จะได้มาเป็นดังนี้

$$\epsilon_{xy} = \theta_1 + \theta_2 \cong \tan \theta_1 + \tan \theta_2 \quad (3.18)$$

$$\cong \frac{\left(v + \frac{\partial v}{\partial x} \cdot dx \right) - v}{\left[dx + \left(u + \frac{\partial u}{\partial x} \cdot dx \right) - u \right]} + \frac{\left(u + \frac{\partial u}{\partial y} \cdot dy \right) - u}{\left[dy + \left(v + \frac{\partial v}{\partial y} \cdot dy \right) - v \right]} \quad (3.19)$$

ถ้าการกระจัดถูกสมมติให้มีขนาดเล็ก ϵ_{xy} สามารถที่จะแสดงได้เป็นดังนี้

$$\epsilon_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \quad (3.20)$$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับรูปที่ 3.11 การเปลี่ยนรูปร่างของเอลิเมนต์ให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การแสดงความหมายขององค์ประกอบความเครียดตั้งฉากที่เหลือ ε_{zz} และองค์ประกอบความเครียดเฉือน ε_{yz} และ ε_{zx} สามารถที่จะได้มาในแบบเดียวกันดังนี้

$$\varepsilon_{zz} = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (3.21)$$

$$\varepsilon_{yz} = \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \quad (3.22)$$

และ

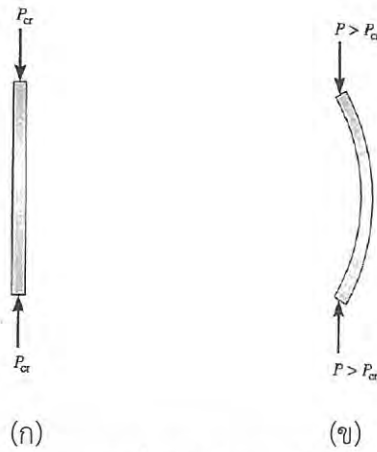
$$\varepsilon_{zx} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \quad (3.23)$$

3.4 การโก่งเดาะ (Buckling)

เมื่อต้องการออกแบบชิ้นส่วนต้องมีความจำเป็นที่ชิ้นส่วนจะต้องมีกำลังรับแรงอัดที่เพียงพอ ซึ่งสมมติว่าชิ้นส่วนมีความสมดุลและมีความมั่นคง บางชิ้นส่วนถูกกระทำด้วยแรงกระทำแบบอัด และถ้าชิ้นส่วนมีความยาวและมีความขรุขระ แรงกระทำจะทำให้ชิ้นส่วนเกิดการหลุดตัวไปทางด้านข้างหรือเรียกว่าการเซไปด้านข้าง เมื่อชิ้นส่วนที่มีความขรุขระถูกกระทำด้วยแรงอัดตามแนวแกนชิ้นส่วนนี้จะเรียกว่า เสา (Columns) และระยะการหลุดตัวในแนวด้านข้างที่เกิดขึ้นจะเรียกว่า การโก่งเดาะ (Buckling) การโก่งเดาะของเสาสามารถนำไปสู่การแตกหักในทันทีทันใดของเครื่องจักรกลเป็นผลต้องให้ความสนใจในการออกแบบเสาเพื่อให้ปลอดภัยในการรองรับแรงกระทำโดยปราศจากการโก่งเดาะ

3.4.1 แรงกระทำวิกฤติ (Critical load)

แรงกระทำตามแนวแกนที่มากที่สุดที่เสาสามารถรองรับได้ เมื่ออยู่ในสภาวะที่เกิดการโก่งเดาะ ซึ่งเรียกว่าแรงวิกฤติ (Critical load) P_{cr} ดังแสดงในรูปที่ 3.12 (ก) แรงกระทำเพิ่มเติมที่ทำให้เสาเกิดการโก่งเดาะและเกิดการหลุดตัวไปด้านข้างแสดงในรูปที่ 3.12 (ข) เพื่อให้เกิดความเข้าใจมากขึ้นเกี่ยวกับธรรมชาติของความไม่มั่นคงของนี้ พิจารณาเครื่องจักรกลสองแท่งประกอบด้วยแท่งไร้น้ำหนักที่มีความแข็งแรงและเชื่อมต่อกันด้วยหมุดที่ปลายทุกด้านดังแสดงในรูปที่ 3.13 (ก) เมื่อแท่งอยู่ในตำแหน่งตามแนวตั้ง สปริงมีความแข็งแรง k และแรงในแนวตั้ง P กระทำที่ส่วนบนของแท่งใดแท่งหนึ่ง สามารถกำหนดตำแหน่งของสมดุลนี้โดยแทนที่หมุดที่จุด A ด้วยค่า Δ ที่มีขนาดน้อยมากดังแสดงในรูปที่ 3.13 (ข) จากผังวัสดุอิสระของหมุด แสดงในรูปที่ 3.13 (ค) สปริงทำให้เกิดแรงกระทำที่ทำให้กลับคืนสู่สภาพเดิม $F = k\Delta$ ในขณะที่แรงกระทำ P ทำให้เกิดแรงย่อยในแนวราบทั้งสอง คือ $P_x = P \tan \theta$ ซึ่งมีแนวโน้มที่จะผลักหมุดและแท่งออกจากสมดุล เนื่องจาก θ มีค่าน้อยมาก $\Delta = \theta(L/2)$ และ $\tan \theta \approx \theta$ ดังนั้นสปริงที่ทำให้กลับคืนสู่สภาพเดิม (Restoring spring force) กลายเป็น $F = k\theta L/2$ และแรงต้านทานหรือบางครั้งเรียกว่าแรงรบกวน (Disturbing force) คือ $2P_x = 2P\theta$



รูปที่ 3.12 แรงกระทำที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะ

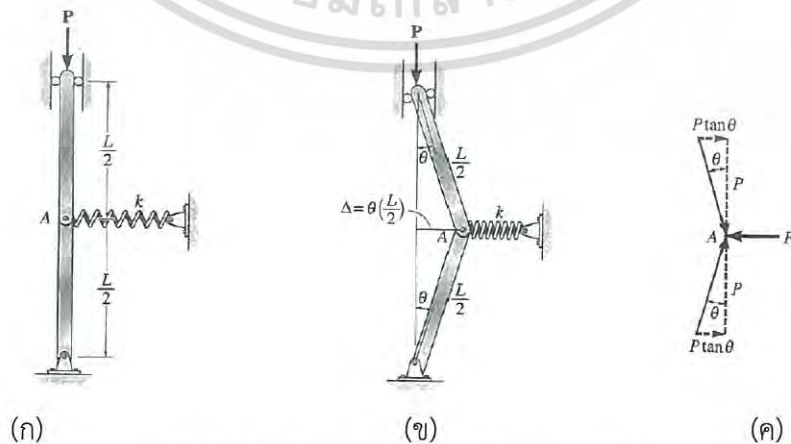
ถ้าแรงที่ทำให้กลับคืนเดิมมีค่ามากกว่าแรงต้านทาน นั่นคือ $k\theta L/2 > 2P\theta$ แล้วพบว่า θ ตัดทิ้งไป สามารถแก้สมการหาค่า P ได้ว่า สมดุลที่มีเสถียรภาพ (Stable equilibrium)

$$P < \frac{kL}{4} \tag{3.24}$$

เป็นเงื่อนไขสำหรับสมดุลที่มีเสถียรภาพ เนื่องจากแรงที่เกิดโดยสปริงเพียงพอทำให้แท่งกลับคืนสู่ตำแหน่งเดิมในแนวตั้ง หรือพูดอีกนัยหนึ่งว่า ถ้า $k\theta L/2 < 2P\theta$ หรือสมดุลที่ไม่มีเสถียรภาพ

$$P > \frac{kL}{4} \tag{3.25}$$

เครื่องจักรกลอยู่ในสมดุลไม่เสถียรภาพ หรือพูดอีกนัยหนึ่งว่า ถ้าแรงกระทำ P กระทำ และเกิดระยะการขจัดเพียงเล็กน้อยที่จุด A เครื่องจักรกลมีแนวโน้มที่จะออกจากสถานะสมดุลและไม่กลับคืนสู่ตำแหน่งเดิมได้



รูปที่ 3.13 แสดงแรงกระทำต่อแท่งและสปริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

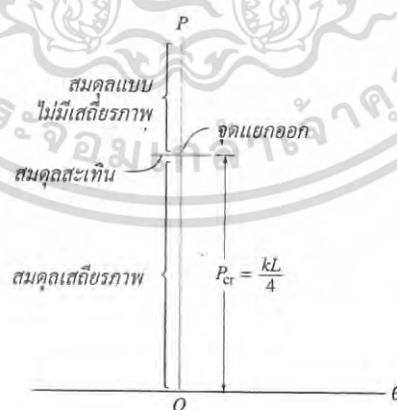
ค่าของ P สามารถหาได้โดย $k\theta L / 2 = 2P\theta$ เป็นแรงกระทำวิกฤติ คือ สมดุลแบบสะเทิน (Neutral equilibrium)

$$P_{cr} = \frac{kL}{4} \quad (3.26)$$

แรงกระทำนี้แทนกรณีของเครื่องจักรกลที่อยู่ในสมดุลแบบสะเทิน เนื่องจาก P_{cr} มีอิสระต่อระยะการขจัด θ ของแท่ง (ซึ่งมีค่าน้อยมาก) สภาวะของสมดุลทั้งสามที่แตกต่างกันใช้รูปเชิงกราฟฟิกแทนดังแสดงในรูปที่ 3.14 แรงกระทำมีค่าเท่ากับค่าวิกฤติ $P = P_{cr}$ ซึ่งเรียกว่า จุดแยกออก (Bifurcation Point) ที่จุดนี้เครื่องจักรกลอยู่ในสมดุลสำหรับค่า θ ซึ่งวัดได้จากค่าทางด้านขวามือหรือซ้ายมือของแนดิ่ง P_{cr} แทนแรงกระทำที่เครื่องจักรกลมีโอกาที่จะโค้งเดาะ ซึ่งในการหาค่านี้จะสมมติให้เกิดระยะการขจัดเล็กน้อย อย่างไรก็ตามควรเข้าใจว่า P_{cr} ไม่ใช่ค่าที่มากที่สุดของ P ที่เครื่องจักรกลสามารถรองรับได้ ถ้าแรงกระทำที่มีค่ามากอยู่บนแท่งแล้วเครื่องจักรกลเกิดระยะทรุดตัวก่อนที่สปริงถูกอัดหรือยืดได้เต็มที่เพื่อรั้งเครื่องจักรกลอยู่ในสมดุล

3.4.2 เสาอุดมคติที่มีฐานรองรับแบบหมุด (Ideal Column with Pin Supports)

ในหัวข้อนี้จะทำการคำนวณแรงกระทำที่ทำให้เกิดการโค้งเดาะจุดวิกฤติสำหรับเสาที่มีฐานแบบหมุด ดังแสดงในรูปที่ 3.15 เสาถูกพิจารณาให้เป็นเสาในอุดมคติ (Ideal column) มีความหมายว่า มีลักษณะเป็นเส้นตรงก่อนที่จะมีแรงกระทำเสาต้องทำจากวัสดุเนื้อเดียวกัน และแรงกระทำจะต้องกระทำที่จุดเซนทรอยด์ของหน้าตัดของเสา นอกจากนี้ ยังสมมติว่าพฤติกรรมวัสดุอยู่ในลักษณะยืดหยุ่นเชิงเส้น และเสาเกิดการโค้งเดาะหรือดัดเพียงระนาบเดียว ในสภาพความเป็นจริง เงื่อนไขของเสาจะไม่เป็นไปตามที่กล่าวมาแล้วข้างต้น อย่างไรก็ตาม การวิเคราะห์แรงกระทำบนเสาอุดมคติมีลักษณะคล้ายกับการวิเคราะห์ที่ใช้วิเคราะห์เสาที่มีการโค้งตัวหรือเสาที่มีแรงกระทำเยื้องศูนย์



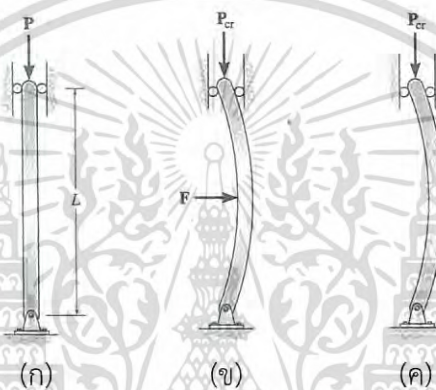
รูปที่ 3.14 สภาวะสมดุล

เนื่องจากเสาในอุดมคติมีลักษณะเหยียดตรง แรงกระทำตามแนวแกนตามทฤษฎี ค่า P จะมีค่าเพิ่มขึ้นจนกระทั่งการแตกหักเกิดขึ้นเนื่องจากการแตกหักหรือการครากของวัสดุ อย่างไรก็ตาม เมื่อถึงค่าแรงกระทำวิกฤติ P_{cr} เสามีโอกาสที่จะกลายเป็นเสาที่ไม่มีเสถียรภาพ ดังนั้น แรงต้านข้าง คือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แรง F ดังแสดงในรูปที่ 3.15 (ข) ทำให้เสาคงอยู่ในตำแหน่งที่เกิดการทรุดตัว เมื่อ F ถูกปลดออก ดังแสดงในรูปที่ 3.15 (ค) การลดลงของแรงตามแนแกน P ลงให้ต่ำกว่า P_{cr} จะทำให้เสาเหยียด ออกเช่นเดิมและถ้าทำการเพิ่มขนาดของแรง P ให้เกินกว่าค่า P_{cr} ทำให้เกิดระยะทรุดตัวทางด้านข้าง เพิ่มขึ้นต่อไป ถึงแม้เสายังคงมีเสถียรภาพหรือไม่มีเสถียรภาพ เมื่อถูกกระทำด้วยแรงกระทำตาม แนວแกน ขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพการกลับคืนสู่สภาพเดิมของเสา ซึ่งอยู่บนพื้นฐานความต้านโมเมนต์ ดัด เพื่อหาแรงกระทำวิกฤติ และรูปทรงการโก่งเดาะของเสา ซึ่งมีความสัมพันธ์กันกับโมเมนต์ภายใน เสาที่รูปทรงระยะการทรุดตัว คือ

$$EI \frac{d^2v}{dx^2} = M \quad (3.27)$$



รูปที่ 3.15 เสาอุดมคติที่มีฐานรองรับแบบหมุด

สมการนี้ให้สมมติว่าความชันของรูปโค้งแบบยืดหยุ่นมีค่าน้อยมากและระยะการทรุดตัวที่เกิดขึ้นโดยโมเมนต์ดัด เมื่อเสายู่ในตำแหน่งที่เกิดระยะการทรุดตัวดังแสดงในรูปที่ 3.15 (ก) โมเมนต์ดัดภายในเสาสามารถหาได้โดยการใช้วิธีตัดของภาคตัดฝั้ววัตถุอิสระ ดังแสดงในรูปที่ 3.15 (ข) ถูกพิจารณาทั้งระยะการทรุดตัว v และโมเมนต์ M แสดงในทิศทางที่เป็นบวกตามสัญลักษณ์ เครื่องหมายที่ใช้สร้างสมการที่ 3.27 โมเมนต์ภายใน $M = -Pv$ ดังนั้นสมการที่ 3.27 จึงกลายเป็น

$$EI \frac{d^2v}{dx^2} = -Pv \quad (3.28)$$

$$\frac{d^2v}{dx^2} + \left(\frac{P}{EI} \right) v = 0 \quad (3.29)$$

ในการทำงานเดียวกันสมการอนุพันธ์เชิงเส้นที่มีค่าสัมประสิทธิ์คงที่สามารถแสดงได้โดยวิธีของสมการอนุพันธ์หรือแทนค่าโดยตรงในสมการที่ 3.29 คำตอบทั่วไป คือ

$$v = C_1 \sin \left(\sqrt{\frac{P}{EI}} x \right) + C_2 \cos \left(\sqrt{\frac{P}{EI}} x \right) \quad (3.30)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าคงที่ของการอินทิเกรตทั้งสองหาได้จากเงื่อนไขที่ปลายของเสา เนื่องจาก $v=0$ และ $x=0$ แล้ว $C_2 = 0$ และเนื่องจาก $v=0$ ที่ $x=L$ แล้วจะได้

$$C_1 \sin\left(\sqrt{\frac{P}{EI}}x\right) = 0 \quad (3.31)$$

ถ้า $C_1 = 0$ แล้ว $v=0$ ซึ่งเป็นคำตอบทั่วไป (Trivial Solution) ที่ต้องการเสาให้คงความเหยียดตรง ถึงแม้ว่าแรงกระทำจะทำให้เสาเกิดความไม่เสถียรภาพ

$$\sin\left(\sqrt{\frac{P}{EI}}L\right) = 0 \quad (3.32)$$

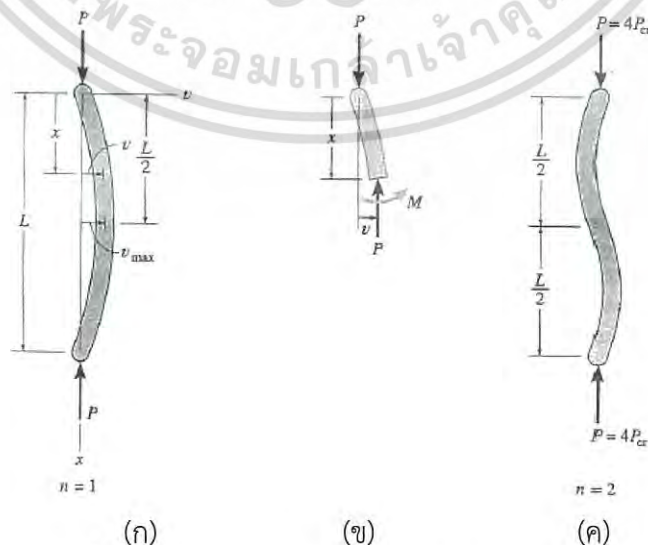
$$\sqrt{\frac{P}{EI}}L = n\pi \quad (3.33)$$

$$P = \frac{n^2 \pi^2 EI}{L^2} \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (3.34)$$

ค่าเล็กๆ ของ P ที่ได้เมื่อ $n=1$ ดังนั้นแรงวิกฤติสำหรับเสา คือ

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad (4.35)$$

แรงนี้บางครั้งเรียกว่า แรงกระทำของ ออยเลอร์ (Euler Load) หลังจากการคิดค้นของนักคณิตศาสตร์ชาวสวิสเซอร์แลนด์ ชื่อ ลีโอนฮาร์ด ออยเลอร์ (Leonhard Euler, ในปี ค.ศ. 1757) รูปทรงการโก่งเดาะที่สอดคล้องกับนิยามนี้สามารถเขียนเป็น



รูปที่ 3.16 โมเมนต์ภายในเสากับรูปทรงการทรุดตัว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อค่าคงที่ C_1 แทนการทรุดตัวมากที่สุด v_{\max} เกิดขึ้นที่จุกกึ่งกลางของเสา ในรูปที่ 3.16 (ก) ค่าสำหรับ C_1 ไม่สามารถหาได้ เนื่องจากไม่ทราบรูปทรงการทรุดตัวที่ถูกต้องสำหรับเสาเมื่อเกิดการโก่งเดาะ n ในสมการที่ 3.34 แทนจำนวนรูปทรงการทรุดตัวของเสา เช่น ถ้า $n = 2$ แล้วจากสมการที่ 3.30 และ 3.34 จะเกิดการโค้งเดาะขึ้นสองจุด ดังปรากฏในรูปทรงการโก่งเดาะดังแสดงในรูปที่ 3.16 (ค) และเสารองรับแรงวิกฤตินั้นคือ $4P_{cr}$ ก่อนที่จะเกิดการโก่งเดาะ เนื่องจากค่านี้มีค่าเป็นสี่เท่าของแรงวิกฤติ และรูปทรงการทรุดตัวมีลักษณะแบบไม่เสถียรภาพ รูปทรงของการโก่งเดาะนี้ในเชิงปฏิบัติไม่มี เว้นเสียแต่มีการค้ำยันด้านข้างที่จุดศูนย์กลางเสา

นอกจากนี้พบว่าแรงกระทำวิกฤติเป็นอิสระจากกำลังของวัสดุ แต่ขึ้นอยู่กับมิติของเสา (I และ L) ค่าโมดูลัสของความยืดหยุ่นของวัสดุ E เมื่อต้องการทราบระยะการโก่งเดาะแบบยืดหยุ่นของเสาที่ทำจากเหล็กกำลังสูง จึงไม่มีประโยชน์มากไปกว่าเสาที่ทำจากเหล็กกำลังต่ำ เนื่องจากโมดูลัสของความยืดหยุ่นทั้งสองมีค่าเท่ากันโดยประมาณ นอกจากนั้นพบว่าประสิทธิภาพในการรับแรงกระทำของเสาเพิ่มขึ้นเมื่อโมเมนต์ของความเฉื่อยของพื้นที่หน้าตัดมีค่าเพิ่มขึ้น ดังนั้นเสาที่มีประสิทธิภาพจึงถูกออกแบบเพื่อพื้นที่หน้าตัดของเสาอยู่ไกลจากแกนเซนทรอยด์สำหรับหน้าตัด ท่อกลวงจะประหยัดมากกว่าท่อตัน นอกจากนั้น หน้าตัดที่มีส่วนปีกกว้าง และที่เสาประกอบด้วยเหล็กวาง เหล็กฉาก แผ่นโลหะ เป็นต้น ดีกว่าหน้าตัดที่มีลักษณะตันและเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า จึงมีความสำคัญมากที่เสาที่เกิดการโก่งเดาะรอบแกนหลักของหน้าตัดที่มีโมเมนต์ความเฉื่อยน้อยที่สุด ยกตัวอย่าง เช่น เสาที่มีหน้าตัดรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ดังแสดงในรูปที่ 3.17 โกงเดาะรอบแกน $a-a$ ไม่ใช่แกน $b-b$ เป็นผลต้องทำให้วิศวกรต้องพยายามทำให้เกิดสมดุล คงรักษาโมเมนต์ของความเฉื่อยให้เหมือนกันทุกทิศทาง ท่อวงกลมเป็นเสาที่ดีที่สุด นอกจากนั้น ท่อที่มีรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสหรือรูปทรงของท่อที่มี $I_x \approx I_y$ จะถูกเลือกบ่อยสำหรับเสา ดังนั้นสมการโก่งเดาะสำหรับเสาที่มีการรองรับแบบหมุดสามารถเขียนใหม่ได้ดังนี้

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad (3.36)$$

เมื่อ

P_{cr} = แรงกระทำตามแนวแกนที่มีค่ามากที่สุดซึ่งจะทำให้เกิดการวิกฤติบนเสาก่อนเสาเริ่มการโก่งเดาะและแรงกระทำนี้ไม่ทำให้เกิดค่าหน่วยแรงในเสาเกินขีดจำกัดสัดส่วน

E = ค่าโมดูลัสของความยืดหยุ่นของวัสดุ

I = โมเมนต์ความเฉื่อยที่มีค่าน้อยที่สุดสำหรับพื้นที่หน้าตัดของเสา

L = ความยาวของเสาที่มีจุดรองรับเป็นหมุด



รูปที่ 3.17 เสาที่มีหน้าตัดรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า



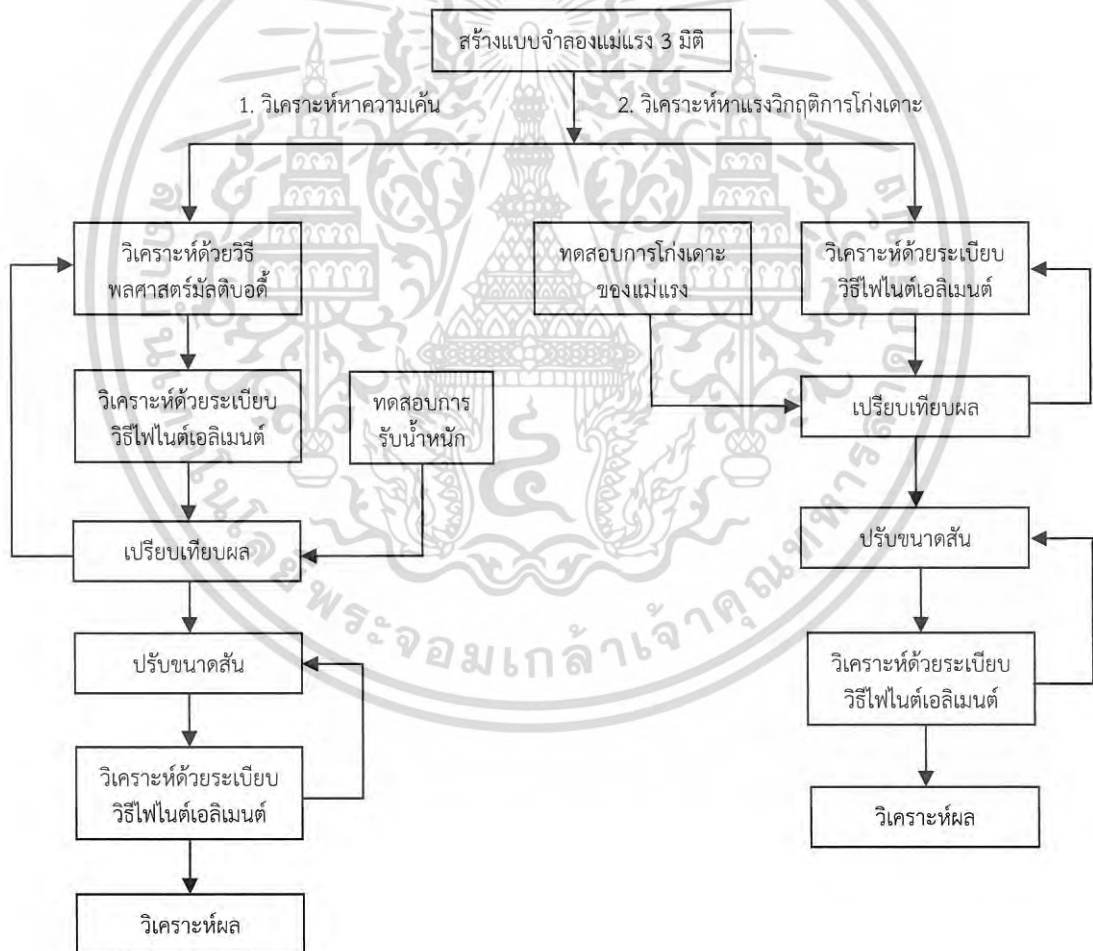
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

วิธีดำเนินการวิจัย

4.1 บทนำ

ในงานวิจัยนี้เป็นการวิเคราะห์แม่แรงรถยนต์แบบกลไกขับเคลื่อนด้วยมือ เพื่อหาแนวทางในการลดขนาดมวลของแม่แรงเพื่อที่จะได้ลดต้นทุนในการผลิตต่อไป ในงานวิจัยนี้ผู้วิจัยได้มุ่งไปที่การศึกษาพารามิเตอร์ของความกว้างและความยาวสั้นของแม่แรงว่ามีผลต่อความความเค้นและค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะของแขนแม่แรงอย่างไร ซึ่งสามารถที่จะนำไปสู่การเพิ่มความแข็งแรงเพื่อจะลดน้ำหนักของแขนแม่แรงได้ โดยการวิเคราะห์จะแบ่งออกเป็น 2 วิธี วิธีแรกคือการวิเคราะห์เพื่อหาความเค้นที่เกิดขึ้นที่แขนของแม่แรงที่ต้องใช้ทั้งวิธีพลศาสตร์มิติบอดี้และการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (FEM) วิธีที่สองเป็นการวิเคราะห์หาค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะของแขนแม่แรงด้วย FEM ซึ่งขั้นตอนทั้งหมดของงานวิจัยนี้สามารถแสดงได้ดังรูปที่ 4.1

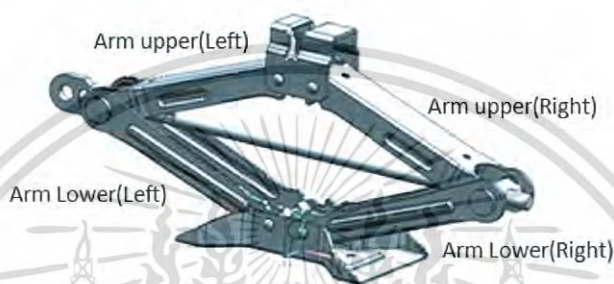


รูปที่ 4.1 แผนภาพแสดงขั้นตอนการดำเนินงาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2 แบบจำลอง 3 มิติ ของแม่แรง

แบบจำลอง 3 มิติ ของแม่แรงรถยนต์เป็นงานส่วนแรกที่ทำเนื่องจากว่าแบบจำลอง 3 มิติ จะต้องถูกนำไปใช้ในการวิเคราะห์ด้วยโปรแกรมการวิเคราะห์พลศาสตร์มิติบอดีและโปรแกรมการวิเคราะห์ด้วย FEM แบบจำลองนี้จะเป็นการขึ้นรูป 3 มิติ ของทุกส่วนประกอบของแม่แรงตามที่ได้แสดงไปแล้วในหัวข้อ 3.1 ซึ่งขนาดของแม่แรงที่ใช้ในแบบจำลองจะเป็นขนาดและรูปร่างเท่ากับแม่แรงจริง ในการสร้างแบบจำลองจะทำการสร้างแบบจำลองที่ละชิ้นส่วน จากนั้นก็นำชิ้นส่วนต่างๆมาประกอบเข้าด้วยกัน (Assembly) แสดงได้ดังรูปที่ 4.1 ซึ่งในรูปนี้จะระบุชื่อแต่ละแขนของแม่แรงเนื่องจากว่าแม่แรงมีทั้งหมด 4 แขน และการวิเคราะห์ในหัวข้อต่อไปก็จะเรียกชื่อแขนของแม่แรงที่ทำการวิเคราะห์ตามรูปที่ 4.2



รูปที่ 4.2 แบบจำลอง 3 มิติ ของแม่แรงรถยนต์นั่งส่วนบุคคล

4.3 การวิเคราะห์แม่แรงด้วยวิธีพลศาสตร์มิติบอดี

การวิเคราะห์แม่แรงรถยนต์แบบแพนโทกราฟด้วยวิธีพลศาสตร์มิติบอดีเป็นการใช้โปรแกรมสำเร็จรูป ADAMS/View ในการวิเคราะห์ ซึ่งการวิเคราะห์ด้วยวิธีนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อทำการวิเคราะห์การเคลื่อนที่ของชิ้นส่วนต่างๆ และหาค่าของแรงที่เกิดขึ้นที่ข้อต่อและผิวสัมผัสของแม่แรงเพื่อจะนำไปใช้ในการกำหนดสภาวะขอบ (Boundary condition) ของการวิเคราะห์ด้วย FEM ซึ่งจะได้กล่าวในหัวข้อถัดไป

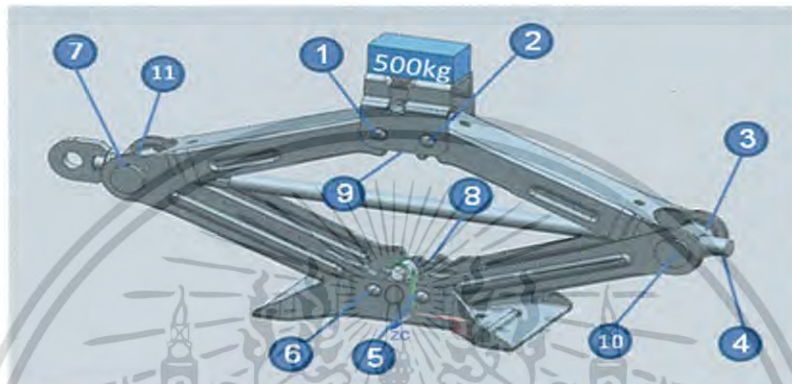
4.3.1 ขั้นตอนในการวิเคราะห์ด้วยวิธีพลศาสตร์มิติบอดี

1. เตรียมไฟล์ส่วนประกอบของแม่แรงทั้งหมด ให้แยกแต่ละชิ้นส่วนเป็น 1 ไฟล์ แต่ละไฟล์ให้เตรียมเป็นไฟล์ parasolid (นามสกุล .x_t)
2. ให้นำไฟล์ชิ้นงานที่เตรียมไว้ตามข้อ 1 เข้ามาวิเคราะห์ในโปรแกรม ADAMS/View (Import) ซึ่งการนำชิ้นงานเข้ามาในโปรแกรมจะต้องนำเข้ามาทีละชิ้นส่วนจนครบทุกชิ้นส่วน
3. ใส่ความสัมพันธ์พันธะระหว่างชิ้นงานให้กับทุกชิ้นงานเพื่อให้แม่แรงสามารถเคลื่อนที่ได้เสมือนจริงดังจะแสดงในหัวข้อ 4.3.2
4. กำหนดให้สกรูที่ใช้ในแม่แรงนี้มีขนาดพิทซ์ (α) เท่ากับ 2 มิลลิเมตร
5. กำหนดให้สกรูให้มีสัมประสิทธิ์ความเสียดทานเท่ากับ 0.16 [3, 11]
6. ในขั้นตอนนี้เราจะสร้างกล่องขึ้นมาไว้บนแม่แรงเพื่อจำลองการยกน้ำหนักของแม่แรง โดยในงานวิจัยนี้จะกำหนดให้แม่แรงรับหนัก 4,905 นิวตัน ดังแสดงในรูปที่ 4.3
7. กำหนดให้สกรูหมุนด้วยความเร็ว 180 องศา/วินาที (สกรูหมุน 1 รอบใช้เวลา 2 วินาที) เป็นเวลา 270 วินาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารต้นฉบับที่เผยแพร่โดยศูนย์วิจัยและพัฒนาเทคโนโลยีการผลิตยานยนต์ไฟฟ้าของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ โดยสงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับศูนย์วิจัยและพัฒนาเทคโนโลยีการผลิตยานยนต์ไฟฟ้าของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3.2 การกำหนดความสัมพันธ์แบบข้อต่อและแบบสัมผัสระหว่างชิ้นงาน

จากหัวข้อ 4.3.1 ข้อ 3 จะต้องทำการกำหนดความสัมพันธ์ของข้อต่อระหว่างชิ้นส่วนให้ครบทุกชิ้นเพื่อให้แม่แรงสามารถเคลื่อนที่ขึ้นเพื่อรับภาระได้เสมือนจริง ความสัมพันธ์ระหว่างชิ้นส่วนที่ใส่ให้กับชิ้นส่วนในแบบจำลองนี้คือ ข้อต่อแบบหมุน (Revolution Joint) ข้อต่อแบบเลื่อน (Translation Joint) ข้อต่อแบบสกรู (Screw Joint) และความสัมพันธ์แบบสัมผัส ซึ่งความสัมพันธ์ที่กล่าวมาสามารถระบุตำแหน่งแสดงได้ดังรูปที่ 4.3 และตารางที่ 4.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างชิ้นงาน



รูปที่ 4.3 ตำแหน่งความสัมพันธ์ของชิ้นส่วนแม่แรง

ตารางที่ 4.1 แสดงหมายเลขและความสัมพันธ์ระหว่างชิ้นงาน 2 ชิ้นงาน

| หมายเลข | ความสัมพันธ์ | ชิ้นงานที่ 1 | ชิ้นงานที่ 2 |
|---------|-----------------|------------------|------------------|
| 1 | ข้อต่อแบบหมุน | Top Holder Body | Arm Upper(Left) |
| 2 | ข้อต่อแบบหมุน | Top Holder Body | Arm Upper(Right) |
| 3 | ข้อต่อแบบสกรู | Nut Screw | Screw |
| 4 | ข้อต่อแบบเลื่อน | Nut Screw | Screw |
| 5 | ข้อต่อแบบหมุน | Seat | Arm Lower(Right) |
| 6 | ข้อต่อแบบหมุน | Seat | Arm Lower(Left) |
| 7.1 | ข้อต่อแบบหมุน | Metal Screw | Arm Lower(Left) |
| 7.2 | ข้อต่อแบบหมุน | Metal Screw | Arm Upper(Left) |
| 8 | แบบสัมผัส | Arm Lower(Right) | Arm Lower(Left) |
| 9 | แบบสัมผัส | Arm Upper(Right) | Arm Upper(Left) |
| 10.1 | ข้อต่อแบบหมุน | Nut Screw | Arm Lower(Right) |
| 10.2 | ข้อต่อแบบหมุน | Nut Screw | Arm Upper(Right) |
| 11 | ข้อต่อแบบหมุน | Metal Screw | Screw |

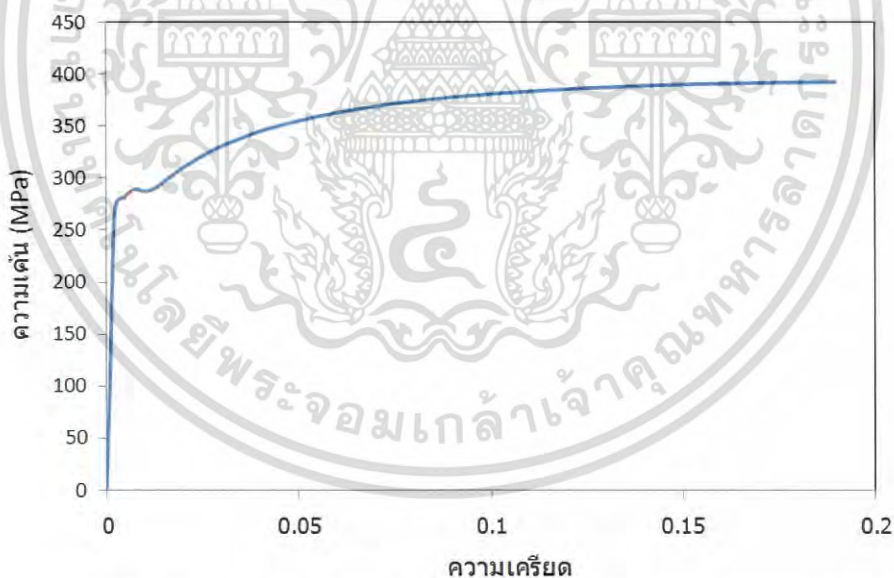
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4 การวิเคราะห์ความเค้นด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

ในงานวิจัยนี้จะทำการวิเคราะห์หาความเค้นเพื่อศึกษาความเค้นที่เกิดขึ้นที่แขนของแม่แรง เมื่อแม่แรงมีการรับน้ำหนักซึ่งการวิเคราะห์ความเค้นด้วย FEM จะทำโดยการใช้โปรแกรมสำเร็จรูป ABAQUS มาใช้ในการวิเคราะห์แบบจำลอง 3 มิติของแม่แรง ในงานวิจัยนี้จะวิเคราะห์ในส่วนที่เป็นแขนทั้ง 4 แขนของแม่แรงเท่านั้น เพื่อหาความเค้นที่เกิดขึ้นในแต่ละแขนของแม่แรง โดยนำแรงที่หาได้จากการวิเคราะห์ด้วยโปรแกรมการวิเคราะห์พลศาสตร์มีลติบอดีจากหัวข้อ 4.3 มาเป็นแรงที่กระทำที่ข้อต่อบนแขนของแม่แรง และการวิเคราะห์ด้วยวิธีนี้จะต้องกำหนดคุณสมบัติให้กับชิ้นงานด้วย ดังนั้น จึงต้องหาค่าคุณสมบัติของชิ้นงานจริงด้วย

4.4.1 การหาค่าคุณสมบัติของชิ้นงาน

ในการหาค่าคุณสมบัติของชิ้นงานจริง จะทำได้โดยการตัดชิ้นส่วนตัวอย่างของแม่แรงนำไปทำการทดสอบแรงดึง (Tensile Test) เพื่อหาค่าคุณสมบัติเชิงกลของวัสดุ ในการทดสอบแรงดึงจะได้ค่า ดังนี้ คือ ค่าโมดูลัสของสภาพยืดหยุ่น (Modulus of Elasticity) ค่าความต้านแรงดึงคราก (Yield Strength) และค่าความต้านแรงดึง (Tensile Strength) และจากการนำตัวอย่างของแม่แรงไปตัดและทำการทดสอบแรงดึง จะได้กราฟแสดงความสัมพันธ์ ความเค้น - ความเครียดของวัสดุ ดังรูปที่ 4.4 โดยค่าโมดูลัสของสภาพยืดหยุ่นหาได้จากความชันของกราฟในช่วงแรก ซึ่งแบ่งเป็นช่วงย่อยๆ 68 ช่วง แล้วทำการหาค่าเฉลี่ยของความชัน ดังแสดงในภาคผนวก ข ซึ่งสามารถสรุปคุณสมบัติของวัสดุได้ ดังตารางที่ 4.2 และในงานวิจัยนี้จะกำหนดให้อัตราส่วนบัพของของวัสดุเท่ากับ 0.3



รูปที่ 4.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ ความเค้น - ความเครียดของวัสดุ

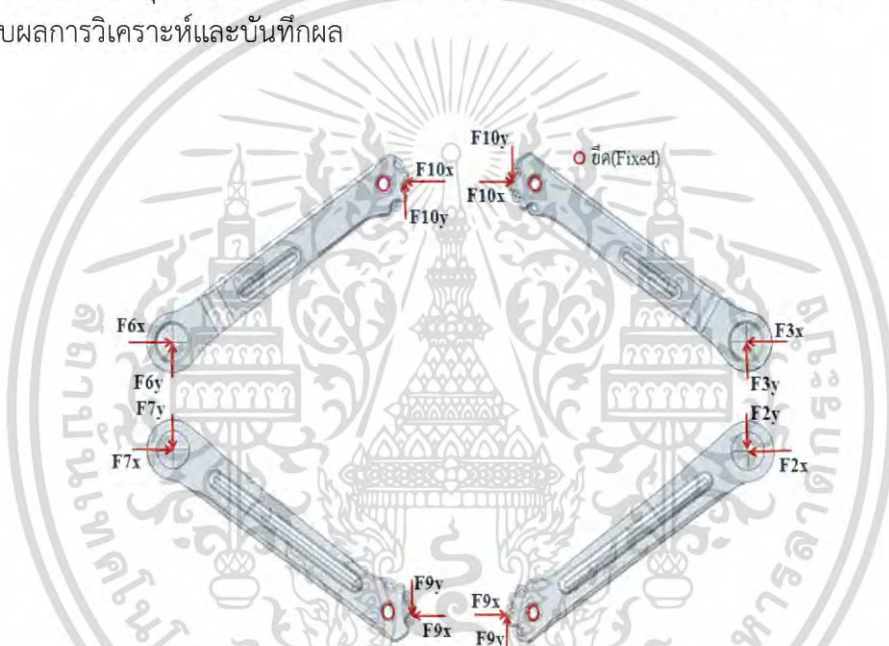
ตารางที่ 4.2 แสดงคุณสมบัติวัสดุ

| | |
|-----------------------|---------|
| Tensile Strength | 394 MPa |
| Yield Strength | 280 MPa |
| Modulus of Elasticity | 157 GPa |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.2 ขั้นตอนในการวิเคราะห์ความเค้นด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

การวิเคราะห์ความเค้นด้วย FEM จะต้องเตรียมไฟล์แขนของแม่แรงทั้ง 4 แขน ให้แยกแต่ละแขนเป็น 1 ไฟล์ จากนั้นให้นำไฟล์แขนของแม่แรงที่เตรียมไว้มาวิเคราะห์ในโปรแกรม ABAQUS การวิเคราะห์ด้วยวิธีนี้จะทำการวิเคราะห์แยกทีละแขนของแม่แรงจนครบทั้ง 4 แขน ที่ความสูงการยกของแม่แรง (Stroke) คือ 183 230 270 และ 320 มิลลิเมตร (แสดงความสูงการยกของแม่แรงดังรูปที่ 4.10) จากนั้นกำหนดคุณสมบัติให้กับชิ้นงานดังตารางที่ 4.2 กำหนดสภาวะขอบ (Boundary Condition) ของแขนแม่แรง ในการกำหนดสภาวะขอบจะกำหนดให้มีการยึด (Fixed) ที่รูแกนทั้งสองด้านของแขนแม่แรงและอีกด้านจะใส่แรงในแนวแกน x และแนวแกน y ที่จุดกึ่งกลางของตัวเชื่อมแขนแม่แรงและจุดสัมผัสระหว่างแม่แรง แสดงได้ดังรูปที่ 4.5 และสร้างโครงร่างตาข่าย (Mesh) โดยเอลิเมนต์ของชิ้นงานนี้ถูกกำหนดให้เป็นเอลิเมนต์แบบปิรามิด (Tetrahedra) 4 โหนด ดังแสดงในรูปที่ 4.6 และขั้นตอนสุดท้ายจะทำการวิเคราะห์แขนของแม่แรงด้วยโปรแกรม (Run program) ตรวจสอบผลการวิเคราะห์และบันทึกผล



รูปที่ 4.5 การกำหนดสภาวะขอบและแรงกระทำในแต่ละแขนของแม่แรง

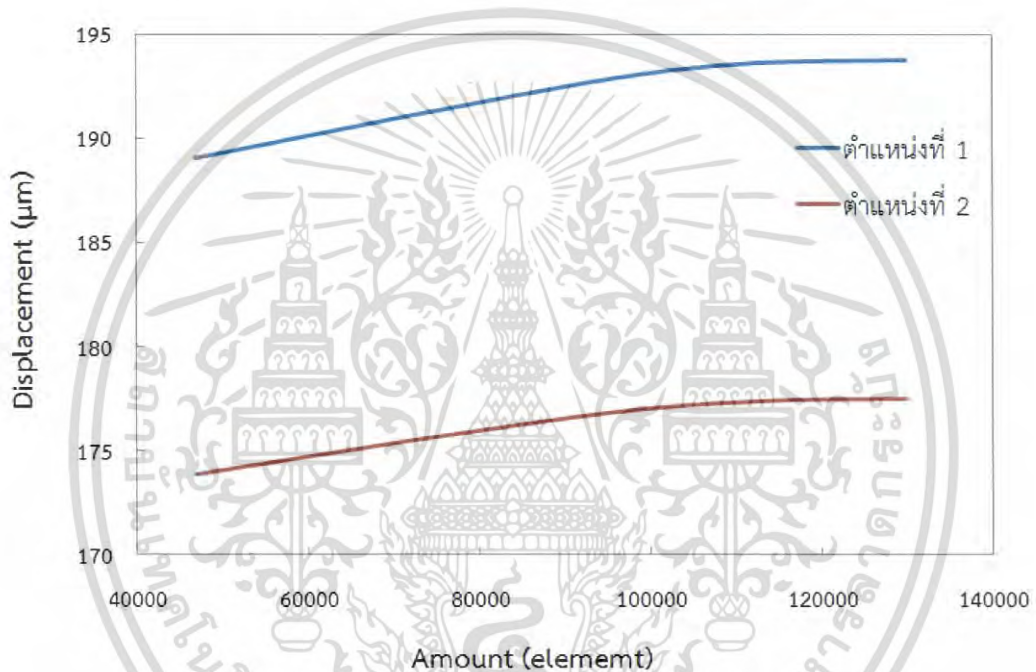


รูปที่ 4.6 แสดงการแบ่งเอลิเมนต์ของ Arm Lower (Right)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.3 การตรวจสอบความเหมาะสมของขนาดเอลิเมนต์ (Convergence)

ในการวิเคราะห์ด้วย FEM การแบ่งขนาดของเอลิเมนต์เพื่อทำการวิเคราะห์ก็มีความสำคัญ [9] เนื่องจากว่าขนาดของของเอลิเมนต์ที่แตกต่างกันก็จะให้ค่าที่ต่างกัน ยิ่งขนาดของเอลิเมนต์เล็ก ปริมาณของเอลิเมนต์มาก ยิ่งให้ความแม่นยำในการวิเคราะห์มากขึ้นแต่จะใช้เวลาในการการวิเคราะห์ นาน ดังนั้นการตรวจสอบขนาดของเอลิเมนต์ที่เหมาะสมสามารถแสดงได้จากกราฟระยะเบี่ยงเบน (Displacement) กับปริมาณเอลิเมนต์ ซึ่งในกราฟจะแสดง 2 ตำแหน่ง ดังรูปที่ 4.6 และจากกราฟใน รูปที่ 4.7 ที่จะเห็นได้ว่าเมื่อจำนวนเอลิเมนต์เพิ่มขึ้นระยะเบี่ยงเบนก็จะมีค่ามากขึ้นและเมื่อมีจำนวนเอลิเมนต์ 129,000 เอลิเมนต์ กราฟจะเริ่มคงที่ซึ่งแสดงว่าจำนวนเอลิเมนต์มีความละเอียดเพียงพอต่อการ วิเคราะห์ด้วย FEM โดยที่แนวโน้มจะเหมือนกันทั้งสองตำแหน่ง



รูปที่ 4.7 การลู่เข้าระยะการเบี่ยงเบนกับจำนวนเอลิเมนต์

4.5 การทดสอบการรับน้ำหนักของแม่แรง

การทดสอบการรับน้ำหนักของแม่แรงมีวัตถุประสงค์เพื่อหาความเครียดที่เกิดขึ้นในแนวแกนบนแกนของแม่แรงเมื่อมีการรับภาระแล้วนำไปเปรียบเทียบกับความเครียดที่ได้จากการวิเคราะห์ด้วย FEM ซึ่งในการทดลองมีอุปกรณ์และวิธีการทดลองดังต่อไปนี้

4.5.1 อุปกรณ์การทดสอบ

1. แม่แรง 1 ตัว
2. สเตรนเกจ 4 ตัว (แสดงตำแหน่งการติดตั้งดังรูปที่ 4.9)
3. กาวสำหรับติดสเตรนเกจกับแม่แรง
4. ไม้บรรทัด
5. อะซีโตน สำหรับเช็ดทำความสะอาดผิวบริเวณที่จะติดสเตรนเกจ
6. ตัวแสดงผลแรงกด (Proving ring)
7. กล่องวงจรบริจด์ (Bridge box)
8. เครื่องเก็บข้อมูล (Data logger)
9. เครื่องกด (Compressing machine)
10. คอมพิวเตอร์

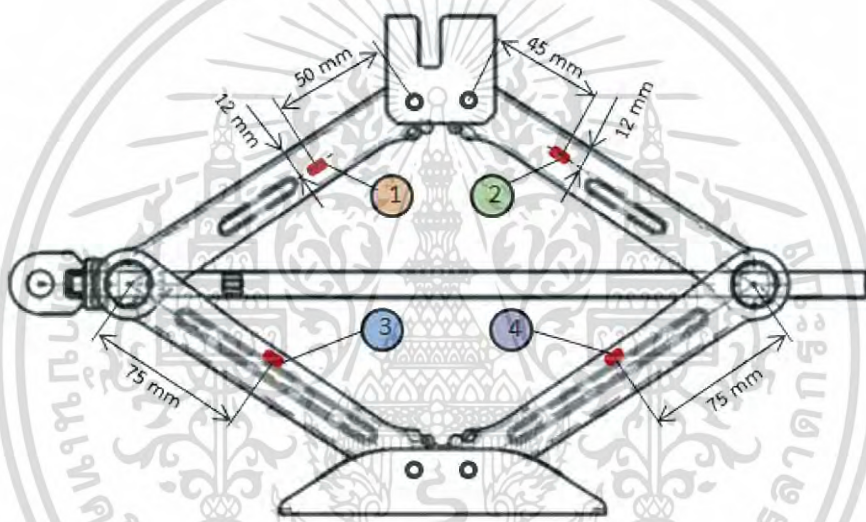


รูปที่ 4.8 แสดงเครื่องมือและอุปกรณ์การทดสอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.5.2 การติดตั้งสเตรนเกจ

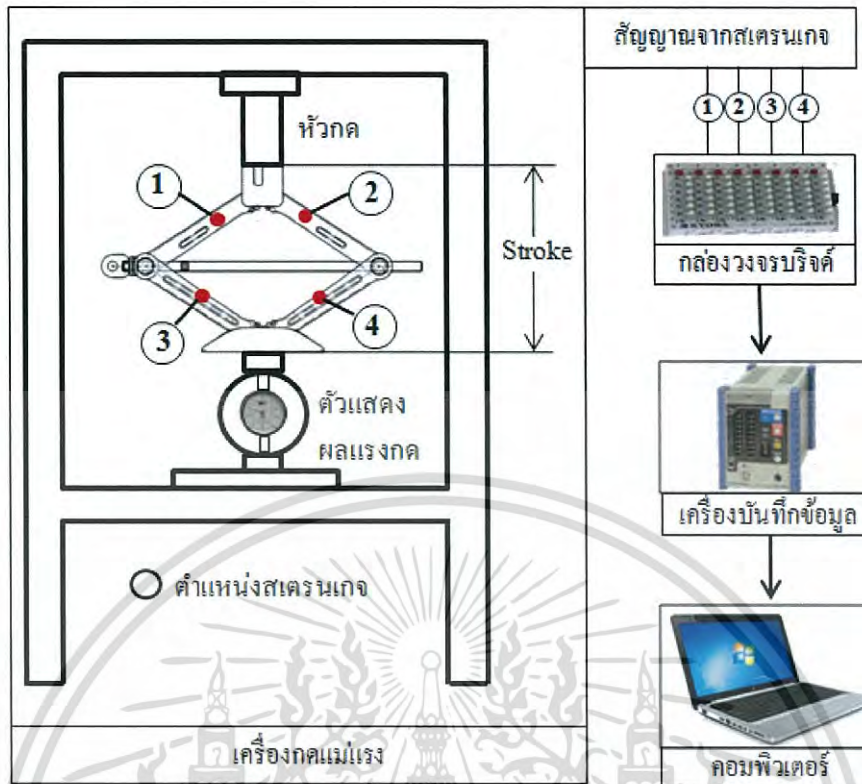
สเตรนเกจเป็นอุปกรณ์ที่ติดบนชิ้นงานเพื่อใช้วัดค่าความเครียดที่เกิดขึ้นเมื่อมีภาระมากระทำต่อชิ้นงานนั้นๆ ในงานวิจัยนี้จะวัดค่าความเครียดที่เกิดขึ้นในแนวแกนของแม่แรงจากการรับน้ำหนักจริงของแม่แรง โดยสเตรนเกจที่ใช้จะเป็นแบบที่วัดค่าความเครียดได้ 1 แกน ซึ่งการติดตั้งสเตรนเกจจะติดในทิศทางแนวเดียวกับแกนของแขนแม่แรง จะใช้สเตรนเกจทั้งหมด 4 ตัว ติดที่แขนของแม่แรงแขนละ 1 ตัว ซึ่งตำแหน่งในการติดตั้งแสดงได้ดังรูปที่ 4.9 จะเห็นว่าตำแหน่งที่ 1 และ 2 ติดที่แขนคู่บนของแม่แรงมีตำแหน่งที่ต่างกันเล็กน้อยเพื่อที่จะดูว่าตำแหน่งที่ต่างกันเมื่อเปรียบเทียบกับผลการวิเคราะห์ด้วย FEM จะเป็นไปในแนวทางเดียวกันหรือไม่ และตำแหน่งที่ 3 และ 4 เป็นตำแหน่งการติดตั้งสเตรนเกจเดียวกันเพื่อดูผลของความเครียด เมื่อเป็นตำแหน่งเดียวกัน อีกทั้งการเลือกติดตั้งสเตรนเกจตำแหน่งที่ 3 และ 4 เนื่องจากว่าบริเวณดังกล่าวจะเกิดความเค้นค่อนข้างมาก ซึ่งคาดว่าจะให้ค่าความเครียดที่ชัดเจน โดยดูผลที่ได้จากการวิเคราะห์ในหัวข้อ 4.4 ประกอบการเลือกติดตั้งสเตรนเกจ



รูปที่ 4.9 แสดงตำแหน่งภาพการติดตั้งสเตรนเกจ

4.5.3 วิธีการทดสอบ

การทดสอบเริ่มจากการติดตั้งอุปกรณ์การทดสอบ โดยให้แม่แรงรถยนต์รับแรง 4,905 นิวตัน ที่ความสูงการยกของแม่แรง (stroke) 183 230 270 และ 320 มิลลิเมตร เริ่มจากปรับระดับความสูงของแม่แรงโดยเริ่มต้นที่ความสูง 183 มิลลิเมตร จากนั้นใช้เครื่องกดทำการกดน้ำหนัก ซึ่งหัวกดจะเคลื่อนที่ลงมาที่ส่วนรับน้ำหนักของแม่แรงโดยจะมีตัวแสดงผลแรงกดและจะวัดค่าความเครียดที่เกิดขึ้นที่แขนของแม่แรง จากสเตรนเกจทั้ง 4 จุด สายสัญญาณของสเตรนเกจจะต่อเข้ากับกล่องวงจรบริจด์ เครื่องบันทึกข้อมูล บันทึกค่าลงในคอมพิวเตอร์ ซึ่งจะแสดงเครื่องมือและอุปกรณ์การทดสอบได้ดังรูปที่ 4.8 และแสดงแผนผังเครื่องมือและอุปกรณ์การทดสอบได้ดังรูปที่ 4.10



รูปที่ 4.10 แสดงแผนผังเครื่องมือและอุปกรณ์การทดสอบ

4.6 การทดสอบการโค้งเตาะของแกนแม่แรง

4.6.1 วิธีการวิเคราะห์โดยการทดสอบ

การทดสอบการโค้งเตาะของแกนแม่แรง เป็นการทดสอบเพื่อหาค่าแรงสูงสุดที่ทำให้แกนของแม่แรงเกิดการโค้งเตาะ ในการทดสอบจะต้องทำการเตรียมแกนของแม่แรงที่จะมาทำการทดสอบโดยการแยกชิ้นส่วนออกจากกันจากนั้นตัดส่วนบนและล่างแกนของแม่แรงรวมทั้งทำฐานรองรับการกดและแท่งเหล็กสำหรับรองหัวกด จากนั้นนำแกนของแม่แรงมาทำการกดด้วยเครื่อง Universal Testing Machine (UTM) แสดงได้ดังรูปที่ 4.11 ในการทดสอบจะกำหนดความเร็วในการเคลื่อนที่ของหัวกด ซึ่งกำหนดไว้ที่ 3 มิลลิเมตรต่อนาที โดยผลลัพธ์ที่ต้องการคือค่าแรงกดมากที่สุดที่ทำให้แกนของแม่แรงเกิดการโค้งเตาะเพื่อนำผลลัพธ์ที่ได้ไปเปรียบเทียบกับผลของวิเคราะห์ด้วย FEM



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้รูปที่ 4.11 แสดงการทดสอบการกดแกนของแม่แรงนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.6.2 การทดสอบการกดแกนของแม่แรงด้วยเครื่อง UTM

การวิเคราะห์โดยการทดสอบจริงมีขั้นตอนของการทดสอบคือ

1. วางแกนของแม่แรงบนฐานรองรับการกดและรองแท่งเหล็กที่ส่วนบนของแกนแม่แรง
2. ต่อสายแปลงสัญญาณจากเครื่อง UTM เข้าเครื่องคอมพิวเตอร์
3. ปรับระยะให้หัวกดกับแกนของแม่แรงสัมผัสกันพอดีและให้แกนของแม่แรงตั้งฉากกัน

ระนาบพื้น แสดงได้ดังรูปที่ 4.12

4. กำหนดความเร็วของหัวกดประมาณ 3 มิลลิเมตรต่อนาที
5. เริ่มการทำงานของหัวกด โดยหัวกดจะค่อยๆเคลื่อนที่ลงมาตามค่าที่ตั้งไว้
6. เก็บข้อมูลที่ได้จากคอมพิวเตอร์ จะได้ค่าของแรงและระยะการเคลื่อนที่



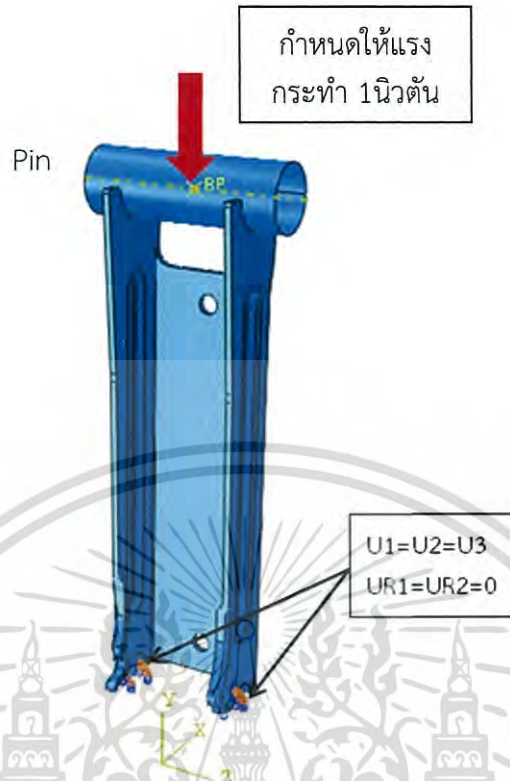
รูปที่ 4.12 แสดงการทดสอบด้วยเครื่อง UTM

4.7 การวิเคราะห์การโก่งเดาะด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

4.7.1 การวิเคราะห์การโก่งเดาะด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แบบเชิงเส้น

การวิเคราะห์การโก่งเดาะของแกนแม่แรงในแบบเชิงเส้น (Linear Analysis) เป็นการหาค่าแรงกระทำที่มากที่สุดที่แกนของแม่แรงที่สามารถรองรับได้ก่อนจะเกิดการโก่งเดาะหรือที่เรียกว่าแรงวิกฤติ (Critical load) โดยใช้ฟังก์ชัน Buckling ทำนายรูปร่างความเสียหายของแกนแม่แรงและค่าแรงวิกฤติในแต่ละโหมด ซึ่งในงานวิจัยนี้จะกำหนดให้เป็น 9 โหมด โดยในแต่ละโหมดจะให้ค่าแรงวิกฤติที่แตกต่างกัน การวิเคราะห์จะเริ่มต้นจากการนำแบบจำลอง 3 มิติ ของแกนแม่แรงมาวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม ABAQUS ทำการกำหนดคุณสมบัติให้กับวัสดุ ดังตารางที่ 4.2 ในการวิเคราะห์นี้จะมีส่วนประกอบหลักคือ แกนของแม่แรงและพิน (Pin) ที่ทำหน้าที่การกดลงบนส่วนบนแกนของแม่แรง ซึ่งจะกำหนดให้ผิวของสองวัตถุสัมผัสกันและมีค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน 0.74 และส่วนล่างบริเวณโค้งของแกนแม่แรงจะกำหนดให้ถูกกำหนดให้ยึดนิ่งทุกทิศทางแต่สามารถที่จะหมุนรอบแกน z ได้ กำหนดให้มีแรงกระทำเริ่มต้นที่จุดกึ่งกลางพิน 1 นิวตัน ในแนวแกน y แสดงได้ดังรูปที่ 4.13 และสร้างโครงร่างตาข่าย ซึ่งเอลิเมนต์ของชิ้นงานนี้ถูกกำหนดให้เป็นเอลิเมนต์แบบปริมาตร 4 โหนด จากนั้นทำการวิเคราะห์และบันทึกผล

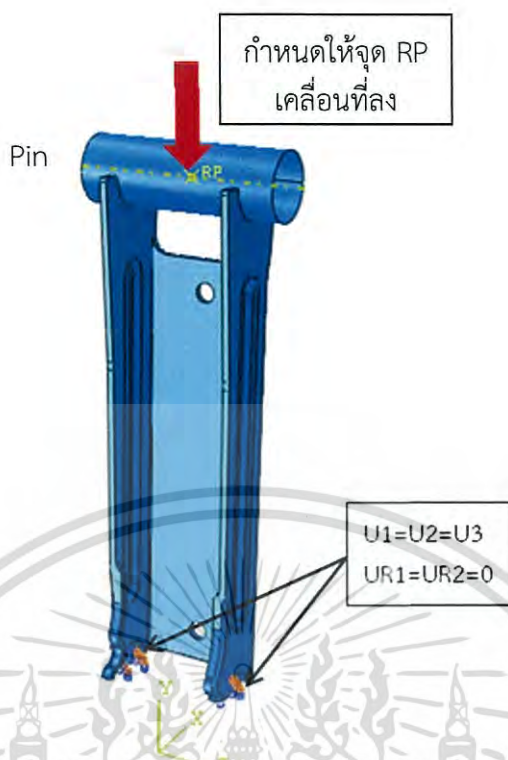
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.13 แสดงสถานะขอบการวิเคราะห์ FEM แบบเชิงเส้น

4.7.2 การวิเคราะห์การโก่งเดาะด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แบบไม่เชิงเส้น

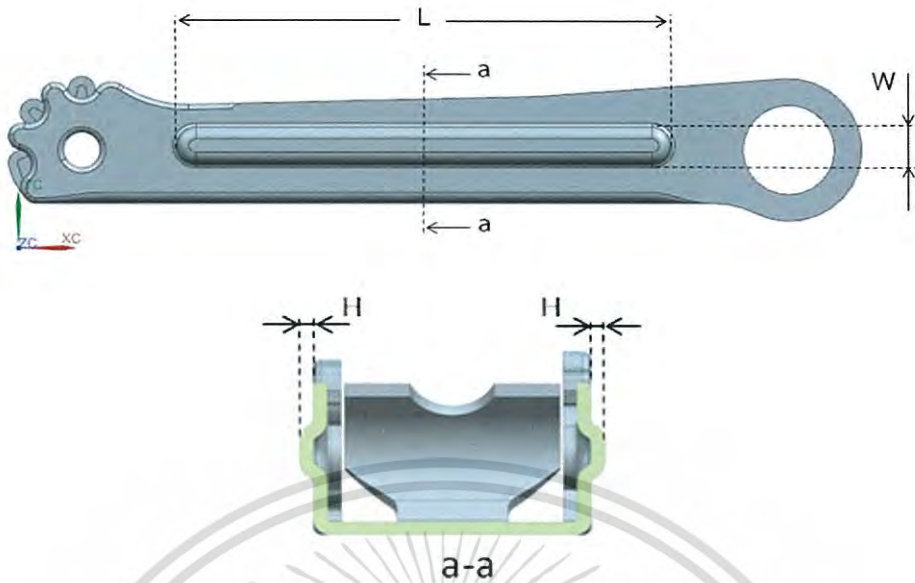
การวิเคราะห์การโก่งเดาะของแขนแม่แรงในแบบไม่เชิงเส้น (Nonlinear Analysis) เป็นการหาค่าแรงกระทำที่มากที่สุดที่แขนของแม่แรงที่สามารถรองรับได้ก่อนที่จะเกิดการโก่งเดาะ การวิเคราะห์จะเริ่มต้นจากการนำแบบจำลอง 3 มิติ ของแขนแม่แรงมาวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม ABAQUS ทำการกำหนดคุณสมบัติให้กับวัสดุ ดังตารางที่ 4.2 แต่ในการวิเคราะห์แบบไม่เชิงเส้นจะแตกต่างกับแบบเชิงเส้นคือ จะเพิ่มคุณสมบัติพลาสติกให้กับวัสดุซึ่งได้จากรูปที่ 4.4 ในช่วงของค่าพลาสติก ในการวิเคราะห์นี้จะมีส่วนประกอบหลักคือ แขนของแม่แรงและพิน ที่ทำการกดลงบนส่วนบนของแขนของแม่แรงซึ่งจะกำหนดให้ผิวของสองวัตถุนี้สัมผัสกันค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน 0.74 และส่วนล่างบริเวณโค้งของแขนแม่แรงจะกำหนดให้ถูกกำหนดให้ยึดนิ่งทุกทิศทางแต่สามารถที่จะหมุนรอบแกน z ได้ กำหนดให้พิน ที่ทำการกดบริเวณส่วนบนของแขนของแม่แรงเคลื่อนที่ลงมา แสดงได้ดังรูปที่ 4.14 และการสร้างโครงสร้างตาข่าย เอลิเมนต์ของชิ้นงานนี้ถูกกำหนดให้เป็นเอลิเมนต์แบบปิรามิด 4 โหนด จากนั้นทำการวิเคราะห์และบันทึกผล โดยผลลัพธ์ที่ได้จากการวิเคราะห์นี้จะเป็นความสัมพันธ์ระหว่างระยะการเคลื่อนที่ของพินและแรงที่เกิดขึ้นซึ่งเป็นแรงปฏิกิริยาที่กระทำต่อพิน



รูปที่ 4.14 แสดงสถานะขอบการวิเคราะห์ FEM แบบไม่เชิงเส้น

4.8 การปรับระยะสั้นของแขนแม่แรง

งานวิจัยนี้จะนำเสนอการปรับระยะของความกว้างสันและความยาวสันและหาค่าความเค้นและค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะ ด้วยวิธีการวิเคราะห์ความเค้นและวิเคราะห์การโก่งเดาะด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ โดยการศึกษาจะทำการหาแนวโน้มเมื่อมีการเปลี่ยนขนาดความกว้างและความยาวสันของแม่แรงต่อค่าความเค้น และการหาค่าแรงวิกฤติที่จะเกิดขึ้นตามสมการที่ 3.36 คือเมื่อค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเพิ่มขึ้นค่าแรงวิกฤติก็จะเพิ่มขึ้น ซึ่งการปรับระยะสั้นของแม่แรง จะมีการปรับระยะ 2 ค่า คือ การปรับระยะความกว้าง (W) และการปรับระยะความยาว (L) ซึ่งในแต่ละค่าจะทำการวิเคราะห์ทั้งค่าความเค้นและค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะ โดยมีรายละเอียดของระยะสั้นแม่แรงแสดงได้ดังรูปที่ 4.15



รูปที่ 4.15 แสดงตำแหน่งของค่า H W และ T ของสันแม่แรง

4.8.1 การปรับระยะความกว้างสันของแขนแม่แรง

การปรับระยะความกว้างสันของแม่แรง แบ่งออกเป็น 4 ค่า คือ $W = 6$ 8 10 และ 12 มิลลิเมตร ซึ่งค่าความกว้าง $W = 8$ มิลลิเมตร เป็นค่าความกว้างเดิมสันของแม่แรง การปรับระยะนี้จะมีการปรับเปลี่ยนเพียงระยะความกว้างเท่านั้น ค่าระดับความสูง (H) และระยะความยาว (L) จะใช้ค่าเดิมคือ 2 และ 108 มิลลิเมตร ตามลำดับ ระยะความกว้างค่าต่างๆของสันของแขนแม่แรงแสดงได้ดังรูปที่ 4.16 - 4.19



รูปที่ 4.16 แสดงระยะความกว้างสันเท่ากับ 6 มิลลิเมตร



รูปที่ 4.17 แสดงระยะความกว้างสันเท่ากับ 8 มิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



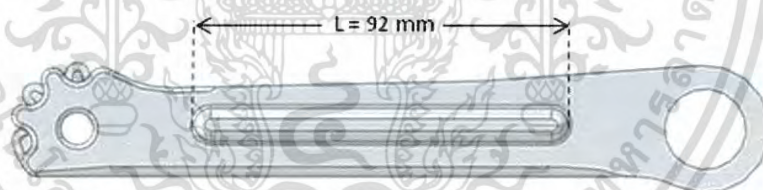
รูปที่ 4.18 แสดงระยะความกว้างสันเท่ากับ 10 มิลลิเมตร



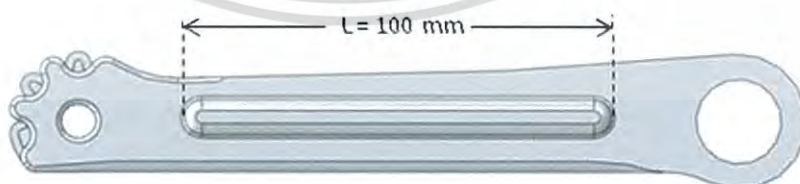
รูปที่ 4.19 แสดงระยะความกว้างสันเท่ากับ 12 มิลลิเมตร

4.8.2 การปรับระยะความยาวสันของแขนแม่แรง

การปรับระยะความยาวสันของแขนแม่แรง แบ่งออกเป็น 5 ค่า คือ $L = 92$ 100 108 116 และ 124 มิลลิเมตร ซึ่งค่าความยาว $L = 108$ มิลลิเมตร เป็นค่าความยาวเดิมสันของแม่แรง การออกแบบนี้จะมีการปรับเปลี่ยนเพียงค่าความยาวเท่านั้น ค่าระดับความสูง (H) และระยะความกว้าง (W) จะใช้ค่าเดิมคือ 2 และ 8 มิลลิเมตร ตามลำดับ ระยะความยาวค่าต่างๆของสันของแขนแม่แรง แสดงได้ดังรูปที่ 4.20 - 4.24

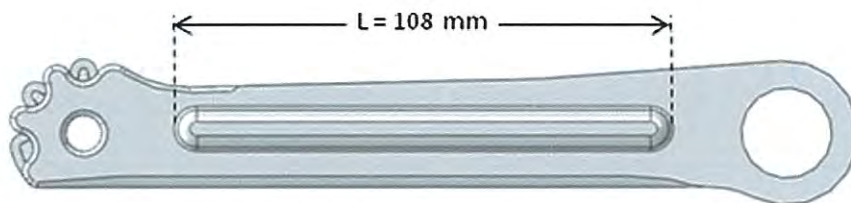


รูปที่ 4.20 แสดงระยะความยาวสันเท่ากับ 92 มิลลิเมตร

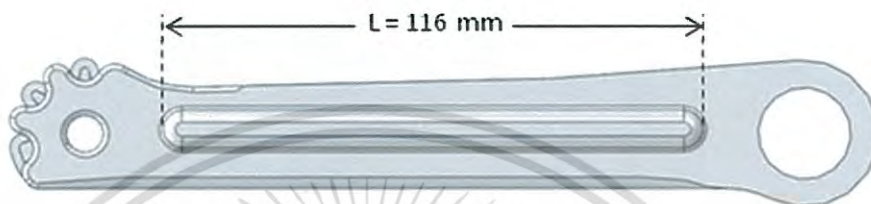


รูปที่ 4.21 แสดงระยะความยาวสันเท่ากับ 100 มิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.22 แสดงระยะความยาวสั้นเท่ากับ 108 มิลลิเมตร



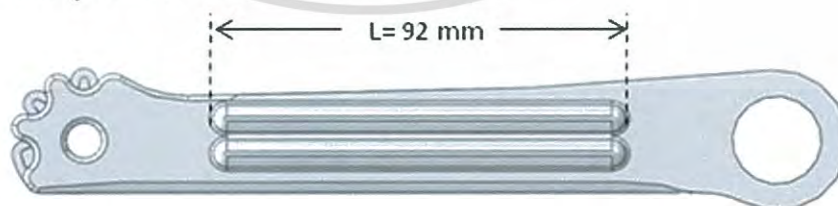
รูปที่ 4.23 แสดงระยะความยาวสั้นเท่ากับ 116 มิลลิเมตร



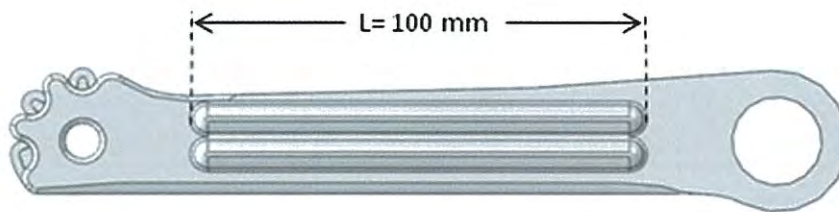
รูปที่ 4.24 แสดงระยะความยาวสั้นเท่ากับ 124 มิลลิเมตร

4.8.3 การปรับระยะความยาวสั้นของแขนแม่แรงแบบ 2 สัน

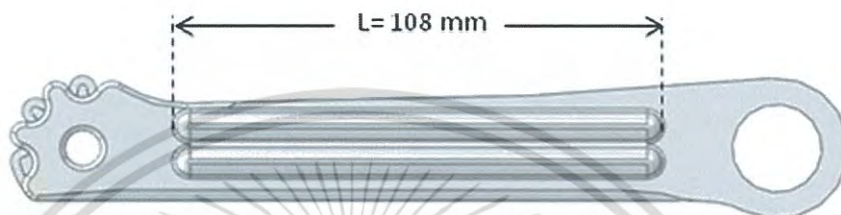
การปรับระยะความยาวสั้นของแขนแม่แรงแบบ 2 สัน แบ่งออกเป็น 5 ค่า คือ $L = 92$ 100 108 116 และ 124 มิลลิเมตร ซึ่งค่าความยาว $L = 108$ มิลลิเมตร เป็นค่าความยาวเต็มสั้นของแม่แรง การออกแบบนี้จะมีการปรับเปลี่ยนเพียงค่าความยาวเท่านั้น ค่าระดับความสูง (H) เดิม คือ 2 มิลลิเมตรและมีการลดระยะความกว้าง (W) ลงเป็น 6 มิลลิเมตร ระยะความยาวค่าต่างๆของสั้นของแขนแม่แรงแสดงได้ดังรูปที่ 4.25 - 4.29



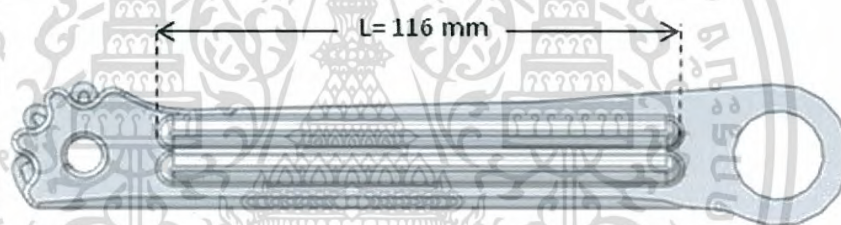
รูปที่ 4.25 แสดงจำนวน 2 สัน ที่ระยะความยาวสั้นเท่ากับ 92 มิลลิเมตร



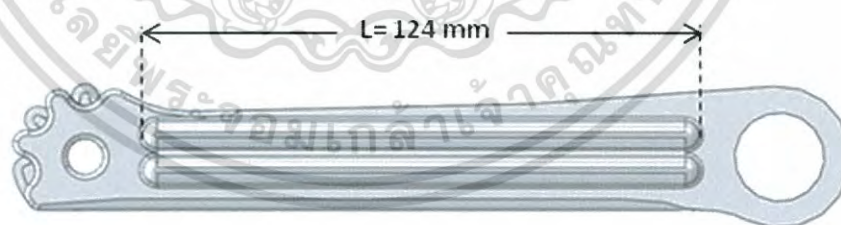
รูปที่ 4.26 แสดงจำนวน 2 สัน ที่ระยะความยาวสันเท่ากับ 100 มิลลิเมตร



รูปที่ 4.27 แสดงจำนวน 2 สัน ที่ระยะความยาวสันเท่ากับ 108 มิลลิเมตร



รูปที่ 4.28 แสดงจำนวน 2 สัน ที่ระยะความยาวสันเท่ากับ 116 มิลลิเมตร



รูปที่ 4.29 แสดงจำนวน 2 สัน ที่ระยะความยาวสันเท่ากับ 124 มิลลิเมตร

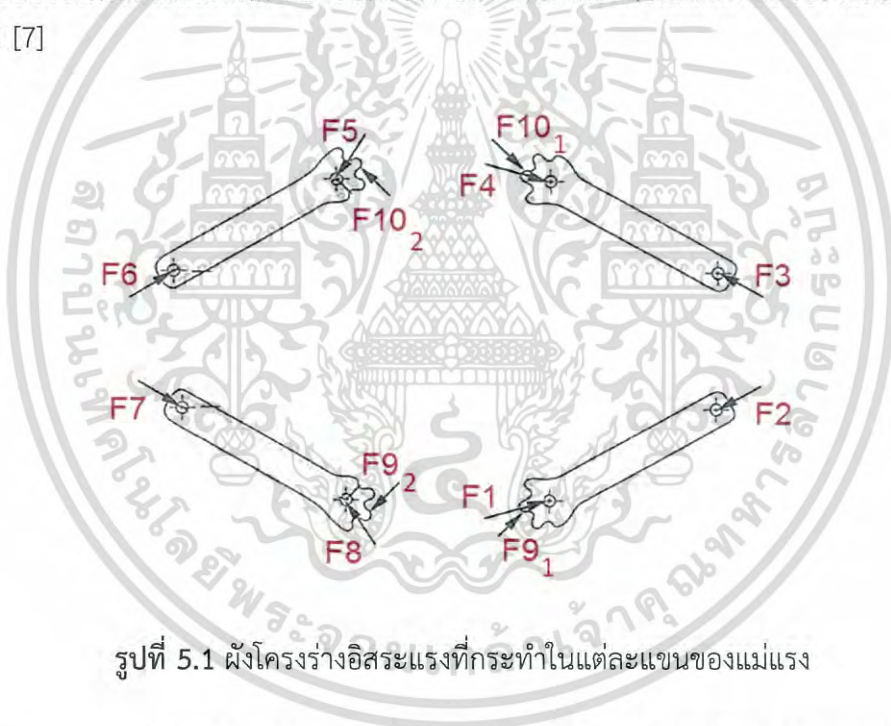
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

ผลการทดลองและการวิเคราะห์

5.1 ผลการวิเคราะห์จากแบบจำลองด้วยวิธีพลศาสตร์มัลติบอดี้

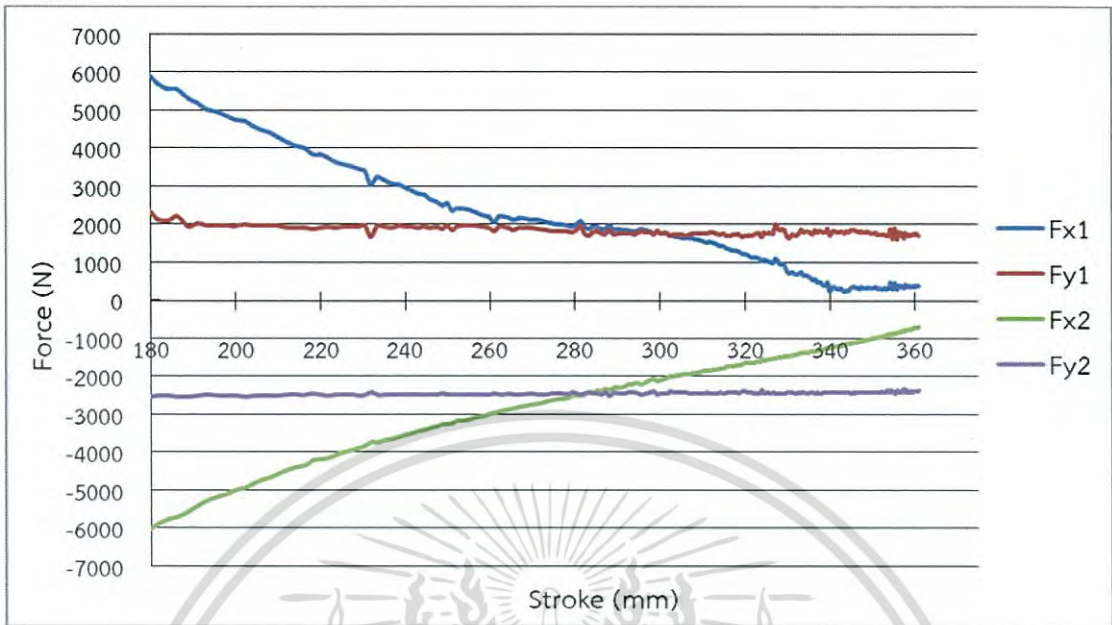
การสร้างแบบจำลองด้วยวิธีพลศาสตร์มัลติบอดี้ (Multi body Dynamics Method) ของแม่แรง โดยใช้โปรแกรม ADAMS/View เป็นการจำลองการรับน้ำหนักของแม่แรงที่น้ำหนัก 4,905 นิวตัน โดยใส่คุณสมบัติวัสดุให้กับแม่แรง แม่แรงเริ่มรับน้ำหนักที่ระดับความสูงสูงการยก (Stroke) 175 มิลลิเมตร และให้สกรู (Screw) หมุนเพื่อให้ระดับการรับน้ำหนักของแม่แรงสูงขึ้นจนถึงที่ระดับความสูงการยก 370 มิลลิเมตร การจำลองด้วยวิธีพลศาสตร์มัลติบอดี้จะทำให้ทราบถึงแรงกระทำต่อแขนของแม่แรงรวมทั้งแรงกระทำที่ผิวสัมผัสระหว่างแขนของแม่แรง ในงานวิจัยนี้มุ่งไปที่แรงกระทำแขนของแม่แรงทั้ง 4 คือ Arm Lower(Right) Arm Lower(Left) Arm Upper(Right) และ Arm Upper(Left) และแรงกระทำที่ผิวสัมผัสระหว่างผิวสัมผัสของแม่แรง เพื่อที่จะนำไปใช้ในการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ต่อไป ผังโครงร่างอิสระแรงที่กระทำในแต่ละแขนของแม่แรงแสดงดังรูปที่ 5.1 [7]



รูปที่ 5.1 ผังโครงร่างอิสระแรงที่กระทำในแต่ละแขนของแม่แรง

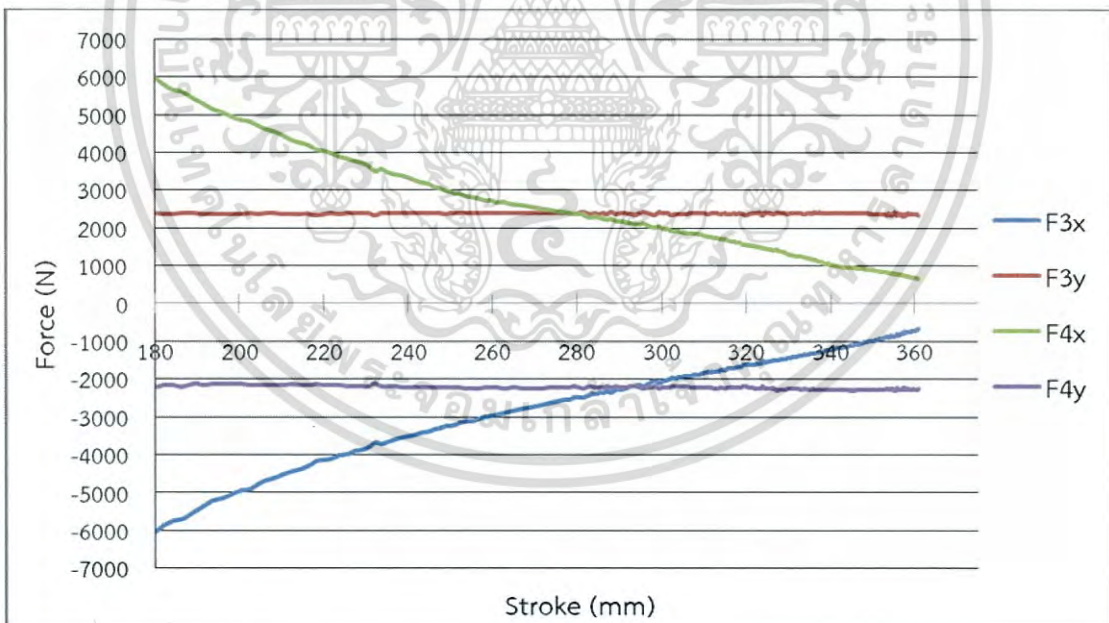
ผลจากแบบจำลองด้วยวิธีพลศาสตร์มัลติบอดี้ จะได้กราฟความสัมพันธ์ของแรงที่กระทำต่อแขนของแม่แรงกับระดับความสูงการยกของแม่แรง โดยแรงที่กระทำจะแบ่งออกเป็น 2 แบบ คือแรงที่กระทำที่ข้อต่อและแรงกระทำที่บริเวณผิวสัมผัส ซึ่งแรงที่แสดงในกราฟจะแบ่งออกเป็นแรงในแนวแกน x (F_x) และแรงในแนวแกน y (F_y) จากผังโครงร่างอิสระแรงในรูปที่ 5.1 แสดงแรงที่กระทำต่อ Arm Lower (Right) คือ แรง F1 F2 กระทำที่ข้อต่อและแรง F9 กระทำที่ผิวสัมผัส แรงที่กระทำต่อ Arm Upper (Right) คือ แรง F3 F4 กระทำที่ข้อต่อและแรง F10 กระทำที่ผิวสัมผัส แรงที่กระทำต่อ Arm Upper (Left) คือ แรง F5 F6 กระทำที่ข้อต่อและแรง F10 กระทำที่ผิวสัมผัส และแรงที่กระทำต่อ Arm Lower (Left) คือ แรง F7 F8 กระทำที่ข้อต่อและแรง F9 กระทำที่ผิวสัมผัส

5.1.1 ผลการวิเคราะห์แรงกระทำที่ข้อต่อของ Arm Lower(Right)



รูปที่ 5.2 แสดงแรงที่กระทำกับข้อต่อของ Arm Lower (Right)

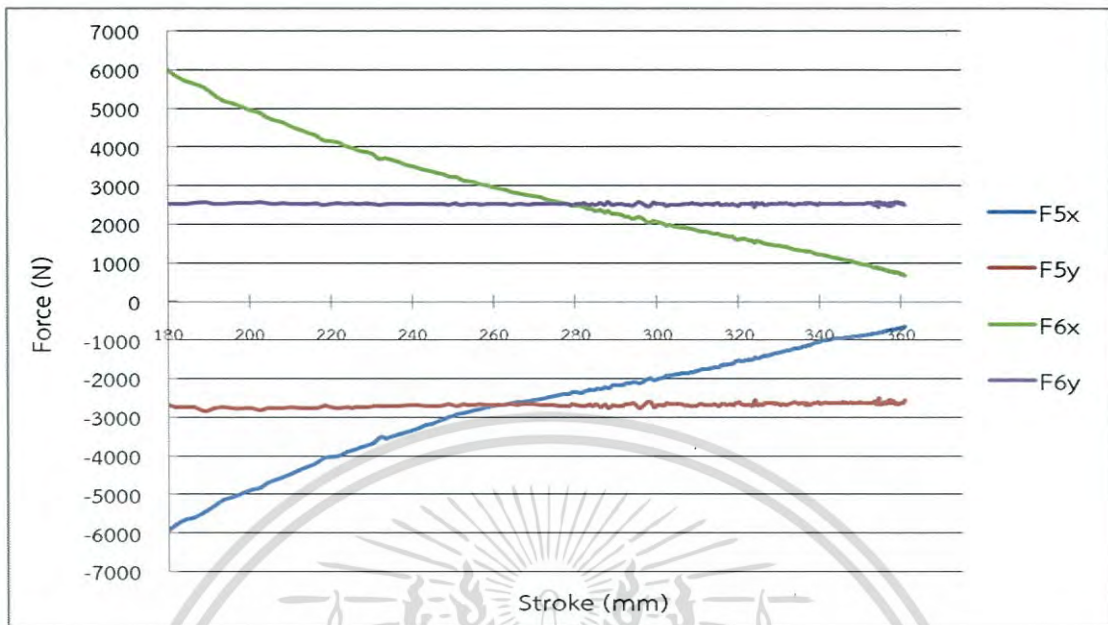
5.1.2 ผลการวิเคราะห์แรงกระทำที่ข้อต่อของ Arm Upper(Right)



รูปที่ 5.3 แสดงแรงที่กระทำกับข้อต่อของ Arm Upper (Right)

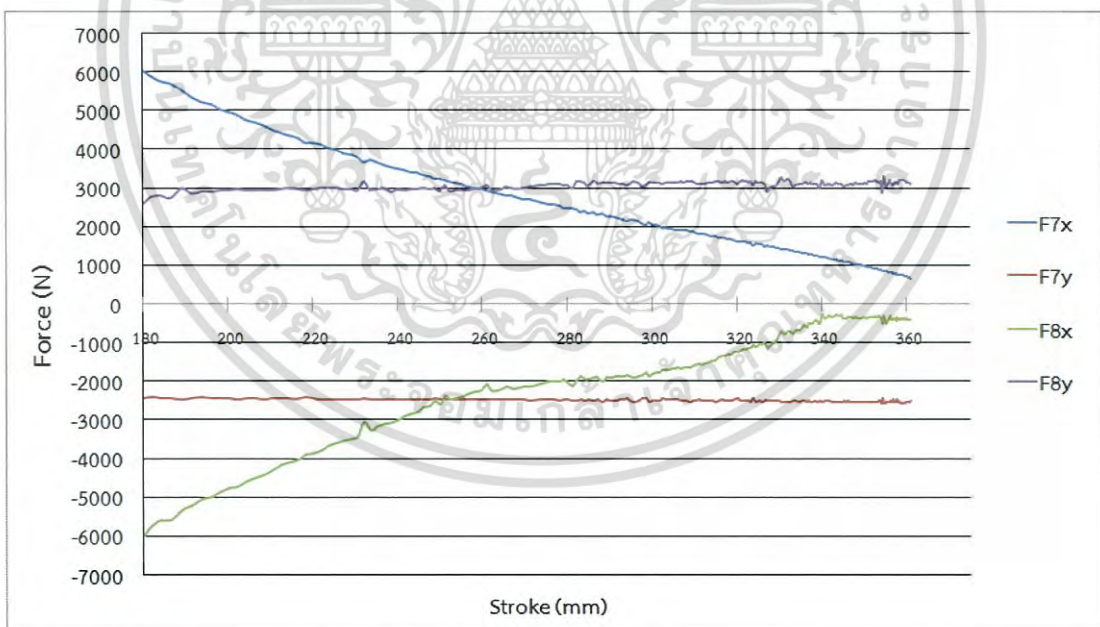
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.3 ผลการวิเคราะห์แรงกระทำที่ข้อต่อของ Arm Upper(Left)



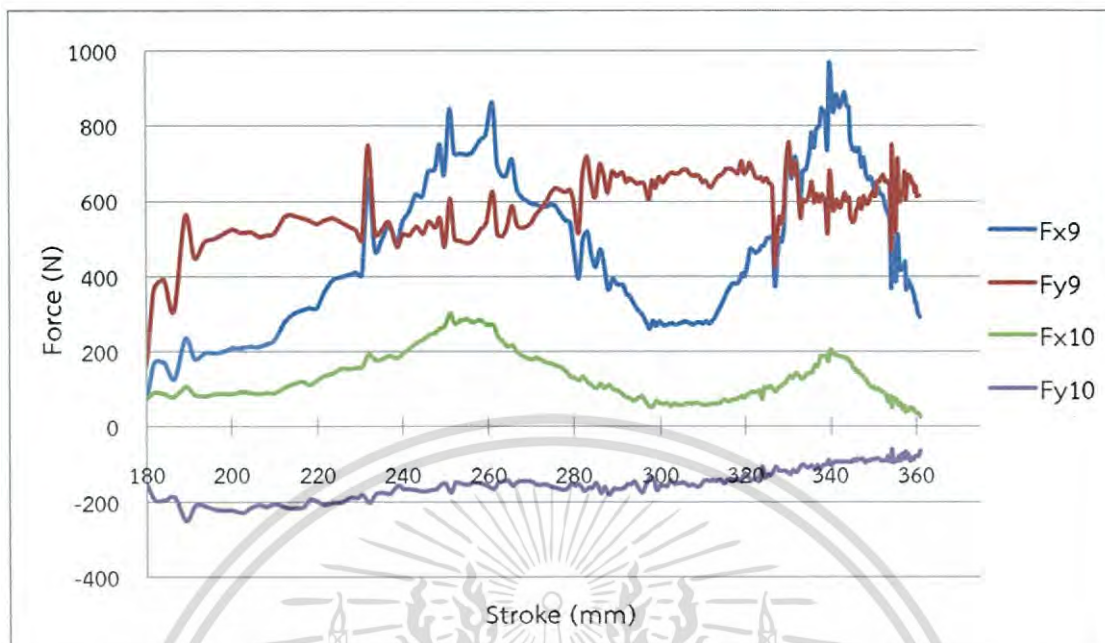
รูปที่ 5.4 แรงที่กระทำกับข้อต่อของ Arm Upper (Left)

5.1.4 ผลการวิเคราะห์แรงกระทำที่ข้อต่อของ Arm Lower(Left)



รูปที่ 5.5 แสดงแรงที่กระทำกับข้อต่อของ Arm Lower (Left)

5.1.5 ผลการวิเคราะห์แรงกระทำที่ผิวสัมผัสของแขนแม่แรง



รูปที่ 5.6 แสดงแรงที่กระทำระหว่างผิวสัมผัสของแขนแม่แรง

จากผลการวิเคราะห์ด้วยวิธีพลศาสตร์มัลติบอดีจะได้กราฟที่แสดงในรูปที่ 5.2 - 5.6 จากรูปจะเห็นได้ว่าเมื่อความสูงการยกของแม่แรงเพิ่มขึ้นขนาดของแรงที่กระทำกับข้อต่อในแนวแกน x (F_x) มีแนวโน้มลดลงและแรงกระทำกับข้อต่อในแนวแกน y (F_y) มีแนวโน้มคงที่หรือเปลี่ยนแปลงไม่มาก โดยแนวโน้มความสัมพันธ์ของแรงในแนวแกน x และ แรงในแนวแกน y กับความสูงการยกของแม่แรงจะเหมือนกันทั้ง 4 แขนของแม่แรง ซึ่งตำแหน่งของแรง F_1 - F_8 ในแต่ละรูปจะสอดคล้องกับไดอะแกรมของแรงตามรูปที่ 5.1 และจากรูปที่ 5.6 เป็นการแสดงแรงที่เกิดขึ้นที่ผิวสัมผัสระหว่าง Arm Upper (Left) กับ Arm Upper (Right) แสดงโดย F_{10x} และ F_{10y} และ Arm Lower (Left) กับ Arm Lower (Right) แสดงโดย F_{9x} และ F_{9y} โดยแรงที่เกิดขึ้นที่ผิวสัมผัสมีแนวโน้มไม่แน่นอนทั้งในแนวแกน x และ y ของทั้ง 2 คู่ผิวสัมผัส ซึ่งแรงกระทำที่ผิวสัมผัส F_9 และ F_{10} เมื่ออยู่คนละวัตถุจะมีทิศทางตรงกันข้าม อีกทั้งตำแหน่งและทิศทางของแรงที่ผิวสัมผัสจะเปลี่ยนแปลงไปตามผิวสัมผัสระหว่างแขนของแม่แรง

เมื่อได้ค่าของแรงที่กระทำต่อแขนของแม่แรงแล้วจะนำค่าของแรงดังกล่าวไปใช้วิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ โดยระดับการยกของแม่แรงที่จะใช้ในการวิเคราะห์ คือ 183 230 270 และ 320 มิลลิเมตร ซึ่งจะสรุปค่าของแรง F_1 - F_{10} ที่สัมพันธ์กับระดับการยกของแม่แรงได้ดังตารางที่ 5.1

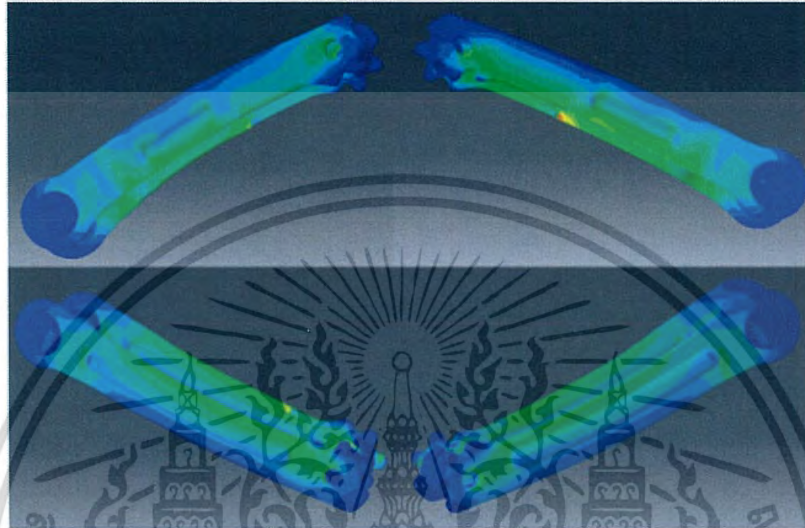
ตารางที่ 5.1 แสดงแรงกระทำในแกน x และ y ที่ระดับการยกต่างๆ ของแม่แรง

| แรงที่กระทำ | แรงกระทำที่ระดับการยกของแม่แรง (N) | | | |
|-------------------|------------------------------------|--------|----------|--------|
| | 183 mm | 230 mm | 270 (mm) | 320 mm |
| Fx1 | 5609 | 3454 | 2137 | 1246 |
| Fy1 | 2046 | 1970 | 1917 | 1712 |
| Fx2 | -5815 | -3864 | -2734 | -1637 |
| Fy2 | -2485 | -2481 | -2449 | -2380 |
| Fx3 | -5809 | -3851 | -2726 | -1636 |
| Fy3 | 2349 | 2392 | 2390 | 2340 |
| Fx4 | 5716 | 3694 | 2548 | -2203 |
| Fy4 | -2138 | -2200 | -2239 | 1551 |
| Fx5 | -5704 | -3696 | -2547 | 2203 |
| Fy5 | -2734 | -2726 | -2660 | -1549 |
| Fx6 | 5800 | 3852 | 2726 | -2619 |
| Fy6 | 2531 | 2542 | 2518 | 2490 |
| Fx7 | 5824 | 3864 | 2733 | 1632 |
| Fy7 | -2401 | -2459 | -2464 | -2455 |
| Fx8 | -5617 | -3455 | -2137 | -1220 |
| Fy8 | 2849 | 2979 | 3004 | 3168 |
| Fx9 ₁ | 206 | 409 | 409 | 411 |
| Fy9 ₁ | 443 | 516 | 516 | 704 |
| Fx10 ₁ | 95 | 156 | 156 | 79 |
| Fy10 ₁ | -208 | -188 | -188 | -133 |
| Fx9 ₂ | -206 | -409 | -409 | -411 |
| Fy9 ₂ | -443 | -516 | -516 | -704 |
| Fx10 ₂ | -95 | -156 | -156 | -79 |
| Fy10 ₂ | 208 | 188 | 188 | 133 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2 ผลการวิเคราะห์ความเค้นด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

การวิเคราะห์แม่แรงด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์จะทำได้โดยใช้โปรแกรมสำเร็จรูป ABAQUS หาค่าความเค้นที่เกิดขึ้นในแต่ละแขนของแม่แรงและที่ความสูงการยกของแม่แรง 183 230 270 และ 320 มิลลิเมตร เมื่อมีแรงมากระทำที่แขนของแม่แรงตามที่หาได้จากข้อ 5.1 ซึ่งความเค้นที่เกิดขึ้นในแขนของแม่แรงแสดงได้ดังรูปที่ 5.7 - 5.10

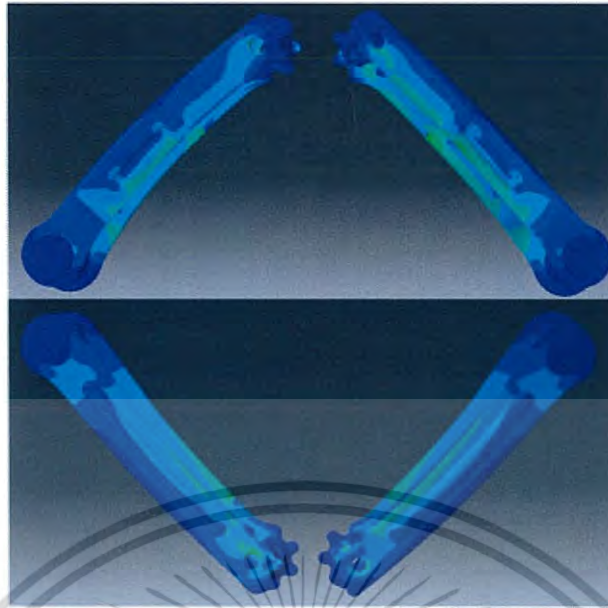


รูปที่ 5.7 แสดงความเค้นของแขนแม่แรงที่ stroke 183 mm

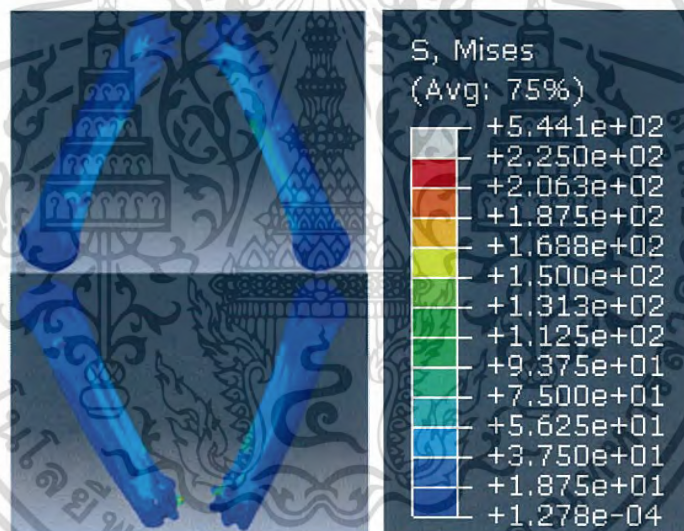


รูปที่ 5.8 แสดงความเค้นของแขนแม่แรงที่ stroke 230 mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.9 แสดงความเค้นของแขนแม่แรงที่stroke 270 mm



รูปที่ 5.10 แสดงความเค้นของแขนแม่แรงที่stroke 320mm

จากการวิเคราะห์ด้วยโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์พบว่าเมื่อความสูงการยกของแม่แรงเพิ่มขึ้น ความเค้นที่เกิดขึ้นที่แขนของแม่แรงจะมีค่าลดลงและเป็นไปในแนวทางเดียวกันทั้ง 4 แขนของแม่แรง รูปที่ 5.7 - 5.10 แสดงความเค้นที่เกิดขึ้นที่แขนของแม่แรงที่ความสูงการยกของแม่แรง 183 230 270 และ 320 มิลลิเมตร ตามลำดับ ซึ่งแถบสีเดียวแสดงความเค้นที่เกิดขึ้นจะใช้เหมือนกันจากรูปที่ 5.10 และจะพบว่าที่ระดับความสูง 183 มิลลิเมตร จะเกิดความเค้นสูงสุดที่แขนของแม่แรงมากกว่าระดับความสูงอื่น และความเค้นมากที่สุดจะสังเกตได้ที่จุดสีแดงดังรูปที่ 5.7 จะป็นบริเวณเดียวกันทั้ง 4 แขน คือ Arm Lower (Right) Arm Upper (Right) Arm Upper (Left) และ Arm Lower (Left) คือ 137 MPa 225 MPa 170 MPa และ 193 MPa ตามลำดับ ซึ่งบริเวณดังกล่าวเกิดความเค้นขึ้นสูงเนื่องจากเป็นจุดออดของแผ่นเหล็กและจุดนี้จะไม่ส่งผลโดยตรงต่อความแข็งแรงของแขนแม่แรง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3 ผลการทดสอบการรับน้ำหนักของแม่แรง

จากการทดสอบการรับน้ำหนักของแม่แรงเพื่อหาความเครียดที่เกิดขึ้นที่แขนของแม่แรงในหัวข้อที่ 4.5 โดยจากผลทดสอบการวัดค่าความเครียดในแนวแกนที่วัดได้จากสเตรนเกจบนแขนของแม่แรงทั้ง 4 แขน และที่ระดับการยกของแม่แรง 183 230 270 และ 320 มิลลิเมตร จะได้ค่าความเครียดที่วัดได้ แสดงดังตารางที่ 5.2

ตารางที่ 5.2 แสดงค่าความเครียดที่วัดได้จากการทดสอบ

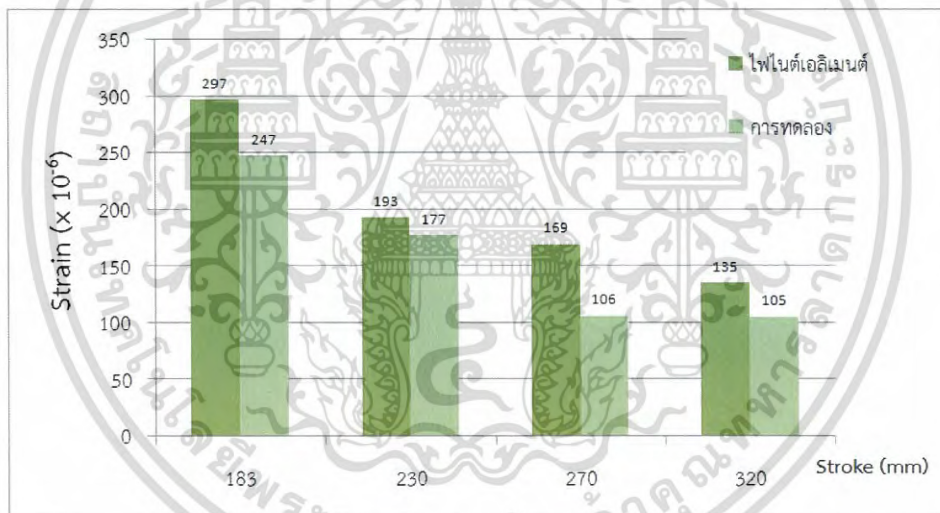
| Stroke (mm) | ความเครียด ($\times 10^{-6}$) | | | |
|-------------|---------------------------------|----------------------|---------------------|---------------------|
| | Arm Lower (Right) | Arm Upper (Right) | Arm Upper (Left) | Arm Lower (Left) |
| 183 | 519 | 247 | 312 | 610 |
| 230 | 388 | 177 | 278 | 400 |
| 270 | 356 | 106 | 246 | 289 |
| 320 | 250 | 105 | 240 | 229 |

5.4 ผลการเปรียบเทียบการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับผลการทดลอง

เมื่อนำผลการวิเคราะห์ความเครียดในแนวแกนด้วย FEM (ใช้แบบจำลองเดียวกับการวิเคราะห์ความเค้น) กับผลการทดลองของแขนแม่แรงทั้ง 4 แขน มาเปรียบเทียบค่าความเครียดในแนวแกนที่ตำแหน่งเดียวกันกับที่ติดสเตรนเกจพบว่า มีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันคือเมื่อความสูงการยกของแม่แรงเพิ่มขึ้นความเครียดที่เกิดขึ้นจะลดลงและมีค่าใกล้เคียงกัน จากผลการเปรียบเทียบดังกล่าว แสดงได้ดังรูปที่ 5.11 - 5.14 ซึ่งผลที่ได้ใกล้เคียงกันนี้แสดงให้เห็นว่ากระบวนการตั้งแต่ว่าการหาค่าแรงที่เกิดขึ้นที่ข้อต่อด้วยวิธีพลศาสตร์มัลติบอดี เพื่อนำค่าแรงมาใช้วิเคราะห์ต่อใน FEM และกระบวนการวิธีการวิเคราะห์ด้วย FEM เพื่อหาความเค้นในแขนของแม่แรงของงานวิจัยนี้ได้ค่าใกล้เคียงกับความเป็นจริง ดังนั้นการวิเคราะห์หาความเค้นที่เกิดขึ้นในงานวิจัยนี้จะเป็นแนวทางในการวิเคราะห์หาความเค้นที่เกิดขึ้นในแขนของแม่แรงได้

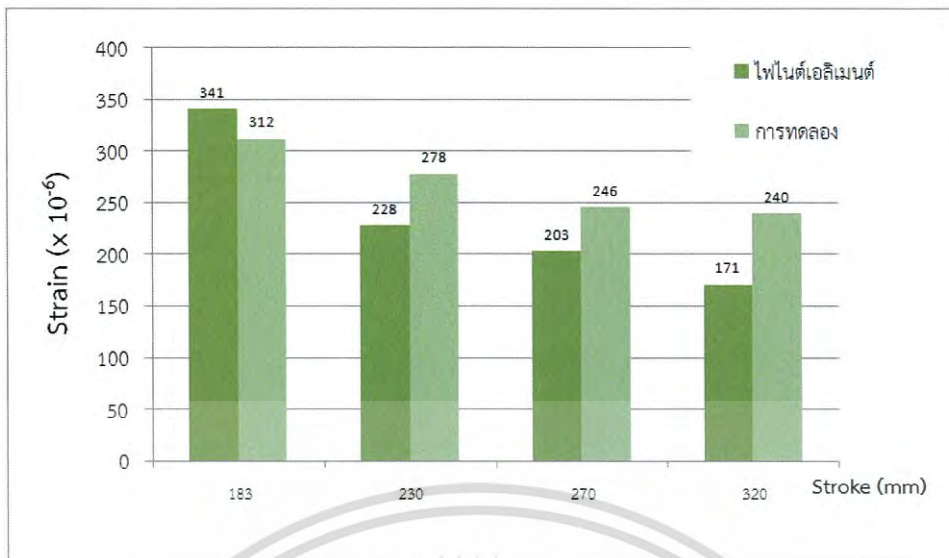


รูปที่ 5.11 แสดงการเปรียบเทียบการวิเคราะห์หัดด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับผลการทดลองของ Arm Lower (Right)

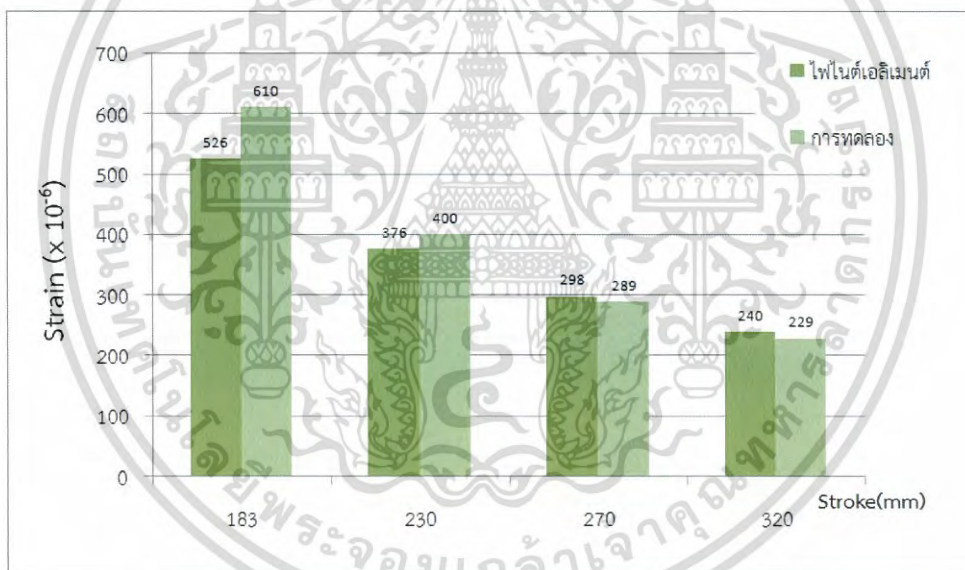


รูปที่ 5.12 แสดงการเปรียบเทียบการวิเคราะห์หัดด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับผลการทดลองของ Arm Upper (Right)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.13 แสดงการเปรียบเทียบการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับผลการทดลองของ Arm Upper (Left)

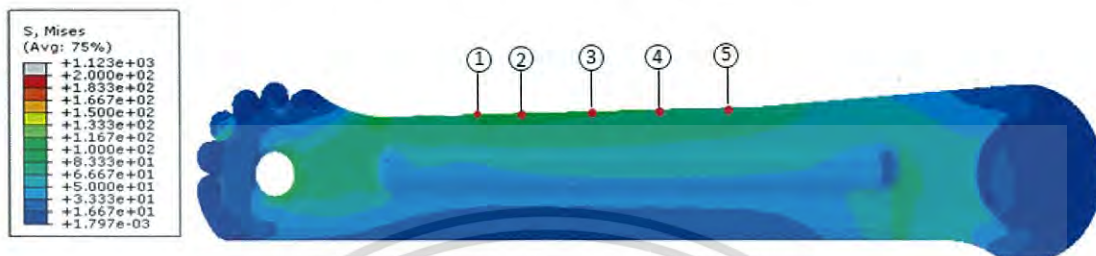


รูปที่ 5.14 แสดงการเปรียบเทียบการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับผลการทดลองของ Arm Lower (Left)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.5 ผลการปรับระยะสันและวิเคราะห์ความเค้นด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

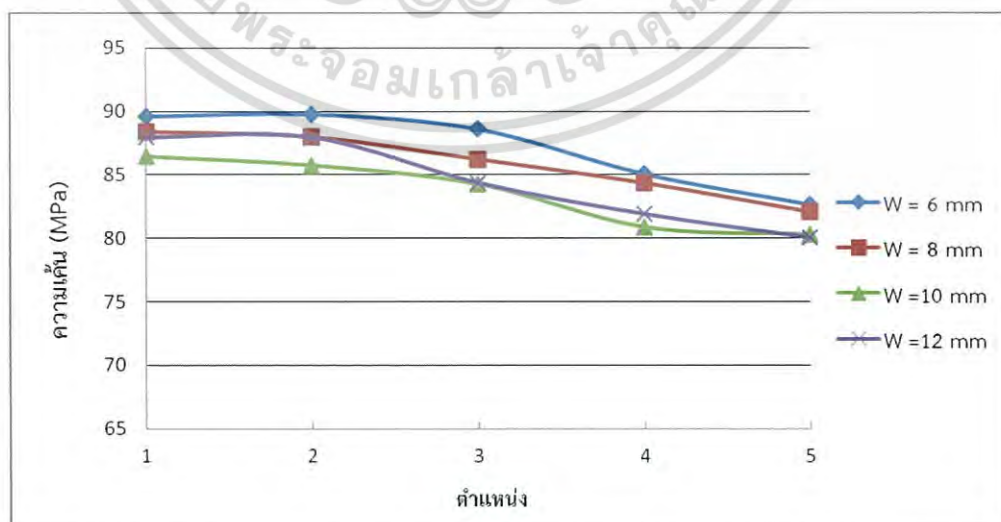
จากการปรับระยะ ความกว้าง (W) และความยาว (L) สันแม่แรงเพื่อศึกษาพารามิเตอร์และนำมาวิเคราะห์หาความเค้นด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์นั้น ในการวิเคราะห์หาแนวโน้มที่เกิดขึ้น ซึ่งในการวิเคราะห์และเปรียบเทียบผลของความเค้นที่เกิดขึ้นในแต่ละกรณีจะเลือก 5 จุดบนแกนของแม่แรงซึ่งจะเป็นบริเวณที่รับแรงมากกว่าบริเวณอื่น แสดงได้ดังรูปที่ 5.15



รูปที่ 5.15 แสดงความเค้นที่เกิดขึ้นและตำแหน่งของการเปรียบเทียบ

5.5.1 ผลการปรับระยะความกว้างสันของแขนแม่แรง

ผลการปรับระยะความกว้างสันของแม่แรง (W) แบ่งออกเป็น 3 ค่า คือ $W = 8$ 10 และ 12 มิลลิเมตร จากแม่แรงต้นแบบที่มีค่าความกว้างของสัน $W = 8$ มิลลิเมตร ซึ่งผลจากการวิเคราะห์ความเค้นโดยใช้โปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์จะได้ความเค้นในแต่ละจุดและนำมาเปรียบเทียบกันเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความกว้างสันแม่แรงพบว่าในแต่ละกรณีความเค้นในตำแหน่งที่ 1 มากที่สุด และลดลงตามลำดับ โดยตำแหน่งที่ 5 จะมีความเค้นเกิดขึ้นน้อยที่สุด ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบในตำแหน่งเดียวกันถ้าความกว้างสันมีระยะมากขึ้นความเค้นที่เกิดขึ้นจะมีค่าลดลงและจะเพิ่มขึ้นอีกเล็กน้อยเมื่อความกว้างสันเพิ่มขึ้นเป็น 12 มิลลิเมตร โดยค่าความกว้างสัน 10 มิลลิเมตร มีแนวโน้มที่จะเกิดค่าความเค้นน้อยที่สุด แต่เมื่อเทียบกับความยาวสันเดิมความเค้นที่เกิดขึ้นมีค่าลดลงเล็กน้อย ซึ่งผลจากการปรับความกว้างสันของแม่แรงทำให้ความเค้นที่แขนของแม่แรงลดลงมากที่สุดจากแม่แรงต้นแบบในแต่ละตำแหน่ง 1.86 – 4.93 เปอร์เซ็นต์ แสดงค่าความเค้นที่เกิดขึ้นในแต่ละความกว้างสันและตำแหน่งที่ 1-5 ได้ดังรูปที่ 5.16

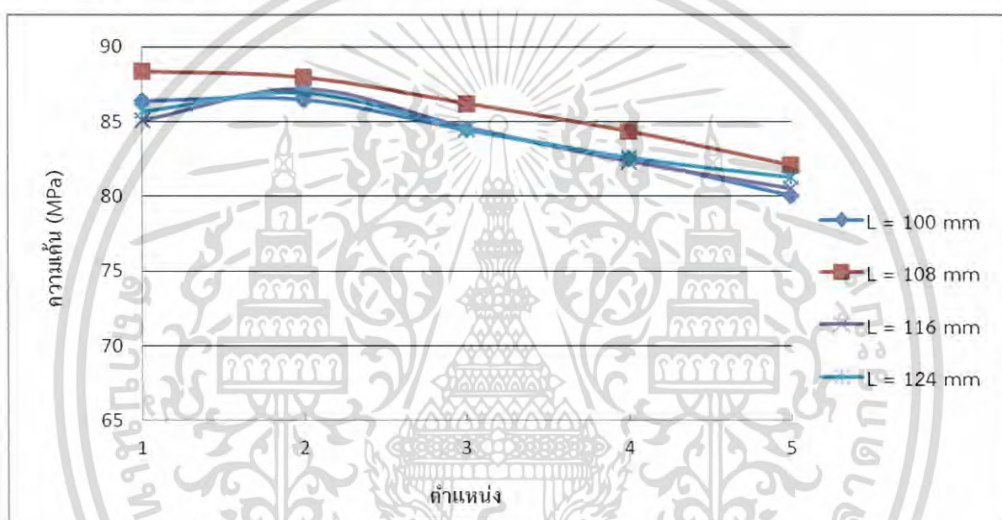


รูปที่ 5.16 แสดงความสัมพันธ์ของความเค้นในตำแหน่งที่ 1-5 และความกว้างของสัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.5.2 ผลการปรับระยะความยาวสันของแขนแม่แรง

ผลการปรับระยะความยาวสันแม่แรง (L) แบ่งออกเป็น 4 ค่า คือ L = 100 108 116 และ 124 มิลลิเมตร จากแม่แรงต้นแบบที่มีค่าความยาวของสันของแขนแม่แรง L = 108 มิลลิเมตร ซึ่งผลจากการวิเคราะห์ความเค้นโดยใช้โปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์จะได้ความเค้นในแต่ละจุดและนำมาเปรียบเทียบกับเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความยาวสันแม่แรงพบว่าในแต่ละกรณีความเค้นในแต่ละกรณีความเค้นในตำแหน่งที่ 1 มากที่สุด และลดลงมาตามลำดับ โดยตำแหน่งที่ 5 จะมีความเค้นเกิดขึ้นน้อยที่สุด ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับตำแหน่งเดียวกันถ้าความยาวของสันเพิ่มมากขึ้นความเค้นที่เกิดขึ้นมีแนวโน้มไม่แน่นอน แต่เมื่อเทียบกับความยาวสันเดิมความเค้นที่เกิดขึ้นมีค่าลดลงเล็กน้อย ซึ่งผลจากการปรับความยาวสันแม่แรงทำให้ความเค้นที่แขนของแม่แรงลดลงมากที่สุดจากแม่แรงต้นแบบในแต่ละตำแหน่ง 1.15 – 3.73 เปอร์เซ็นต์ แสดงค่าความเค้นที่เกิดขึ้นในแต่ละความกว้างสันและตำแหน่งที่ 1-5 ได้ดังรูปที่ 5.17



รูปที่ 5.17 แสดงความสัมพันธ์ของความเค้นในตำแหน่งที่ 1-5 และความยาวของสัน

จากผลการปรับระยะความกว้าง (W) และความยาว (L) สันแม่แรงพบว่าผลการปรับระยะความยาวและความกว้างสันแล้ววิเคราะห์หาความเค้นที่เกิดขึ้นด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ แล้วเปรียบเทียบกับค่าความเค้นของแม่แรงต้นแบบพบว่าค่าความเค้นลดจากเดิมเพียง 1.15 - 4.93 เปอร์เซ็นต์ และมีแนวโน้มที่ไม่แน่นอนตามการปรับระยะสัน ดังนั้น การวิเคราะห์ความเค้นที่เกิดขึ้นบนแขนของแม่แรงและการปรับระยะสันจึงไม่สามารถที่จะเป็นแนวทางในการออกแบบเพื่อลดมวลแขนของแม่แรงได้

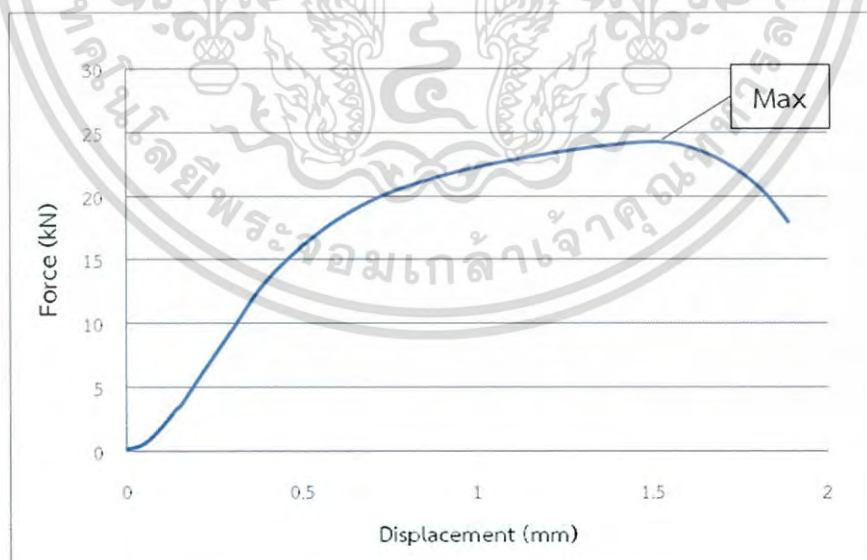
5.6 ผลการทดสอบการโก่งเดาะโดยการทดลอง

การทดสอบการโก่งเดาะของแขนแม่แรงเป็นการทดสอบโดยการนำแขนของแม่แรงมาทำการทดสอบด้วยเครื่อง UTM จากการทดสอบการกดแขนของแม่แรงจริงจะทำให้ได้ค่าของแรงสูงสุดที่ทำให้แขนแม่แรงเกิดการโก่งเดาะรวมทั้งลักษณะการเสียรูปของแขนแม่แรงแสดงได้ดังรูปที่ 5.18 และจะทำการเก็บข้อมูลโดยเครื่องคอมพิวเตอร์ ซึ่งข้อมูลที่ทำการเก็บมีดังนี้ ระยะการเคลื่อนที่ของหัวกดตั้งแต่เริ่มต้นการเคลื่อนที่จนกระทั่งหยุดการเคลื่อนที่ แรงที่เกิดขึ้นในแต่ละระยะการเคลื่อนที่ของหัวกดและ



รูปที่ 5.18 แสดงแขนของแม่แรงก่อนและหลังการทดสอบ

จากการทดสอบหาแรงสูงสุดที่ทำให้แขนของแม่แรงเกิดการโก่งเดาะจะได้กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะการเคลื่อนที่ของหัวกดและแรงที่กระทำต่อแขนของแม่แรง แสดงดังรูปที่ 5.19 เมื่อระยะการเคลื่อนที่ของหัวกดเพิ่มมากขึ้นแรงที่กระทำต่อแขนของแม่แรงก็จะเพิ่มมากขึ้นตามไปด้วยจนกระทั่งถึงจุดหนึ่งแรงกระทำจะลดลง ซึ่งแรงกระทำที่มากที่สุดที่แขนของแม่แรงสามารถรับได้ก่อนที่จะเกิดการโก่งเดาะ คือ 24.22 กิโลนิวตัน (kN) ที่ระยะกด 1.52 มิลลิเมตร แรงวิกฤติการโก่งเดาะของแขนแม่แรงจะถูกนำไปเปรียบเทียบกับเพื่อยืนยันความถูกต้องจากผลการวิเคราะห์ด้วย FEM ในหัวข้อ 5.7



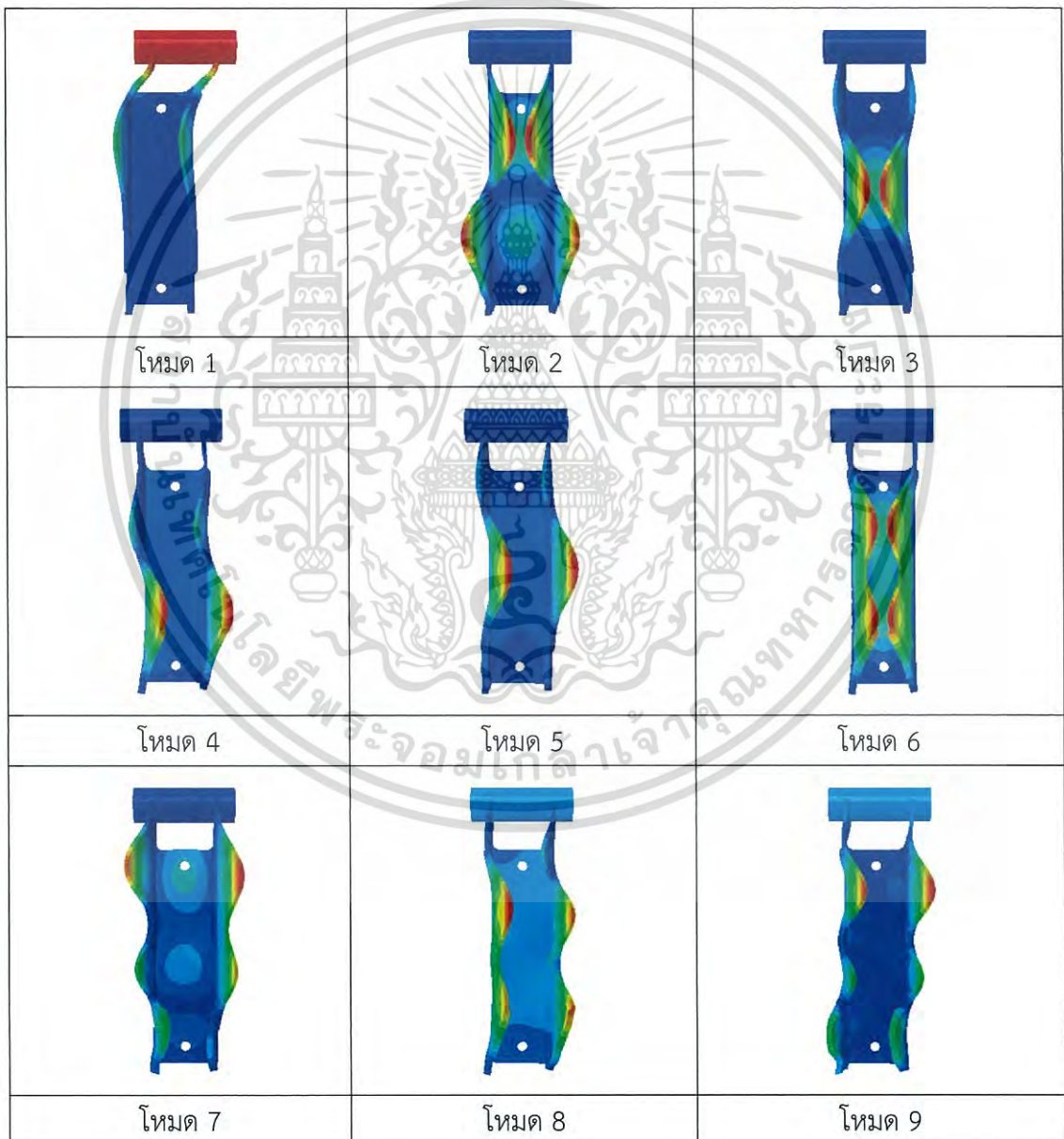
รูปที่ 5.19 แสดงกราฟผลทดสอบแสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงกดและระยะการเคลื่อนที่ของหัวกด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.7 ผลการวิเคราะห์การโก่งเดาะด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

5.7.1 ผลการวิเคราะห์การโก่งเดาะด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แบบเชิงเส้น

ผลการวิเคราะห์หาแรงสูงสุดที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะของแขนของแม่แรง ซึ่งวิเคราะห์ด้วย FEM แบบเชิงเส้น (Linear Analysis) ผลการวิเคราะห์จะได้รับการเปลี่ยนแปลงรูปร่างการโก่งเดาะของแขนแม่แรงและแรงสูงสุดที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะในแต่ละโหมต ซึ่งลักษณะรูปร่างที่เปลี่ยนแปลงไปของแขนแม่แรงก็จะมีค่าของแรงสูงสุดที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะในแต่ละโหมตที่แตกต่างกันไป โดยผลการวิเคราะห์ในงานวิจัยนี้จะได้ลักษณะการเสียรูปและค่าแรงวิกฤติทั้งหมด 9 โหมตแสดงได้ดังรูปที่ 5.20 และตารางที่ 5.3 ซึ่งโหมตที่มีรูปร่างการเสียรูปคล้ายกับการทดสอบคือ โหมตที่ 1 ซึ่งมีค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะคือ 206.1 กิโลนิวตัน



รูปที่ 5.20 การเปลี่ยนแปลงรูปร่างในแต่ละโหมตของการโก่งเดาะ

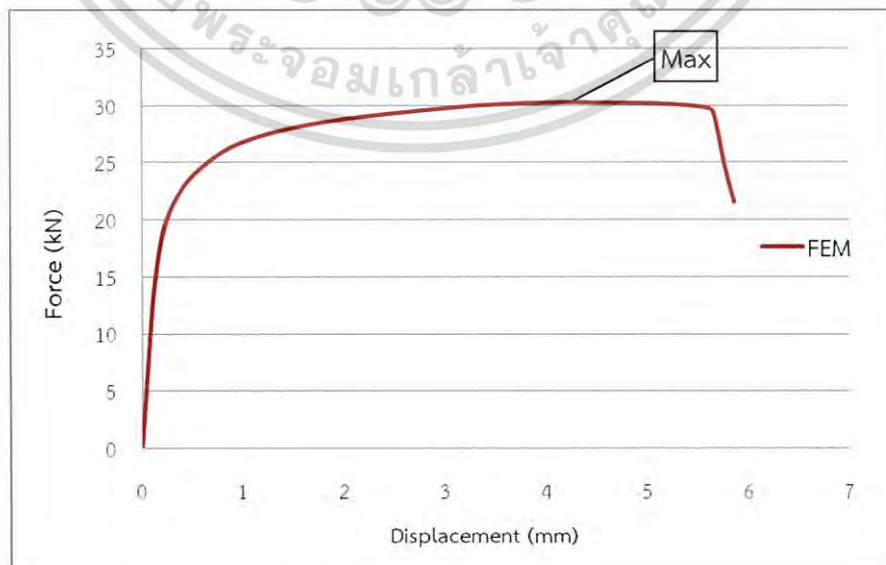
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 5.3 แสดงค่าแรงสูงสุดที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะในแต่ละโหมด

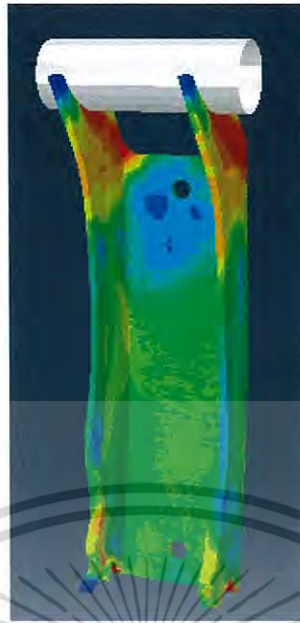
| โหมดการโก่งเดาะ | แรงสูงสุดในการโก่งเดาะ (kN) |
|-----------------|-----------------------------|
| 1 | 206.1 |
| 2 | 248.28 |
| 3 | 270.93 |
| 4 | 303.36 |
| 5 | 312.32 |
| 6 | 355.1 |
| 7 | 368.98 |
| 8 | 371.27 |
| 9 | 425.93 |

5.7.2 ผลการวิเคราะห์การโก่งเดาะด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แบบไม่เชิงเส้น

ผลการวิเคราะห์หาแรงสูงสุดที่ทำให้แขนแม่แรงเกิดการโก่งเดาะด้วย FEM แบบไม่เชิงเส้น โดยใช้โปรแกรม ABAQUS ในการวิเคราะห์นั้นจะทำการวิเคราะห์แบบไม่เชิงเส้น (Nonlinear Analysis) ซึ่งการวิเคราะห์ด้วยวิธีนี้ได้จำลองให้แขนของแม่แรงทำการรับน้ำหนักโดยการกำหนดให้พิน (Pin) เคลื่อนที่ตกลงมาที่บริเวณด้านบนของแขนแม่แรงโดยการกำหนดให้เป็นผิวแบบสัมผัสกัน เพื่อให้มีสภาวะคล้ายกับการทดสอบจริง ผลจากการวิเคราะห์ความสามารถในการรับแรงสูงสุดของแขนแม่แรงแสดงได้ดังรูปที่ 5.21 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะการกดและแรงที่เกิดขึ้น เมื่อระยะการกดเพิ่มขึ้นแรงที่กระทำต่อแขนของแม่แรงก็จะมากขึ้นจนกระทั่งแรงสูงสุดที่สามารถรับได้ก่อนการโก่งเดาะ เท่ากับ 30.27 กิโลนิวตัน ที่ระยะของการกด 4.56 มิลลิเมตร จากนั้นแรงก็ค่อยๆ ลดลง และลักษณะของการเสียรูปแสดงได้ดังรูปที่ 5.22 ซึ่งแรงที่ได้จะวัดจากแรงปฏิกิริยาที่เกิดขึ้นบนจุดอ้างอิง (RP) โดยตำแหน่ง RP แสดงในดังรูปที่ 4.13



เอกสารนี้เป็นรูปที่ 5.21 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงกดและระยะการเคลื่อนที่ของหัวกด ด้านการคำนวณว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.22 แสดงการเสีรูปร่างจากการวิเคราะห์ด้วย FEM

5.8 เปรียบเทียบการวิเคราะห์การโก่งเดาะด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับการทดสอบ

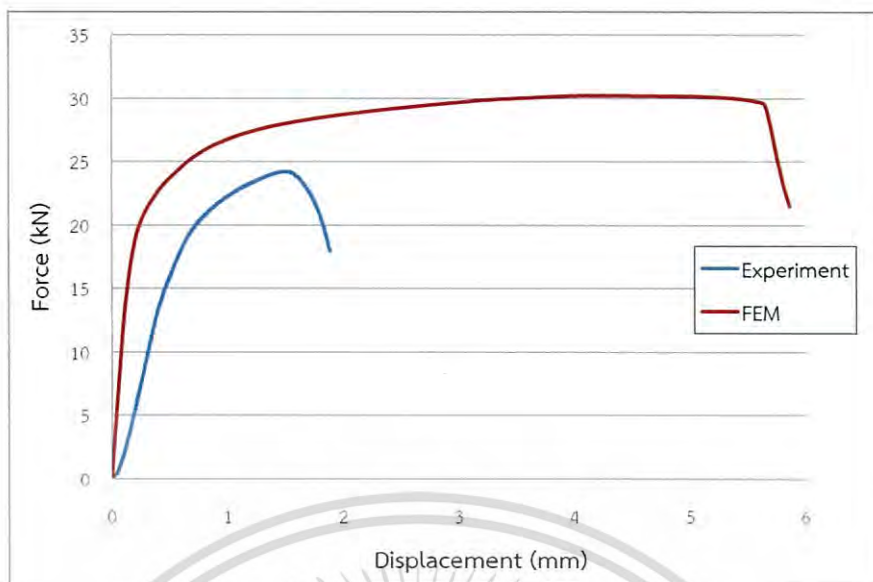
ผลการเปรียบเทียบการวิเคราะห์ด้วย FEM แบบเชิงเส้น แบบไม่เชิงเส้น และผลการทดสอบ จากทั้ง 3 วิธี ในหัวข้อ 5.6 และ 5.7 นั้น พบว่าค่าแรงสูงสุดที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะจากการวิเคราะห์ด้วย FEM แบบไม่เชิงเส้น คือ 30.27 กิโลนิวตัน มีค่าใกล้เคียงกับค่าที่ได้จากการทดสอบจริง คือ 24.22 กิโลนิวตัน มากกว่าค่าที่ได้จากการวิเคราะห์การโก่งเดาะ แบบเชิงเส้น คือ 206.1 กิโลนิวตัน โดยแสดงผลการเปรียบเทียบได้ดังตารางที่ 5.4 ดังนั้นการวิเคราะห์การโก่งเดาะด้วย FEM แบบไม่เชิงเส้นจะให้ผลการวิเคราะห์ที่ดีกว่าการวิเคราะห์แบบเชิงเส้น ซึ่งหัวข้อต่อไปการปรับระยะสันจะใช้วิธีการวิเคราะห์ FEM แบบไม่เชิงเส้น

ตารางที่ 5.4 เปรียบเทียบการวิเคราะห์ด้วย FEM แบบเชิงเส้น แบบไม่เชิงเส้น และผลการทดสอบ

| การวิเคราะห์ | การวิเคราะห์แบบเชิงเส้น | การวิเคราะห์แบบไม่เชิงเส้น | การทดสอบ |
|----------------|-------------------------|----------------------------|----------|
| แรงวิกฤติ (kN) | 206.1 | 30.27 | 24.22 |

ผลจากการเปรียบเทียบการวิเคราะห์ด้วย FEM แบบสถิตไม่เชิงเส้นกับผลการทดสอบ เมื่อเปรียบเทียบค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะของแกนแม่ที่สามารถรับแรงได้ พบว่าค่าแรงวิกฤติที่ได้จากการวิเคราะห์ด้วย FEM แบบสถิตไม่เชิงเส้นมีค่าสูงกว่าค่าที่ได้จากการทดสอบ ซึ่งค่าแรงสูงสุดที่ได้จากการวิเคราะห์ด้วย FEM คือ 30.27 กิโลนิวตัน ส่วนค่าที่ได้จากการทดสอบ คือ 24.22 กิโลนิวตัน แสดงได้ดังรูปที่ 5.23 ซึ่งช่วงแรกของกราฟการวิเคราะห์ด้วย FEM จะมีความชันมากกว่าแต่ก็มีแนวโน้มไปในแนวทางเดียวกัน ซึ่งค่าแรงวิกฤติที่ได้จากการวิเคราะห์ด้วย FEM แบบไม่เชิงเส้นมีค่าสูงกว่าค่าที่ได้จากการทดสอบอยู่ 6.05 kN หรือ 19.99%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



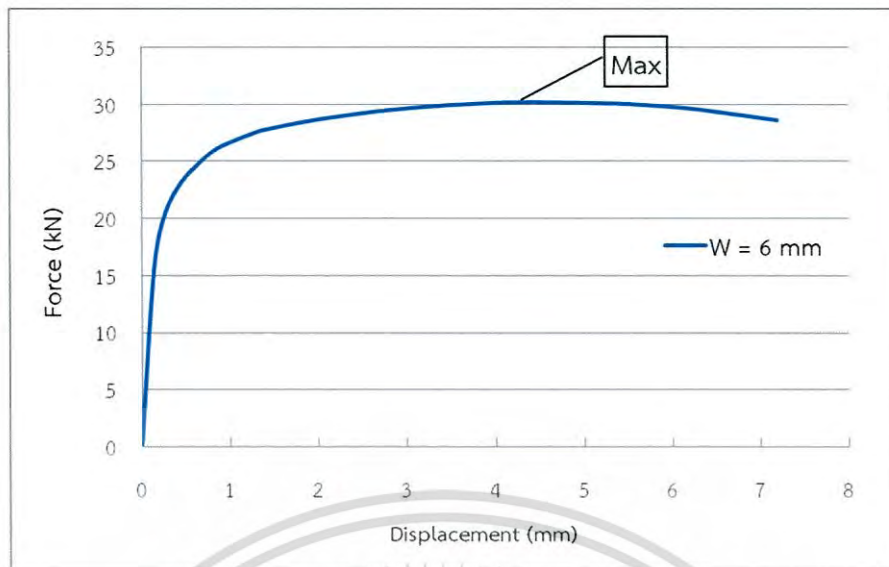
รูปที่ 5.23 แสดงการเปรียบเทียบการวิเคราะห์การโก่งเดาะด้วย FEM เปรียบเทียบกับการทดสอบ

5.9 ผลการปรับระยะความกว้างสันของแม่แรง

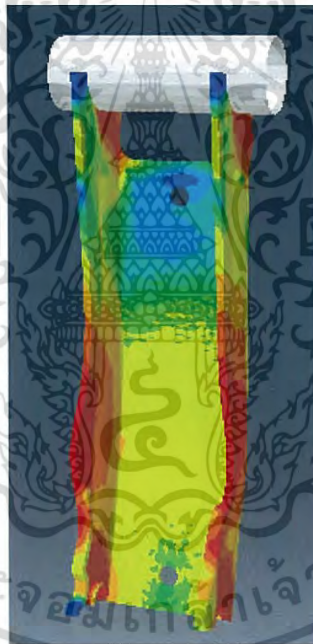
ผลการนำเสนอการศึกษาเชิงพารามิเตอร์ของระยะความกว้างสันและความยาวสันต่อค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะเพื่อเพิ่มความแข็งแรงแกนของแม่แรงตามสมการที่ 3.36 โดยการเพิ่มโมเมนต์ความเฉื่อย ซึ่งในงานวิจัยนี้จะเลือกวิธีการปรับระยะสันของแกนแม่แรง ซึ่งการปรับระยะความกว้างสันจะทำการปรับ 4 ระยะ คือ ความกว้าง 6 8 10 และ 12 มิลลิเมตร และทำการวิเคราะห์โดย FEM ด้วย FEM แบบไม่เชิงเส้น ซึ่งเป็นการวิเคราะห์เพื่อหาค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะของแกนแม่แรงในแต่ละระยะของความกว้างสันและลักษณะการเสียรูปของชิ้นงานในแต่ละแบบด้วย

5.9.1 การปรับระยะความกว้างสันของแกนแม่แรง 6 มิลลิเมตร

ผลการปรับระยะความกว้างสันของแกนแม่แรงเป็น 6 มิลลิเมตร ($W = 6$ mm) จากแม่แรงต้นแบบที่มีค่าความกว้างของสันของแกนแม่แรง $W = 8$ มิลลิเมตร ซึ่งผลจากการวิเคราะห์ด้วย FEM แบบไม่เชิงเส้นจะพบว่าแกนของแม่แรงสามารถรับแรงสูงสุดได้ที่ 30.19 กิโลนิวตัน ก่อนที่แกนของแม่แรงจะเกิดการโก่งเดาะ ที่ระยะของการกด 4.27 มิลลิเมตร แสดงได้ดังรูปที่ 5.24 และลักษณะการเสียรูปของแม่แรงแสดงได้ดังรูปที่ 5.25



รูปที่ 5.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของความกว้างสัน 6 มิลลิเมตร

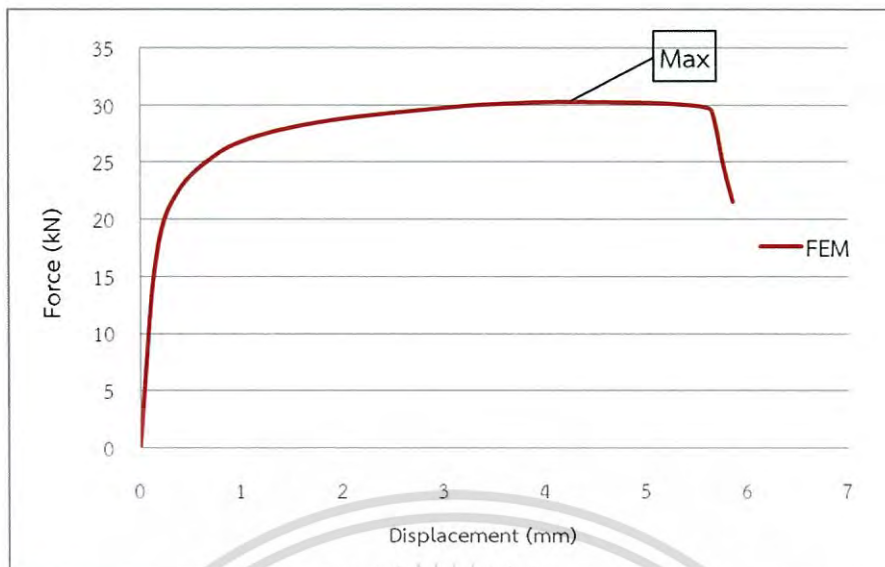


รูปที่ 5.25 แสดงการเสียรูปจากการกดของความกว้างสัน 6 มิลลิเมตร

5.9.2 การปรับระยะความกว้างสันของแกนแม่แรง 8 มิลลิเมตร (ต้นแบบ)

ผลการปรับระยะความกว้างสันของแกนแม่แรงเป็น 8 มิลลิเมตร ($W = 8 \text{ mm}$) ซึ่งเป็นขนาดของแม่แรงต้นแบบ ผลจากการวิเคราะห์ด้วย FEM จะพบว่าแกนของแม่แรงสามารถรับแรงสูงสุดได้ที่ 30.27 กิโลนิวตัน ก่อนที่แกนของแม่แรงจะเกิดการโก่งเดาะ ที่ระยะของการกด 3.64 มิลลิเมตร แสดงได้ดังรูปที่ 5.26 และลักษณะการเสียรูปของแม่แรงแสดงได้ดังรูปที่ 5.27

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



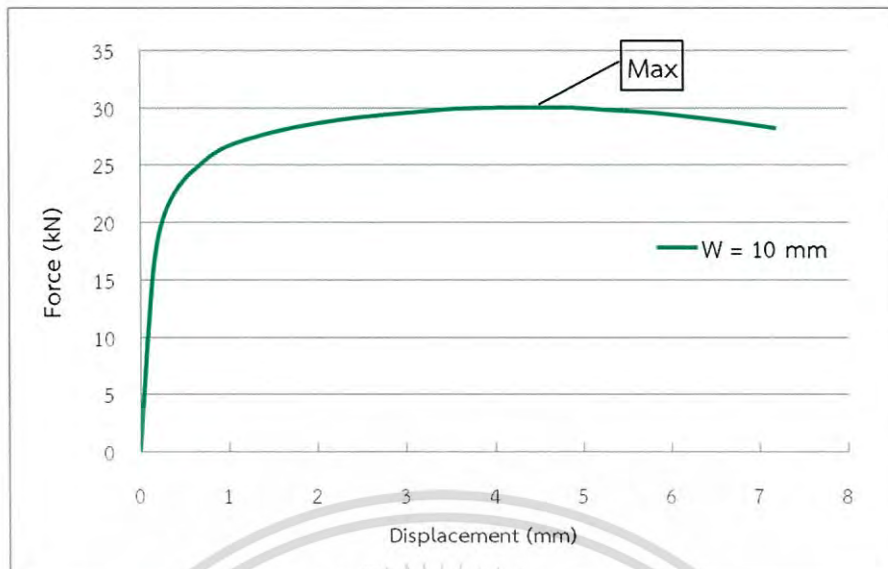
รูปที่ 5.26 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของความกว้างสัน 8 มิลลิเมตร



รูปที่ 5.27 แสดงการเสียรูปจากการกดของความกว้างสัน 8 มิลลิเมตร

5.9.3 การปรับระยะความกว้างสันของแขนแม่แรง 10 มิลลิเมตร

ผลการปรับระยะความกว้างสันของแขนแม่แรงเป็น 10 มิลลิเมตร ($W = 10$ mm) จากแม่แรงต้นแบบที่มีค่าความกว้างของสันของแขนแม่แรง $W = 8$ มิลลิเมตร ซึ่งผลจากการวิเคราะห์ด้วย FEM จะพบว่าแขนของแม่แรงสามารถรับแรงสูงสุดได้ที่ 30.01 กิโลนิวตัน ก่อนที่แขนของแม่แรงจะเกิดการโก่งเดาะ ที่ระยะของการกด 4.66 มิลลิเมตร แสดงได้ดังรูปที่ 5.28 และลักษณะการเสียรูปของแม่แรงแสดงได้ดังรูปที่ 5.29



รูปที่ 5.28 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของความกว้างสัน 10 มิลลิเมตร

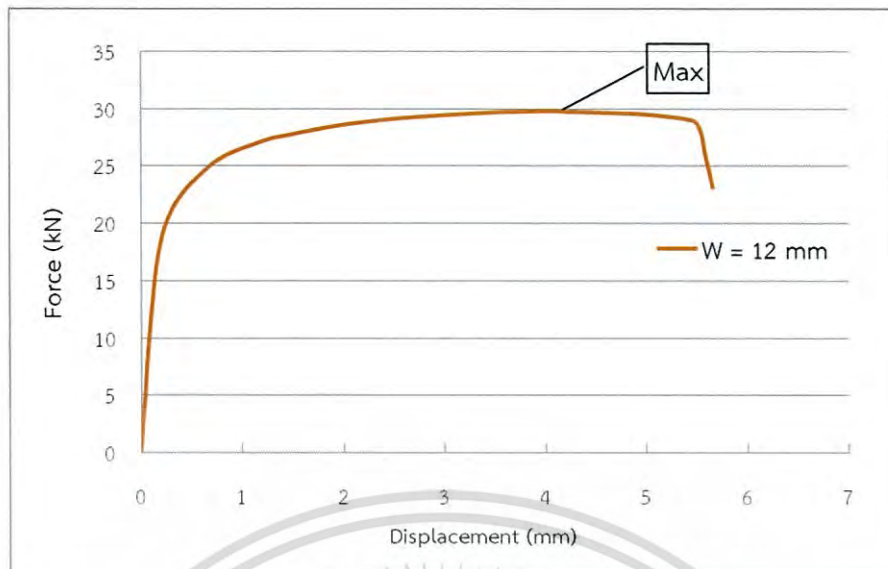


รูปที่ 5.29 แสดงการเสียรูปจากการกดของความกว้างสัน 10 มิลลิเมตร

5.9.4 การปรับระยะความกว้างสันของแขนแม่แรง 12 มิลลิเมตร

ผลการปรับระยะความกว้างสันของแขนแม่แรงเป็น 12 มิลลิเมตร ($W = 12$ mm) จากแม่แรงต้นแบบที่มีค่าความกว้างของสันของแขนแม่แรง $W = 8$ มิลลิเมตร ซึ่งผลจากการวิเคราะห์ด้วย FEM จะพบว่าแขนของแม่แรงสามารถรับแรงสูงสุดได้ที่ 29.76 กิโลนิวตัน ก่อนที่แขนของแม่แรงจะเกิดการโก่งเดาะ ที่ระยะของการกด 4.19 มิลลิเมตร แสดงได้ดังรูปที่ 5.30 และลักษณะการเสียรูปของแม่แรงแสดงได้ดังรูปที่ 5.31

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.30 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของความกว้างสัน 12 มิลลิเมตร



รูปที่ 5.31 แสดงการเสียรูปจากการกดของความกว้างสัน 12 มิลลิเมตร

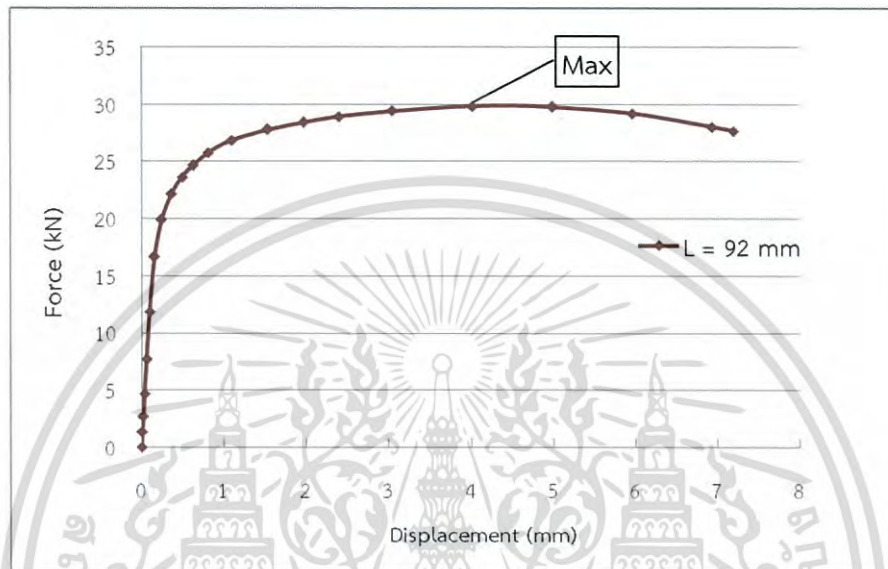
5.10 ผลการปรับระยะความยาวสันของแม่แรง

ผลการนำเสนอกการศึกษาเชิงพารามิเตอร์ของระยะความยาวสันต่อค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะ เพื่อเพิ่มความแข็งแรงแกนของแม่แรงตามสมการที่ 3.36 โดยการเพิ่มโมเมนต์ความเฉื่อย ซึ่งในงานวิจัยนี้จะเลือกวิธีการปรับระยะสันของแกนแม่แรง ซึ่งการปรับระยะความยาวสัน จะทำการปรับ 5 ระยะ คือ ความยาว 92 100 108 116 และ 124 มิลลิเมตร และทำการวิเคราะห์โดย FEM ด้วย FEM แบบไม่เชิงเส้นเป็นการวิเคราะห์เพื่อหาค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะของแกนแม่แรงในแต่ละระยะของความยาวสันและลักษณะการเสียรูปของชิ้นงานในแต่ละแบบด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.10.1 การปรับระยะความยาวสั้นของแขนแม่แรง 92 มิลลิเมตร

ผลการปรับระยะความยาวสั้นของแขนแม่แรงเป็น 92 มิลลิเมตร ($L = 92$ mm) จากแม่แรงต้นแบบที่มีค่าความยาวของสั้นของแขนแม่แรง $L = 108$ มิลลิเมตร ซึ่งผลจากการวิเคราะห์ด้วย FEM แบบไม่เชิงเส้นจะพบว่าแขนของแม่แรงสามารถรับแรงสูงสุดได้ที่ 29.79 กิโลนิวตัน ก่อนที่แขนของแม่แรงจะเกิดการโก่งเดาะ ที่ระยะของการกด 4.03 มิลลิเมตร แสดงได้ดังรูปที่ 5.32 และลักษณะการเสียรูปของแม่แรงแสดงได้ดังรูปที่ 5.33



รูปที่ 5.32 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของความยาวสั้น 92 มิลลิเมตร

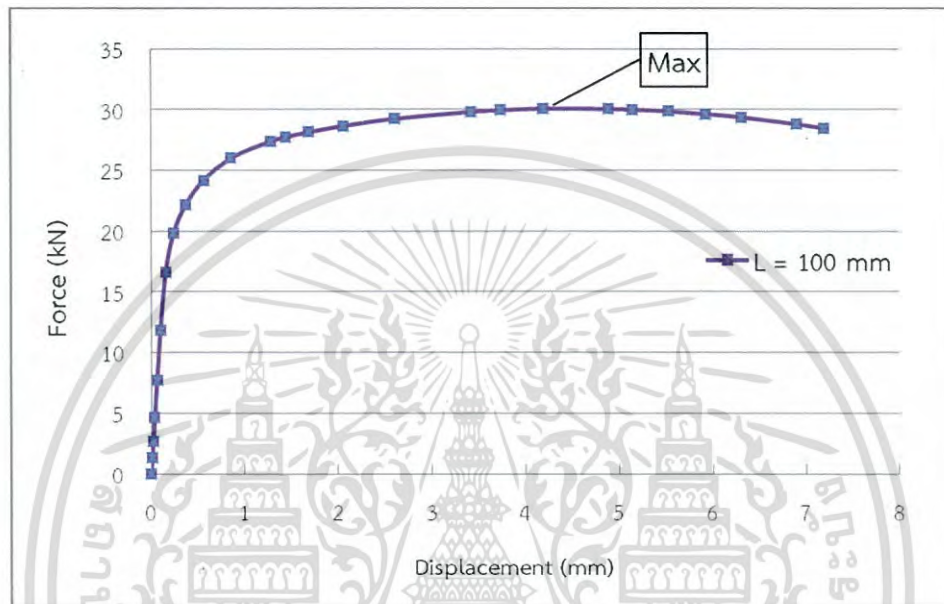


รูปที่ 5.33 แสดงการเสียรูปจากการกดของความยาวสั้น 92 มิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.10.2 การปรับระยะความยาวสั้นของแขนแม่แรง 100 มิลลิเมตร

ผลการปรับระยะความยาวสั้นของแขนแม่แรงเป็น 100 มิลลิเมตร ($L = 100$ mm) จากแม่แรงต้นแบบที่มีค่าความยาวของสั้นของแขนแม่แรง $L = 108$ มิลลิเมตร ซึ่งผลจากการวิเคราะห์ด้วย FEM แบบไม่เชิงเส้นพบว่าแขนของแม่แรงสามารถรับแรงสูงสุดได้ที่ 30.07 กิโลนิวตัน ก่อนที่แขนของแม่แรงจะเกิดการโก่งเดาะ ที่ระยะของการกด 4.19 มิลลิเมตร แสดงได้ดังรูปที่ 5.34 และลักษณะการเสียรูปของแม่แรงแสดงได้ดังรูปที่ 5.35



รูปที่ 5.34 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของความยาวสั้น 100 มิลลิเมตร



รูปที่ 5.35 แสดงการเสียรูปจากการกดของความยาวสั้น 100 มิลลิเมตร

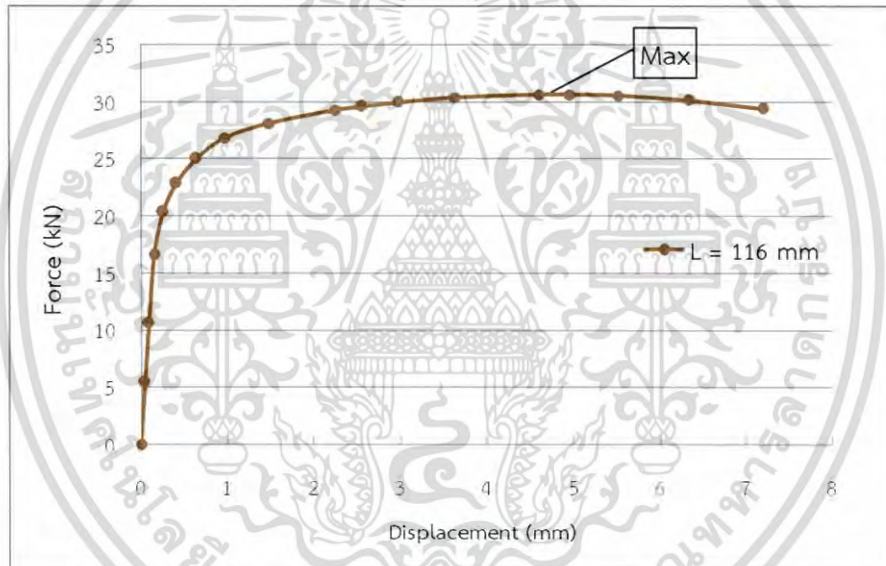
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.10.3 การปรับระยะความยาวสั้นของแขนแม่แรง 108 มิลลิเมตร (ต้นแบบ)

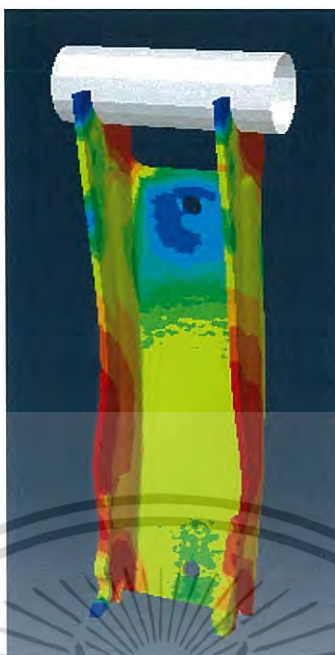
ผลการปรับระยะความยาวสั้นของแขนแม่แรงเป็น 108 มิลลิเมตร ($L = 108 \text{ mm}$) ซึ่งเป็นขนาดของแม่แรงต้นแบบเช่นเดียวกับความกว้างสั้น 8 มิลลิเมตร ผลจากการวิเคราะห์ด้วย FEM แบบไม่เชิงเส้นพบว่าแขนแม่แรงสามารถรับแรงสูงสุดได้ที่ 30.27 กิโลนิวตัน ก่อนที่แขนของแม่แรงจะเกิดการโก่งเดาะ ที่ระยะของการกด 3.64 มิลลิเมตร แสดงได้ดังรูปที่ 5.26 และลักษณะการเสียรูปของแม่แรงแสดงได้ดังรูปที่ 5.27

5.10.4 การปรับระยะความยาวสั้นของแขนแม่แรง 116 มิลลิเมตร

ผลการปรับระยะความยาวสั้นของแขนแม่แรงเป็น 116 มิลลิเมตร ($L = 106 \text{ mm}$) จากแม่แรงต้นแบบที่มีค่าความยาวของสั้นของแขนแม่แรง $L = 108 \text{ มิลลิเมตร}$ ซึ่งผลจากการวิเคราะห์ด้วย FEM แบบไม่เชิงเส้น พบว่าแขนของแม่แรงรับแรงสูงสุดได้ที่ 30.58 กิโลนิวตัน ก่อนที่แขนของแม่แรงจะเกิดการโก่งเดาะ ที่ระยะของการกด 4.97 มิลลิเมตร แสดงได้ดังรูปที่ 5.36 และลักษณะการเสียรูปของแม่แรงแสดงได้ดังรูปที่ 5.37



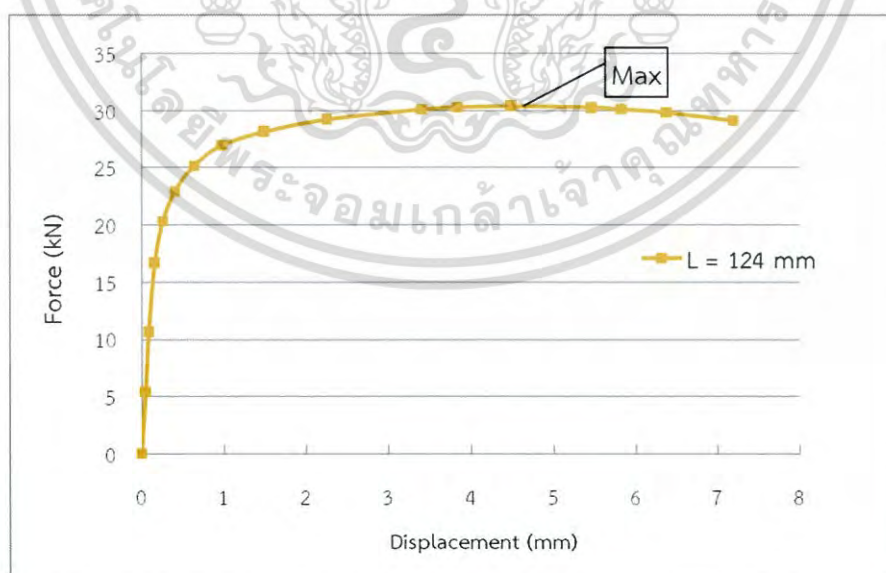
รูปที่ 5.36 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของความยาวสั้น 116 มิลลิเมตร



รูปที่ 5.37 แสดงการเสียรูปจากการกีดของควมยาวสั้น 116 มิลลิเมตร

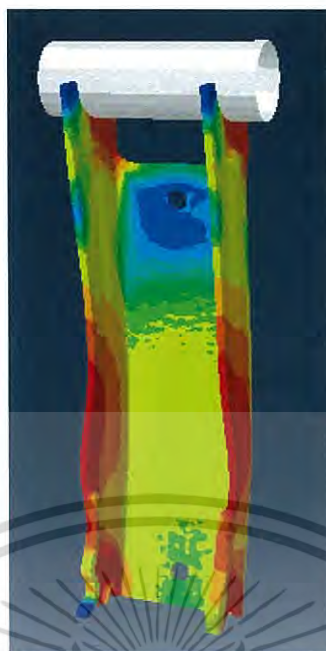
5.10.5 การปรับระยะความยาวสั้นของแขนแม่แรง 124 มิลลิเมตร

ผลการปรับระยะความยาวสั้นของแขนแม่แรงเป็น 124 มิลลิเมตร ($L = 124$ mm) จากแม่แรงต้นแบบที่มีค่าความยาวของสั้นของแขนแม่แรง $L = 108$ มิลลิเมตร ซึ่งผลจากการวิเคราะห์ด้วย FEM แบบไม่เชิงเส้น พบว่าแขนของแม่แรงสามารถรับแรงสูงสุดได้ที่ 30.37 กิโลนิวตัน ก่อนที่แขนของแม่แรงจะเกิดการโก่งเดาะ ที่ระยะของการกีด 4.5 มิลลิเมตร แสดงได้ดังรูปที่ 5.38 และลักษณะการเสียรูปของแม่แรงแสดงได้ดังรูปที่ 5.39



รูปที่ 5.38 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกีดของความยาวสั้น 124 มิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



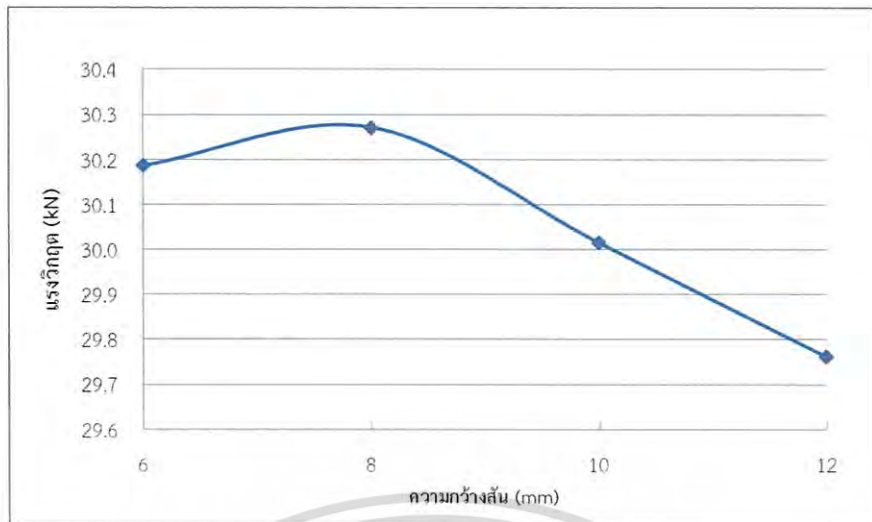
รูปที่ 5.39 แสดงการเสีयरูปจากการกดของความยาวสั้น 124 มิลลิเมตร

5.11 การเปรียบเทียบผลการวิเคราะห์ขนาดความกว้างและความยาวสั้นแม่แรง

จากผลการวิเคราะห์แขนของแม่แรงที่ได้มีการปรับระยะความกว้างและความยาวสั้นด้วย FEM แบบไม่เชิงเส้น พบว่าขนาดสั้นที่ทำการปรับระยะความกว้างและความยาวมีผลต่อค่าแรงสูงสุดที่ทำให้เกิดการโก่งงอของแขนแม่แรง ซึ่งค่าความกว้างและความยาวที่ต่างกันจะมีค่าแรงสูงสุดที่ทำให้เกิดการโก่งงอที่แตกต่างกัน

5.11.1 การเปรียบเทียบผลการวิเคราะห์ขนาดความกว้างสั้นแม่แรง

จากผลการวิเคราะห์ค่าแรงสูงสุดที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะของแขนแม่แรงเมื่อมีการปรับระยะความกว้างสั้น ซึ่งเพื่อให้ง่ายต่อความเข้าใจจึงทำการเปรียบเทียบผลการปรับระยะความกว้างสั้นกับแรงสูงสุดที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะ แสดงได้ดังรูปที่ 5.40 จากรูปจะเห็นได้ว่าเมื่อเพิ่มระยะความกว้างสั้นจาก 6 มิลลิเมตรเป็น 8 มิลลิเมตร ค่าแรงสูงสุดที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะก็จะมากขึ้น และเมื่อเพิ่มความกว้างสั้นเป็น 10 และ 12 มิลลิเมตร ตามลำดับ โดยค่าความกว้างสั้น 8 มิลลิเมตร จะให้ค่าแรงสูงสุดในการโก่งเดาะมากที่สุด คือ 30.27 กิโลนิวตัน ที่ระยะการกด 4.55 มิลลิเมตร และจากตารางที่ 5.5 จะเห็นว่าเมื่อเปรียบเทียบค่าแรงวิกฤติของแต่ละความกว้างสั้นกับค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะของความกว้างต้นแบบจะต่างกันเพียง 0.28 - 1.68 เปอร์เซ็นต์เท่านั้น ดังนั้นการปรับระยะความกว้างสั้นและวิเคราะห์ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะและทำการวิเคราะห์ด้วย FEM แบบไม่เชิงเส้น จึงไม่สามารถที่จะเป็นแนวทางในการออกแบบเพื่อลดมวลของแม่แรงได้



รูปที่ 5.40 แสดงแรงสูงสุดที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะของการปรับระยะความกว้างสัน

ตารางที่ 5.5 แสดงแรงวิกฤติการโก่งเดาะของความกว้างสันที่ค่าต่างๆ

| ระยะความกว้างสัน (mm) | ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะ (N) | ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะที่ต่างจากค่าต้นแบบ (N) | ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะที่ต่างจากค่าต้นแบบ (%) |
|-----------------------|-----------------------------|--|--|
| 6 | 30,186 | -85 | -0.28 |
| 8 (แม่แรงต้นแบบ) | 30,271 | - | - |
| 10 | 30,015 | -256 | -0.85 |
| 12 | 29,762 | -509 | -1.68 |

หมายเหตุ ค่าลบ (-) เป็นค่าที่น้อยกว่าแม่แรงต้นแบบ

5.11.2 การเปรียบเทียบผลการวิเคราะห์ขนาดความยาวสันแม่แรง

จากผลการวิเคราะห์ค่าแรงสูงสุดที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะของแขนแม่แรงเมื่อมีการปรับระยะความยาวสัน ซึ่งเพื่อให้ง่ายต่อความเข้าใจจึงทำการเปรียบเทียบผลการปรับระยะความยาวสันกับแรงสูงสุดที่ทำให้เกิดการโก่งงอ แสดงได้ดังรูปที่ 5.41 จากรูปจะเห็นว่าเมื่อเพิ่มระยะความยาวสันจาก 92 - 116 มิลลิเมตร ค่าแรงสูงสุดที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะมีแนวโน้มมากขึ้น และเมื่อเพิ่มความยาวสันเป็น 124 มิลลิเมตร ค่าแรงสูงสุดที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะจะลดลงจากความยาวสัน 116 มิลลิเมตร โดยค่าความยาวสัน 116 มิลลิเมตร จะให้ค่าแรงสูงสุดในการโก่งเดาะมากที่สุด คือ 30.54 กิโลนิวตัน ที่ระยะการกด 4.97 มิลลิเมตร และจากตารางที่ 5.6 จะเห็นว่าเมื่อเปรียบเทียบค่าแรงวิกฤติของแต่ละความยาวสันกับค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะของความยาวต้นแบบจะต่างกันเพียง 0.18 - 1.32 เปอร์เซ็นต์เท่านั้น ดังนั้นการปรับระยะความยาวสันและวิเคราะห์ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะและทำการวิเคราะห์ด้วย FEM แบบไม่เชิงเส้น จึงไม่สามารถที่จะเป็นแนวทางในการออกแบบเพื่อลดมวลของแม่แรงได้



รูปที่ 5.41 แสดงแรงสูงสุดที่ทำให้เกิดการโก่งเดาะของการปรับระยะความยาวสัน

ตารางที่ 5.6 แสดงแรงวิกฤติการโก่งเดาะของความยาวสันที่ค่าต่างๆ

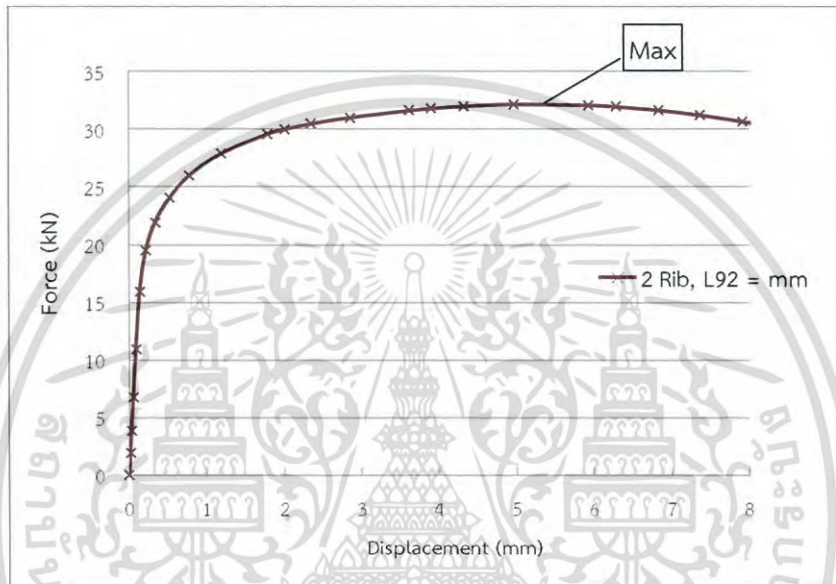
| ระยะความยาวสัน (mm) | ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะ (N) | ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะที่ต่างจากค่าต้นแบบ (N) | ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะที่ต่างจากค่าต้นแบบ (%) |
|---------------------|-----------------------------|--|--|
| 92 | 29,794 | -477 | -0.18 |
| 100 | 30,071 | -200 | -0.66 |
| 108 (แม่แรงต้นแบบ) | 30,271 | - | - |
| 116 | 30,584 | 313 | 1.03 |
| 124 | 30,367 | 96 | 0.32 |

หมายเหตุ ค่าลบ (-) เป็นค่าที่น้อยกว่าแม่แรงต้นแบบ

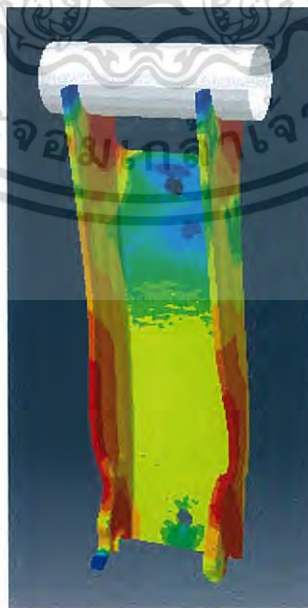
5.12 ผลการปรับจำนวนสันเป็น 2 สัน และปรับระยะความยาวสัน

5.12.1 สันของแขนแม่แรง 2 สันและระยะความยาว 92 มิลลิเมตร

ผลการปรับเพิ่มจำนวนสันเป็น 2 สัน และปรับระยะความยาวสันของแขนแม่แรงเป็น 92 มิลลิเมตร ($L = 92$ mm) จากแม่แรงต้นแบบที่มีค่าความยาวของสันของแขนแม่แรง $L = 108$ มิลลิเมตร ซึ่งผลจากการวิเคราะห์ด้วย FEM แบบไม่เชิงเส้น พบว่าแขนของแม่แรงสามารถรับน้ำหนักในแนวแกนได้มากขึ้น จากแม่แรงต้นแบบ 6.26 เปอร์เซ็นต์ โดยแขนแม่แรงสามารถรับแรงสูงสุดได้ที่ 32.17 กิโลนิวตัน ก่อนที่แขนของแม่แรงจะเกิดการโก่งเดาะ ที่ระยะของการกด 4.97 มิลลิเมตร แสดงได้ดังรูปที่ 5.42 และลักษณะการเสียรูปของแม่แรงแสดงได้ดังรูปที่ 5.43



รูปที่ 5.42 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของสันจำนวน 2 สันที่ความยาว 92 มิลลิเมตร

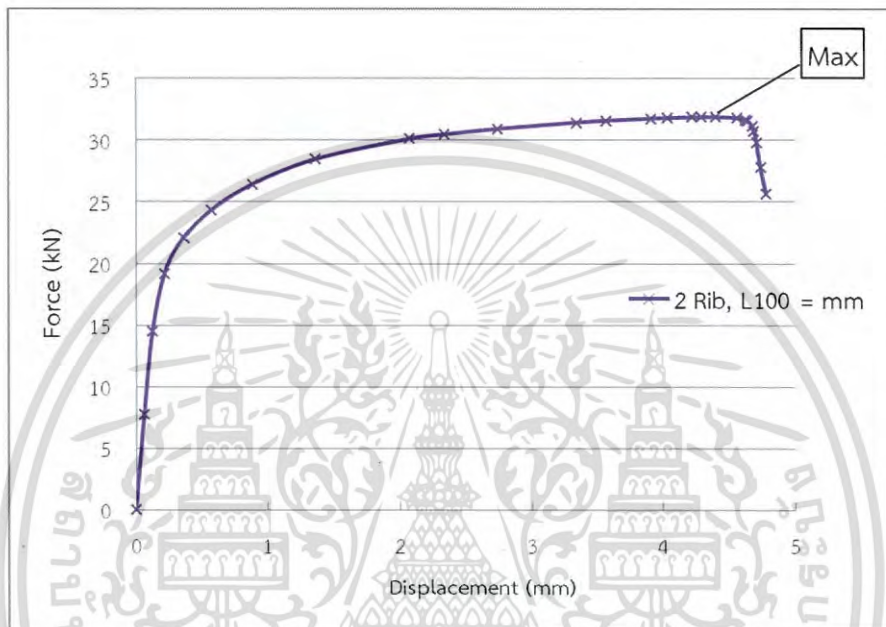


รูปที่ 5.43 แสดงการเสียรูปจากการกดของสันจำนวน 2 สันที่ความยาว 92 มิลลิเมตร

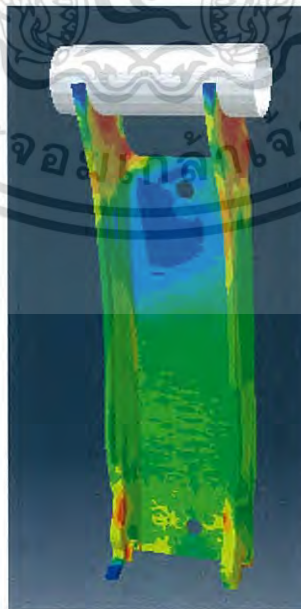
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาดเห็นไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.12.2 สันของแขนแม่แรง 2 สันและระยะความยาว 100 มิลลิเมตร

ผลการปรับเพิ่มจำนวนสันเป็น 2 สัน และปรับระยะความยาวสันของแขนแม่แรงเป็น 100 มิลลิเมตร ($L = 100$ mm) จากแม่แรงต้นแบบที่มีค่าความยาวของสันของแขนแม่แรง $L = 108$ มิลลิเมตร ซึ่งผลจากการวิเคราะห์ด้วย FEM แบบไม่เชิงเส้น พบว่าแขนของแม่แรงสามารถรับน้ำหนักในแนวแกนได้มากขึ้น จากแม่แรงต้นแบบ 5.34 เปอร์เซ็นต์ โดยแขนแม่แรงสามารถรับแรงสูงสุดได้ที่ 31.89 กิโลนิวตัน ก่อนที่แขนของแม่แรงจะเกิดการโก่งเดาะ ที่ระยะของการกด 4.4 มิลลิเมตร แสดงได้ดังรูปที่ 5.44 และลักษณะการเสียรูปของแม่แรงแสดงได้ดังรูปที่ 5.45



รูปที่ 5.44 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของสันจำนวน 2 สันที่ความยาว 100 มิลลิเมตร

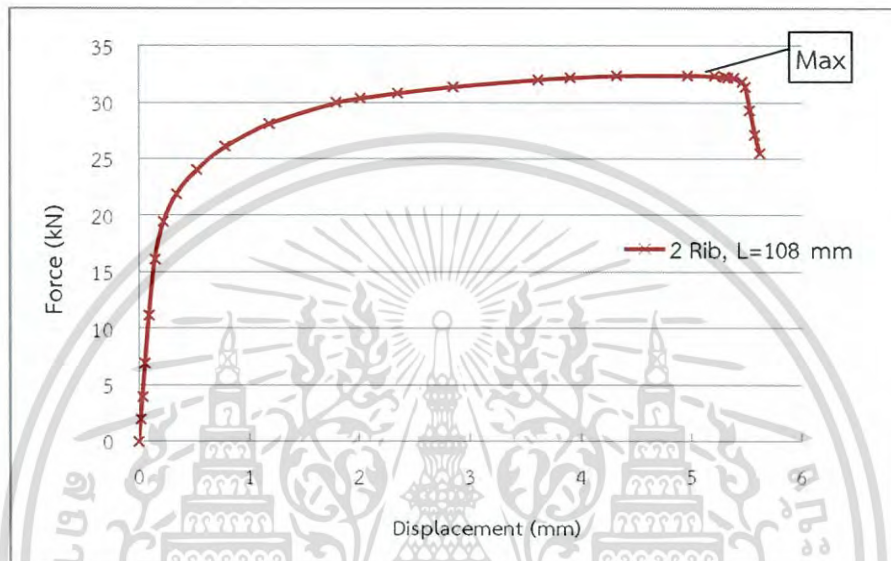


รูปที่ 5.45 แสดงการเสียรูปจากการกดของสันจำนวน 2 สันที่ความยาว 100 มิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไมออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.12.3 สันของแขนแม่แรง 2 สันและระยะความยาว 108 มิลลิเมตร

ผลการปรับเพิ่มจำนวนสันเป็น 2 สัน และใช้ค่าความยาวของสันของแขนแม่แรงต้นแบบ คือ $L = 108$ มิลลิเมตร ซึ่งผลจากการวิเคราะห์ด้วย FEM แบบไม่เชิงเส้น พบว่าแขนของแม่แรงสามารถรับน้ำหนักในแนวแกนได้มากขึ้น จากแม่แรงต้นแบบที่มีจำนวน 1 สัน คือ 7.05 เปอร์เซ็นต์ โดยแขนแม่แรงสามารถรับแรงสูงสุดได้ที่ 32.45 กิโลนิวตัน ก่อนที่แขนของแม่แรงจะเกิดการโก่งเดาะ ที่ระยะของการกด 4.97 มิลลิเมตร แสดงได้ดังรูปที่ 5.46 และลักษณะการเสียรูปของแม่แรงแสดงได้ดังรูปที่ 5.47



รูปที่ 5.46 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของสันจำนวน 2 สันที่ความยาว 108 มิลลิเมตร

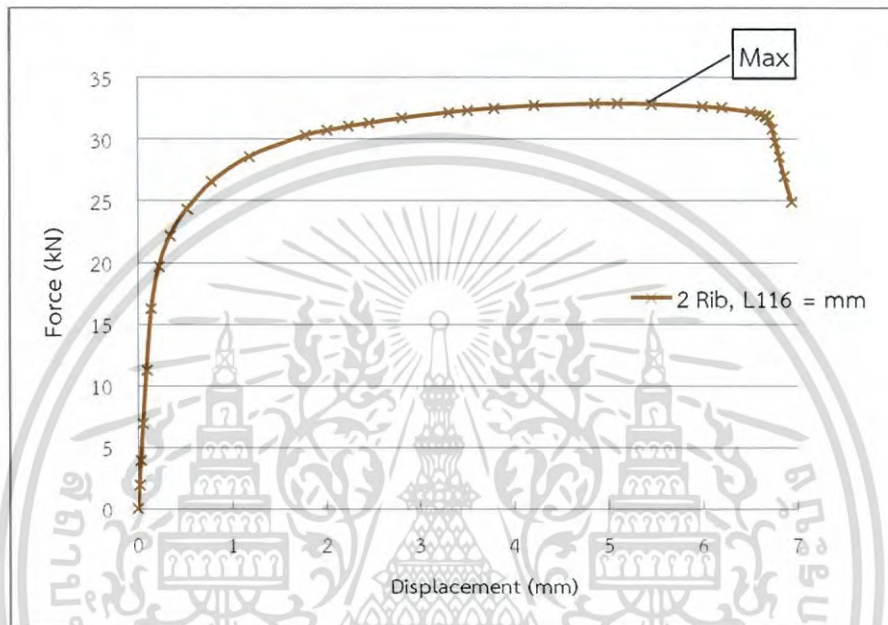


รูปที่ 5.47 แสดงการเสียรูปจากการกดของสันจำนวน 2 สันที่ความยาว 108 มิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.12.4 สันของแขนแม่แรง 2 สันและระยะความยาว 116 มิลลิเมตร

ผลการปรับเพิ่มจำนวนสันเป็น 2 สัน และปรับระยะความยาวสันของแขนแม่แรงเป็น 116 มิลลิเมตร ($L = 116$ mm) จากแม่แรงต้นแบบที่มีค่าความยาวของสันของแขนแม่แรง $L = 108$ มิลลิเมตร ซึ่งผลจากการวิเคราะห์ด้วย FEM แบบไม่เชิงเส้น พบว่าแขนของแม่แรงสามารถรับน้ำหนักในแนวแกนได้มากขึ้น จากแม่แรงต้นแบบ 8.65 เปอร์เซ็นต์ โดยแขนแม่แรงสามารถรับแรงสูงสุดได้ที่ 32.89 กิโลนิวตัน ก่อนที่แขนของแม่แรงจะเกิดการโก่งเดาะ ที่ระยะของการกด 5.09 มิลลิเมตร แสดงได้ดังรูปที่ 5.48 และลักษณะการเสียรูปของแม่แรงแสดงได้ดังรูปที่ 5.49



รูปที่ 5.48 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของสันจำนวน 2 สันที่ความยาว 116 มิลลิเมตร

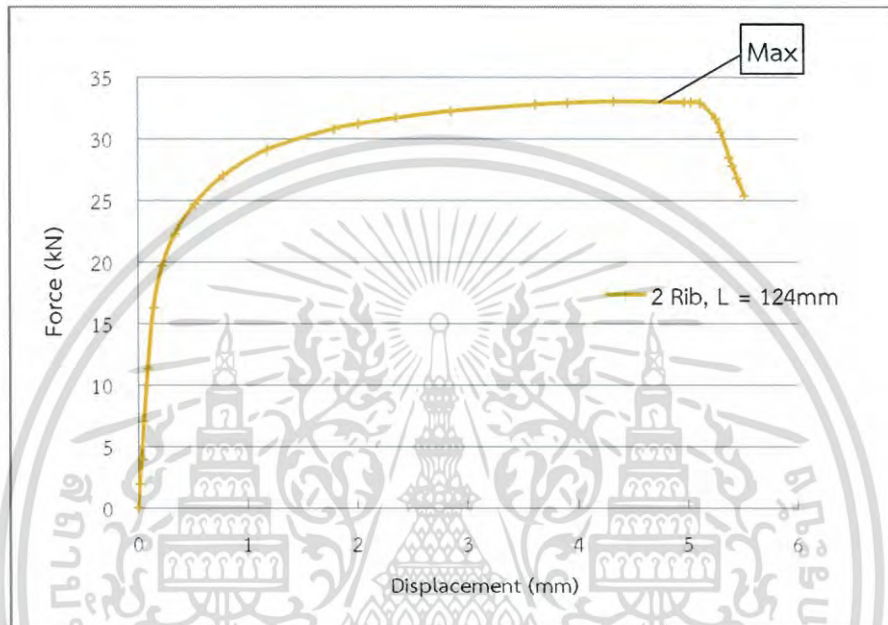


รูปที่ 5.49 แสดงการเสียรูปจากการกดของสันจำนวน 2 สันที่ความยาว 116 มิลลิเมตร

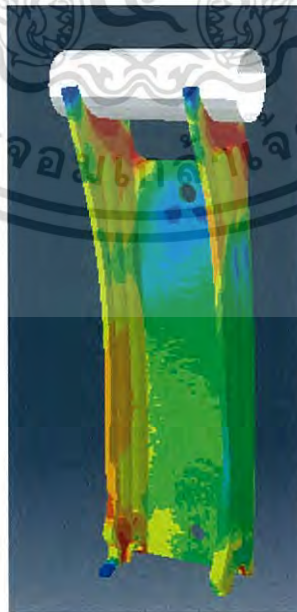
เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนลิขสิทธิ์ของงานวิจัยที่จัดทำขึ้นโดยศูนย์ฯ เพื่อใช้ในการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.12.5 สันของแขนแม่แรง 2 สันและระยะความยาว 124 มิลลิเมตร

ผลการปรับเพิ่มจำนวนสันเป็น 2 สัน และปรับระยะความยาวสันของแขนแม่แรงเป็น 124 มิลลิเมตร ($L = 124 \text{ mm}$) จากแม่แรงต้นแบบที่มีค่าความยาวของสันของแขนแม่แรง $L = 108$ มิลลิเมตร ซึ่งผลจากการวิเคราะห์หัดด้วย FEM แบบไม่เชิงเส้น พบว่าแขนของแม่แรงสามารถรับน้ำหนักในแนวแกนได้มากขึ้น จากแม่แรงต้นแบบ 8.94 เปอร์เซ็นต์ โดยแขนแม่แรงสามารถรับแรงสูงสุดได้ที่ 32.98 กิโลนิวตัน ก่อนที่แขนของแม่แรงจะเกิดการโก่งเดาะ ที่ระยะของการกด 4.33 มิลลิเมตร แสดงได้ดังรูปที่ 5.50 และลักษณะการเสียรูปของแม่แรงแสดงได้ดังรูปที่ 5.51



รูปที่ 5.50 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะการกดของสันจำนวน 2 สันที่ความยาว 124 มิลลิเมตร



รูปที่ 5.51 แสดงการเสียรูปจากการกดของสันจำนวน 2 สันที่ความยาว 124 มิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไมออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.12.6 การเปรียบเทียบผลการวิเคราะห์ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะของสันแม่แรง 2 สัน

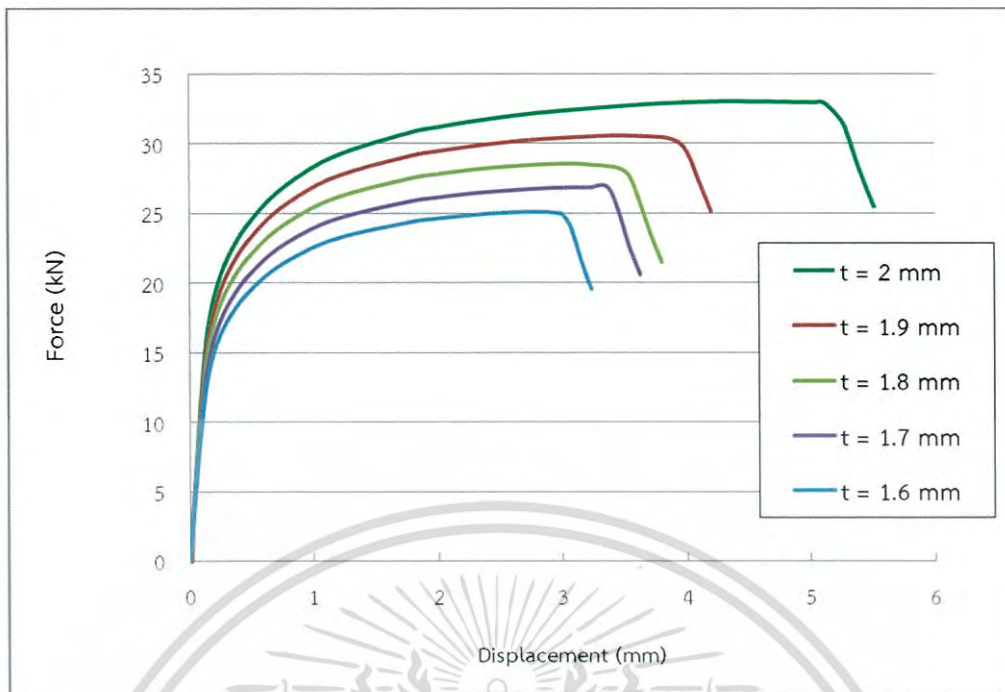
จากผลการวิเคราะห์ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะของแขนแม่แรงเมื่อมีการเพิ่มจำนวนสันจาก 1 เป็น 2 สัน ซึ่งเพื่อให้ง่ายต่อความเข้าใจจึงทำการเปรียบเทียบค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะ แสดงดังตารางที่ 5.7 พบว่าเมื่อมีการปรับระยะความยาวสันจาก 92 – 124 มิลลิเมตร ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะทุกค่าจะมากกว่าค่าของแม่แรงต้นแบบ ซึ่งจะเพิ่มขึ้นจากเดิม 5.34 – 8.94 เปอร์เซ็นต์ โดยค่าของจำนวนสัน 2 สันที่ระยะความยาวสัน 124 มิลลิเมตร จะให้ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะมากที่สุด คือ 33.978 กิโลนิวตัน เพิ่มขึ้นจากแม่แรงต้นแบบ 8.94 เปอร์เซ็นต์ ดังนั้น จำนวนสัน 2 สันที่ระยะความยาวสัน 124 มิลลิเมตร จะเป็นขนาดของสันที่นำไปใช้ในการลดขนาดของแม่แรงต่อไป

ตารางที่ 5.7 แสดงแรงวิกฤติการโก่งเดาะของสันจำนวน 2 สัน

| ชื่อ | ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะ (N) | ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะที่ต่างจากค่าต้นแบบ (N) | ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะที่ต่างจากค่าต้นแบบ (%) |
|-----------------------------|-----------------------------|--|--|
| แม่แรงต้นแบบ | 30,271 | - | - |
| จำนวน 2 สันและสันยาว 92 mm | 32,167 | 1,896 | 6.26 |
| จำนวน 2 สันและสันยาว 100 mm | 31,886 | 1,615 | 5.34 |
| จำนวน 2 สันและสันยาว 108 mm | 32,405 | 2,134 | 7.05 |
| จำนวน 2 สันและสันยาว 116 mm | 32,890 | 2,619 | 8.65 |
| จำนวน 2 สันและสันยาว 124 mm | 32,977 | 2,706 | 8.94 |

5.13 ผลการลดความหนาของแขนแม่แรง

จากผลการเพิ่มจำนวนสันจาก 1 เป็น 2 สัน และทำการปรับระยะความยาวสันพบว่า จำนวน 2 สัน ที่ระยะความยาวสัน 124 มิลลิเมตร จะให้ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะที่มากที่สุด ซึ่งค่าดังกล่าวนี้จะเป็นต้นแบบที่นำมาทำการปรับลดความหนาของแขนแม่แรง ซึ่งการปรับลดความหนาจะปรับลดลงจากความหนาเดิม 2 มิลลิเมตร ค่อยๆลดลงทีละ 0.1 มิลลิเมตร เป็น 1.9 1.8 1.7 และ 1.6 ตามลำดับ และทำการวิเคราะห์หาค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะ ด้วย FEM แบบไม่เชิงเส้น แสดงได้ดังรูปที่ 5.52 ผลคือเมื่อความหนาลดลงค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะก็จะลดลง ซึ่งเมื่อค่าความหนาลง 20 เปอร์เซ็นต์ เป็น 1.6 มิลลิเมตร จะให้แรงวิกฤติการโก่งเดาะที่น้อยที่สุด คือ 25.12 กิโลนิวตัน ซึ่งเป็นความหนาที่น้อยที่สุดที่ทำให้แรงวิกฤติมากกว่าค่าที่ได้จากการทดลอง 24.22 กิโลนิวตัน ส่งผลให้ปริมาตรมวลลดลง 15 เปอร์เซ็นต์ ดังนั้นขนาดความหนาดังกล่าวนี้สามารถเป็นแนวทางในการลดมวลของแม่แรงได้



รูปที่ 5.52 แสดงค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะที่ความหนาต่างๆ ของแกนแม่แรง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

สรุปผลการวิจัย และข้อเสนอแนะ

ในปัจจุบันแม่แรงแบบกรรไกรเป็นที่นิยมและใช้กันอย่างแพร่หลาย ซึ่งการผลิตแม่แรงชนิดนี้มีต้นทุนหลักเป็นวัสดุซึ่งมีน้ำหนักค่อนข้างมากเนื่องจากทำจากเหล็ก อีกทั้งทั้งในการขนส่งจะมีค่าใช้จ่ายตามน้ำหนักของแม่แรง ดังนั้นงานวิจัยนี้นำเสนอแนวทางในการเพิ่มความแข็งแรง โดยทำการวิเคราะห์แขนของแม่แรงแบบแพนกรรไกร ซึ่งแบ่งการวิเคราะห์ออกเป็น 2 วิธี คือ (1) วิเคราะห์ความเค้นภายในชิ้นส่วนของแม่แรงด้วยกรรมวิธีพลศาสตร์มีลติบอดี ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (2) วิเคราะห์หาค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะของแขนแม่แรงด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์และวิธีการทดลอง ขั้นตอนสุดท้ายทำการลดขนาดความหนาของแขนแม่แรง

6.1 การวิเคราะห์ความเค้นด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

จากการวิเคราะห์หาความเค้นที่เกิดขึ้นบนแขนของแม่แรงในกรณีที่แม่แรงรับน้ำหนักที่ 4,905 นิวตัน (500 กิโลกรัม) โดยใช้กรรมวิธีพลศาสตร์มีลติบอดี ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์และวิธีการทดลอง จากนั้นทำการปรับระยะความกว้างและความยาวสันของแม่แรงเพื่อหาความเค้นที่เกิดขึ้นด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ซึ่งผลจากการวิเคราะห์สามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

1. การวิเคราะห์การรับน้ำหนักของแม่แรงด้วยกรรมวิธีพลศาสตร์มีลติบอดีเพื่อหาแรงปฏิกิริยาที่เกิดขึ้นที่ข้อต่อที่ความสูงการยกค่าตั้งแต่ 183-320 มิลลิเมตร พบว่าที่ค่าความสูงการยกน้อยๆ แรงปฏิกิริยาที่กระทำต่อข้อต่อจะมากและค่อยๆ ลดลงที่ระดับความสูงของการยกเพิ่มขึ้น

2. การวิเคราะห์หาความเค้นที่เกิดขึ้นที่แขนของแม่แรงด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เป็นการนำค่าที่ได้จากข้อ 1 มาทำกระทำที่แขนของแม่แรงที่ระดับความสูงการยกค่าตั้งแต่ 183-320 มิลลิเมตร พบว่าที่ระดับความสูงเพิ่มขึ้นความเค้นที่เกิดขึ้นที่แขนของแม่แรงก็จะมีแนวโน้มลดลง

3. การทดสอบการรับน้ำหนักจริงของแม่แรงพบว่าเมื่อระดับการยกของแม่แรงสูงขึ้นความเครียดที่เกิดขึ้นบนแขนของแม่แรงก็จะมีแนวโน้มลดลง

4. ผลการเปรียบเทียบค่าความเครียดได้จากการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์และการทดลองพบว่ามีความใกล้เคียงและมีแนวโน้มเป็นไปในแนวทางเดียวกันแสดงว่าการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์สามารถเป็นแนวทางในการวิเคราะห์ความเค้นของแขนแม่แรงได้

5. ผลการปรับระยะความยาวและความกว้างสันแล้ววิเคราะห์หาความเค้นที่เกิดขึ้นด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ แล้วเปรียบเทียบกับค่าความเค้นของแม่แรงต้นแบบพบว่าค่าความเค้นลดจากเดิมเพียง 1.15 - 4.93 เปอร์เซ็นต์ และมีแนวโน้มที่ไม่แน่นอนตามการปรับระยะสัน ดังนั้น การวิเคราะห์ความเค้นที่เกิดขึ้นบนแขนของแม่แรงและมีการปรับระยะสันจึงไม่สามารถที่จะเป็นแนวทางในการออกแบบเพื่อลดมวลแขนของแม่แรงได้

6.2 การวิเคราะห์การโก่งเดาะด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

จากการวิเคราะห์ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะของแขนแม่แรงด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แบบเชิงเส้น (Linear Analysis) แบบไม่เชิงเส้น (Nonlinear Analysis) และการทดสอบการโก่งเดาะของแม่แรงจริง และการปรับระยะสันใหม่แล้ววิเคราะห์หาค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เพื่อหารูปแบบสันที่ให้ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะสูงสุดเพื่อนำมาใช้สำหรับการลดขนาดความหนาของแขนแม่แรงสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

1. ผลการทดสอบจริงพบว่าเมื่อระยะการกดแขนของแม่แรงเพิ่มมากขึ้นแรงที่กระทำต่อแขนของแม่แรงก็เพิ่มมากขึ้นตามระยะการกดจนกระทั่งถึงจุดที่แขนของแม่แรงสามารถรับแรงได้สูงสุด จากนั้นแรงที่กระทำก็จะค่อยๆลดลง ซึ่งค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะของแขนแม่แรง คือ 24.22 กิโลนิวตัน ที่ระยะการกด 1.52 มิลลิเมตร

2. ผลการวิเคราะห์แขนแม่แรงด้วยด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ แบบเชิงเส้นของแม่แรงต้นแบบ พบว่าแรงค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะของแขนแม่แรงต้นแบบ คือ 206.1 กิโลนิวตัน

3. ผลการวิเคราะห์ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะของแขนแม่แรงด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แบบไม่เชิงเส้นของแม่แรงต้นแบบ พบว่าแรงที่กระทำต่อแขนของแม่แรงเพิ่มมากขึ้นตามระยะการกดจนกระทั่งถึงจุดที่แขนของแม่แรงสามารถรับแรงได้สูงสุด จากนั้นแรงที่กระทำก็จะค่อยๆซึ่งค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะของแขนแม่แรงต้นแบบ คือ 30.27 กิโลนิวตัน ที่ระยะการกด 4.55 มิลลิเมตร

4. การเปรียบเทียบผลการทดสอบจริงกับผลการวิเคราะห์ด้วยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ พบว่าการวิเคราะห์แบบไม่เชิงเส้นมีความเหมาะสมมากกว่าการวิเคราะห์แบบเชิงเส้น โดยมีค่าต่างจากผลการทดสอบ 19.99 %

5. ผลการปรับระยะความกว้างสันต่อค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะและทำการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แบบไม่เชิงเส้น พบว่าเมื่อเปรียบเทียบค่าแรงวิกฤติของแต่ละความกว้างสันกับค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะของความกว้างต้นแบบจะต่างกัน 0.18 - 1.03 เปอร์เซ็นต์

6. ผลการปรับระยะความยาวสันต่อค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะและทำการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แบบไม่เชิงเส้น พบว่าเมื่อเปรียบเทียบค่าแรงวิกฤติของแต่ละความยาวสันกับค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะของความยาวสันต้นแบบจะแตกต่างกัน 0.32 - 1.58 เปอร์เซ็นต์

7. จากผลการปรับระยะความกว้างและความยาวสันในข้อที่ 5 และ 6 พบว่าค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะจะแตกต่างจากค่าแรงวิกฤติของแม่แรงต้นแบบค่อนข้างน้อยและอยู่ในเปอร์เซ็นต์ที่ใกล้เคียงกัน ดังนั้น การปรับระยะความกว้างและความยาวสันและวิเคราะห์ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะและทำการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แบบไม่เชิงเส้น จึงไม่สามารถที่จะเป็นแนวทางในการออกแบบเพื่อลดมวลของแม่แรงได้

8. ผลการเพิ่มจำนวนสันจาก 1 เป็น 2 สัน ที่ความยาวสันต้นแบบ 108 มิลลิเมตรและทำการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แบบไม่เชิงเส้น พบว่าค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะเพิ่มขึ้น 7.05 เปอร์เซ็นต์ และทำการปรับระยะความยาวแบบจำนวน 2 สัน จาก 92 - 124 มิลลิเมตร พบว่าที่ความยาวสัน 124 มิลลิเมตร จะให้ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะมากที่สุดคือ 32.98 กิโลนิวตัน ซึ่งมากกว่าค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะของแม่แรงต้นแบบอยู่ 8.94 เปอร์เซ็นต์

9. ผลการลดความหนาของแกนแม่แรงลงจาก 2 ถึง 1.6 มิลลิเมตร โดยมีจำนวน 2 สันที่ ระยะความยาวสัน 124 มิลลิเมตร และทำการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แบบไม่เชิงเส้น พบว่าที่ความหนา 1.6 มิลลิเมตร ค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะคือ 25.12 กิโลนิวตัน โดยยังมากกว่า ค่าแรงวิกฤติที่ได้จากการทดสอบคือ 24.22 กิโลนิวตัน ดังนั้นการเพิ่มจำนวนสันจาก 1 เป็น 2 สัน และที่ความยาวสัน 124 มิลลิเมตร สามารถลดความหนาของแกนแม่แรงลงได้ 20 เปอร์เซ็นต์ และส่งผลให้น้ำหนักลดลง 15 เปอร์เซ็นต์

10. การเพิ่มจำนวนสันแม่แรงจาก 1 เป็น 2 สันและเพิ่มระยะความยาวของสันแม่แรง สามารถเพิ่มค่าแรงวิกฤติการโก่งเดาะของแกนแม่แรงได้ ซึ่งวิธีการดังกล่าวสามารถที่จะเป็นแนวทาง ในการออกแบบเพื่อลดมวลของแม่แรงได้

6.3 ข้อเสนอแนะ

1. จากงานวิจัยผลการด้วยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์จะให้ผลที่มีความแม่นยำและมีประสิทธิภาพได้นั้น จะต้องมีความเข้าใจในวิธีการใช้โปรแกรม การกำหนดเงื่อนไขต่างๆจะต้องให้เหมือนและใกล้เคียงกับความเป็นจริงมากที่สุด การกำหนดคุณสมบัติของวัสดุ อีกทั้งการกำหนดขนาดของเอลิเมนต์จะต้องมีความเหมาะสมเพื่อให้ได้ผลที่แม่นยำเนื่องจากขนาดของเอลิเมนต์ที่เล็กจะให้ผลที่มีความเที่ยงตรงมากกว่าขนาดเอลิเมนต์ที่ใหญ่กว่า ดังนั้นควรจะกำหนดค่าต่างๆ ให้มีความเหมาะสมและถูกต้อง

2. จากงานวิจัยนี้จะเห็นได้ว่าผู้วิจัยได้ทำการวิเคราะห์ในหลายวิธีและพบว่าบางวิธีเป็นวิธีการที่ได้ผลไม่เป็นไปตามคาดนัก ดังนั้นผู้ที่ทำการศึกษาในงานวิจัยนี้และทำงานวิจัยที่มีลักษณะคล้ายๆ กันควรจะหาวิธีการอื่นๆ ที่แตกต่างจากบางวิธีการที่ไม่สามารถเป็นแนวทางในการลดมวลดังได้สรุปไปแล้วข้างต้น เพื่อที่จะได้ไม่เสียเวลาในการลองผิดลองถูกและได้มาซึ่งวิธีการใหม่ๆต่อไป

เอกสารอ้างอิง

- [1] Mounika.Kandi.Reddy and Priyanka, CH “Design and Fabrication of Motorized Screw Jack for a four wheeler” **Project Report**, 2011
- [2] M. M. Noor, K. Kadirgama and M. M. Rahman, “Analysis of Auto Car Jack” **National Conference in Mechanical Engineering Research and Postgraduate Students**, pp.198-203, 2010
- [3] Reena M Arona et al, “Design Optimization of Power Screw Jack” **International Journal of Advanced Engineering Sciences and Technologies**, Vol.9, No.2, pp.171-177, 2011
- [4] A. S. Akinwonmi and A. Mohammed, “Modification of Existing Design of a Car Jack” **Journal of Engineering Trends in Engineering and Applied Sciences**, pp.581-588, 2012
- [5] Nitinchandra R. Patel et al, “Design of Toggle Jack Considering Material Selection of Screw-Nut Combination” **International Journal of Innovative Research in Science Engineering and Technology**, Vol. 2, Issue5, 2013
- [6] Mehmet B. “Design of and FEM Analysis of Scissor Jack” Final Project Mechanical Engineering Department
- [7] Robert L. Norton. **Machine Design**. Reading : Prentice-Hall Publishing Company, Inc. 1998
- [8] AHMED A. SHABANA. **Computational Dynamics**. Reading : Singapore-Willey Publishing Company, Inc. 2010
- [9] Daryl L. Logan. **Finite Element Method**. Reading : Thomson Publishing Company, Inc. 2002
- [10] ชีร์รณชัชวาลย์ นิติวรภัทร. “การออกแบบเพื่อลดมวลขวดน้ำพลาสติก PET โดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์” วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล
- [11] วรวิทย์ อิงภากรณ์, ชาญณิน্দงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพมหานคร : โรงพิมพ์ บริษัท เอช. เอ็น. กรุ๊ป จำกัด. 2548.
- [12] วรวิทย์ อิงภากรณ์, ชาญณิน্দงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2. กรุงเทพมหานคร : โรงพิมพ์ บริษัท เอช. เอ็น. กรุ๊ป จำกัด. 2548.
- [13] R. C. Hibbeler. **Mechanics of Material**2. แปลโดย บุรฉัตร ฉัตรวีระ, วทีชภาพ เดชพันธ์
- [14] บริษัท ไทยซัมมิท โอโตพาร์ท อินดัสตรี จำกัด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก
ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่

อนุชิต มงคล, มนต์ศักดิ์ พิมสาร, "การวิเคราะห์ความเค้นของแม่แรงรถยนต์นั่งส่วนบุคคลด้วยวิธีพลศาสตร์มัลติบอดี และระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์" วิศวกรรมลาดกระบัง คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ปีที่ 33 ฉบับที่ 3 เดือน กันยายน 2559 หน้าที่ 16-23

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



วิศวกรรมลาดกระบัง

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang

ปีที่ 33 ฉบับที่ 3

กันยายน 2559

- | | |
|---|----|
| 1. การศึกษาเปรียบเทียบการใช้ ANN และ ANFIS สำหรับการวิเคราะห์กระแสฟลัดแบบไม่สมมาตรในระบบไฟฟ้ากำลัง | 1 |
| บดินทร วัฒนะรัตน์ สมชาติ จิรวิภากร นิรุช จิรสวรรณกุล | |
| 2. การศึกษากระบวนการสร้างและคุณลักษณะทางไฟฟ้าของเอ็นมอสขนาด 0.5 ไมครอน | 8 |
| รังสรรค์ เมืองเหลือ อนุชา เรืองพานิช | |
| 3. การวิเคราะห์ความเค้นของแม่แรงรถยนต์นั่งส่วนบุคคลด้วยวิธีฟิสิกส์มีลิตบอดี้และระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ | 16 |
| อนุชิต มงคล มนต์ศักดิ์ ทิมสาร | |
| 4. การวิเคราะห์และการออกแบบโครงสร้างแบบรังผึ้งของวัสดุคอมโพสิตไม้ - ซิเมนต์ | 24 |
| ปทุมวิวี จงรัตน์ศรีสกุล สมชัย นรเศรษฐ์โคกทอง | |
| 5. การออกแบบหัวดูดอากาศแบบสล็อตสำหรับกระบวนการชุบโลหะ | 32 |
| ภัทรพันธุ์ ทมาตแก้ง กิรติ สลักขันธ์ | |
| 6. ผลกระทบของปริมาณเส้นใยผลตาลโดนดและแป้งมันสำปะหลังต่อสมบัติของแผ่นใยไม้อัดปลดสารพิษ | 39 |
| ชาติรี หอมเขียว วรพงศ์ บุญช่วยแทน วรธนพร ชีวภูมิพงศ์ | |
| 7. การเลือกรูปแบบทางเศรษฐศาสตร์เพื่อลดต้นทุนการซ่อมบำรุงรถบรรทุก: กรณีศึกษารถบรรทุกสินค้าเกษตร | 47 |
| ชาญชัย เหลาหา ศิขรินทร์ สุขโต | |
| 8. ค่าพลังงานความร้อนรายปีและต้นทุนวัฏจักรชีวิตของต้นแบบตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบท่อสุญญากาศรูปแบบใหม่ | 55 |
| พรนิภา นุโนชา ธวัช สุริวงษ์ | |

<http://www.kmitl.ac.th/ej>

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การวิเคราะห์ความเค้นของแม่แรงรถยนต์นั่งส่วนบุคคลด้วย วิธีพลศาสตร์มัลติบอดีและระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

Passenger Car Jack Stress Analysis Using Multi-Body Dynamics and Finite Element Methods

อนุชิต มงคล มนต์ศักดิ์ พิมสาร

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

บทคัดย่อ

แม่แรงรถยนต์นั่งส่วนบุคคลมี 2 ประเภทหลักๆด้วยกันคือ แม่แรงแบบไฮดรอลิกและแม่แรงแบบแพนโทกราฟ (pantograph jack) ซึ่งแบบหลังนี้เป็นที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายเพราะมีน้ำหนักเบาและมีขนาดกะทัดรัด งานวิจัยนี้นำเสนอการวิเคราะห์ความเค้นภายในชิ้นส่วนของแม่แรงแบบแพนโทกราฟ ในเบื้องต้นของงานวิจัยทำการวิเคราะห์การเคลื่อนที่ของแบบจำลอง 3 มิติของแม่แรง โดยชิ้นส่วนต่างๆของแม่แรงจะถือว่าเป็นวัตถุแข็งเกร็ง (rigid body) รับน้ำหนักที่ค่าต่างๆ ด้วยกรรมวิธีพลศาสตร์มัลติบอดี (multi-body dynamics method) เพื่อหาแรงปฏิกิริยาที่เกิดขึ้นที่ข้อต่อ (joint) ที่ความสูงการยกค่าตั้งแต่ 183-320 มิลลิเมตร จากนั้นนำแรงปฏิกิริยาที่ได้ไปทำการวิเคราะห์ความเค้นในแต่ละชิ้นส่วนของแม่แรงด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (finite element method) ผลของความเค้นที่ได้จากการวิเคราะห์ถูกนำมาเปรียบเทียบกับผลลัพธ์จากการทดลอง จากการเปรียบเทียบผลลัพธ์จากทั้งสองวิธีพบว่าให้ผลลัพธ์ของความเค้นที่สอดคล้องและเป็นในทางเดียวกัน โดยค่าความเค้นมากที่สุดที่เกิดขึ้นในการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เกิดขึ้นที่ Arm Upper (Right) มีค่าตัวประกอบความปลอดภัย 1.24- 3.73 ดังนั้นวิธีที่ใช้ในการวิเคราะห์แม่แรงในงานวิจัยนี้สามารถที่จะใช้เป็นแนวทางในการนำไปใช้ออกแบบและพัฒนาแม่แรงรถยนต์นั่งส่วนบุคคลให้มีขนาดที่เหมาะสม

คำสำคัญ : แม่แรงรถยนต์นั่งส่วนบุคคล วิธีพลศาสตร์มัลติบอดี ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

Abstract

Passenger car jacks consist of two main types, hydraulic and pantograph. The latter is the most widely used because it is lightweight and compact. This research presents stress analysis of pantograph jack. In this research, at first, dynamic of a passenger car jack, treated as rigid body system with connecting joints, was numerically analyzed to evaluate the reaction forces at the joints. The jack strokes were varied from 183 to 320 mm. Later, the calculated reaction forces were employed in the finite element model to investigate the stress distribution in each body. The stress results obtained from finite element method were compared with experimental result. It was found that the stress results from both methods are consistent and have the same trend. The maximum stress, predicted using finite element method, is

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

found in the Arm Upper (Right) with safety factor 1.24 - 3.73. Therefore, this research can be used as a guideline to design and develop a passenger car jack having optimum size.

Keywords : passenger car jack, multi-body dynamic method, finite element method

1. บทนำ

ในปัจจุบันอุตสาหกรรมรถยนต์มีการขยายตัวและเติบโตเป็นอย่างมาก โดยเฉพาะประเทศไทยมีการผลิตรถยนต์ในประเทศออกมาปีละหลายแสนคัน แม่แรงรถยนต์เป็นอุปกรณ์หนึ่งที่มีความสำคัญและจำเป็นต้องมีไว้สำหรับรถยนต์ทุกคันเพื่อใช้ในกรณีฉุกเฉินหรือใช้ในการซ่อมบำรุงรักษารถยนต์การศึกษารออกแบบแม่แรงรถยนต์ [1] และการวิเคราะห์แม่แรงจึงมีความสำคัญทำให้สามารถพัฒนาการออกแบบแม่แรง [2-5] ให้มีขนาดที่เหมาะสมได้

งานวิจัยนี้เป็นงานวิจัยแม่แรงรถยนต์นั่งส่วนบุคคลโดยแม่แรงที่นำมาทำการวิเคราะห์นี้เป็นแม่แรงที่มีการผลิตใช้งานจริงกับรถยนต์ยี่ห้อหนึ่งที่ใช้ในประเทศไทยซึ่งผู้วิจัยได้รับการอนุเคราะห์ข้อมูลของแม่แรงดังกล่าวจากผู้ผลิตคือ บริษัท ไทยซัมมิท โอโตพาร์ท อินดัสตรี จำกัด ซึ่งเป็นการศึกษาความเค้นและพฤติกรรมของแม่แรงแบบกลไก โดยจะเป็นการวิเคราะห์การทำงานของแม่แรง แรงที่มากกระทำกับชิ้นส่วนต่างๆของแม่แรง [6] และทำการวิเคราะห์แรงที่เกิดขึ้นที่ข้อต่อต่างๆของแม่แรงในขณะที่แม่แรงทำงานในรูปแบบของแบบจำลอง 3 มิติ ด้วยวิธีพลศาสตร์มัลติบอดี [7] จากนั้นจะนำแรงที่ได้ไปใช้ในการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ [8] เพื่อหาความเค้นที่เกิดขึ้นที่แขนของแม่แรงและนำผลที่ได้ไปเปรียบเทียบกับผลการทดลอง ซึ่งจากผลการเปรียบเทียบที่ได้ค่าใกล้เคียงกัน แสดงว่าสามารถที่จะนำกระบวนการวิธีการวิเคราะห์หาความเค้นของแม่แรงดังกล่าวมาเป็นแนวทางเพื่อที่จะใช้ในการออกแบบแม่แรงให้มีความแข็งแรงมากขึ้น ลดเวลาในการออกแบบและสามารถออกแบบให้ลดการใช้วัสดุเพื่อลดต้นทุนในการผลิตอีกด้วย

2. สมการที่เกี่ยวข้อง

สมการพื้นฐานของข้อต่อในแบบต่างๆและสมการการเคลื่อนที่ที่ใช้ในการวิเคราะห์ด้วยวิธีพลศาสตร์มัลติบอดี เพื่อหาค่าของแรงกระทำที่ข้อต่อ สามารถแสดงได้ดังนี้ [7]

2.1 สมการข้อต่อแบบหมุน (Revolute joint)

เมื่อมีวัตถุ 2 ชิ้นมาเชื่อมต่อกัน โดยใช้ข้อต่อแบบหมุน ความสัมพันธ์ของวัตถุ 2 ชิ้น แสดงได้ดังรูปที่ 1 คือวัตถุ i และ j เชื่อมต่อกันแบบหมุน ที่จุด P ดังนั้นสมการแสดงความสัมพันธ์ของข้อต่อแบบหมุน คือ

$$\vec{h}^i \times \vec{h}^j = \vec{0} \quad (1)$$

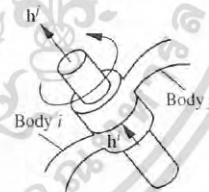
$$\vec{h}^i \times \vec{s}^j = \vec{0} \quad (2)$$

$$\vec{s}^i \times \vec{s}^j = \vec{0} \quad (3)$$

\vec{h}^i คือ เวกเตอร์ที่เขียนบนชิ้นส่วน i ตามแนวแกนหมุน

\vec{h}^j คือ เวกเตอร์ที่เขียนบนชิ้นส่วน j ตามแนวแกนหมุน

\vec{s}^i คือ เวกเตอร์ลากเชื่อมต่อระหว่างชิ้นส่วน i และ j



รูปที่ 1 แสดงข้อต่อแบบหมุน

2.2 สมการข้อต่อแบบเลื่อน (Translation Joint)

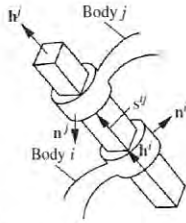
เมื่อวัตถุ 2 ชิ้นมาต่อกันและความสัมพันธ์ของชิ้นส่วนเป็นแบบการเคลื่อนที่ในแนวแกน แสดงได้ดังรูปที่ 2 ดังนั้นสมการแสดงความสัมพันธ์ของข้อต่อแบบเลื่อน คือ

$$\vec{h}^i \times \vec{h}^j = \vec{0} \quad (4)$$

$$\vec{h}^i \times \vec{s}^j = \vec{0} \quad (5)$$

$$\vec{n}^i \cdot \vec{n}^j = 0 \quad (6)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2 แสดงข้อต่อแบบเคลื่อน

เมื่อ \vec{h}^i และ \vec{h}^j คือ เวกเตอร์ที่ตั้งฉากกับทิศทางการเคลื่อนที่ของชิ้นส่วน i และ j ตามลำดับ

2.3 สมการข้อต่อแบบสกรู (Screw Joint)

เมื่อวัตถุ 2 ชิ้นมาต่อกันและความสัมพันธ์ของชิ้นส่วนเป็นการเคลื่อนที่แบบสกรู แสดงได้ดังรูปที่ 3 สมการแสดงความสัมพันธ์ของข้อต่อแบบสกรูคือ

$$\vec{h}^i \times \vec{h}^j = \vec{0} \tag{7}$$

$$\vec{h}^i \times \vec{s}^{ij} = \vec{0} \tag{8}$$

$$\vec{r}^{ij} \times \alpha \vec{\theta}^{ij} = c_1 \tag{9}$$

เมื่อ \vec{r}^{ij} คือ ความสัมพันธ์ของการเคลื่อนที่

$\vec{\theta}^{ij}$ คือ การหมุนสัมพันธ์ของชิ้นส่วน i และ j

α คือ ระยะพิทช์

c_1 คือ ค่าคงที่



รูปที่ 3 แสดงข้อต่อแบบสกรู

2.4 สมการความสัมพันธ์แบบสัมผัส

เมื่อวัตถุ i และ วัตถุ j มีผิวสัมผัสกันที่จุดใดๆ (สมมติให้เป็นจุด P) สมการแสดงความสัมพันธ์แบบสัมผัสของวัตถุทั้ง 2 ชิ้น คือ

$$\vec{r}_p^i = \vec{r}_p^j \tag{10}$$

$$\vec{h}^i = c_2 \vec{h}^j \tag{11}$$

เมื่อ \vec{r}_p^i และ \vec{r}_p^j คือ เวกเตอร์แสดงตำแหน่งจุด P ของวัตถุ i และ j ตามลำดับ

\vec{h}^i และ \vec{h}^j คือ เวกเตอร์ที่ตั้งฉากกับผิวสัมผัสของวัตถุ i และ j ตามลำดับ

c_2 คือ ค่าคงที่

2.5 สมการการเคลื่อนที่

ในระบบมัลติบอดี้ ชิ้นส่วนในระบบจะสมมติให้เป็นวัตถุเกร็ง (rigid body) และถูกเชื่อมต่อกันด้วยข้อต่อพิกัดสมบูรณ์ (absolute coordinate) ของแต่ละชิ้นส่วนสามารถอธิบายด้วยพารามิเตอร์อย่างน้อยที่สุด 6 ตัว จากนั้นจะถูกนำมาพิสูจน์หาสมการการเคลื่อนที่ของแต่ละชิ้นส่วน รวมกับสมการการเชื่อมต่อ (constraint equations) ซึ่งเมื่อเขียนรวมกันจะได้สมการการเคลื่อนที่ของทั้งระบบมัลติบอดี้ดังนี้

$$\begin{bmatrix} M & C_q^T \\ C_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_e \\ Q_d \end{bmatrix} \tag{12}$$

$$Q_d = C_q \ddot{q} \tag{13}$$

M คือ เมตริกมวลของระบบ

C_q คือ เมตริกจายโคเบียน

\ddot{q} คือ เมตริกความเร่งของระบบ

λ คือ เมตริกลาแกรง

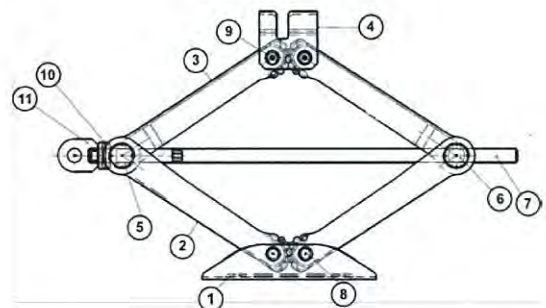
Q_e คือ เมตริกแรงภายนอก

จากนั้นทำการหาค่าตอบเมตริกลาแกรงข้างบนร่วมกับการใช้ค่าเงื่อนไขเริ่มต้น ก็จะได้ค่าของแรงปฏิกิริยาที่ข้อต่อ

3. การดำเนินการวิจัย

3.1 ส่วนประกอบของแม่แรงรถยนต์นั่งส่วนบุคคล

แม่แรงรถยนต์นั่งส่วนบุคคลประกอบไปด้วยชิ้นส่วนต่างๆหลายชิ้นที่ประกอบเข้าด้วยกันและสามารถทำงานได้ตามวัตถุประสงค์ซึ่งแบบจำลองแม่แรงที่นำมาทำการวิเคราะห์ในงานวิจัยนี้จะประกอบด้วยชิ้นส่วน ดังรูปที่ 4



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

| หมายเลข | ชื่อ | จำนวน |
|---------|-----------------|-------|
| 1 | Seat | 1 |
| 2 | Arm Lower | 2 |
| 3 | Arm Upper | 2 |
| 4 | Top Holder Body | 1 |
| 5 | Metal Screw | 1 |
| 6 | Nut Screw | 1 |
| 7 | Screw | 1 |
| 8 | Livet L | 2 |
| 9 | Livet S | 2 |
| 10 | Bearing Set | 1 |
| 11 | Joint | 1 |

รูปที่ 4 แสดงส่วนประกอบของแม่แรง

3.2 แบบจำลอง 3 มิติ แม่แรงรถยนต์นั่งส่วนบุคคล

ในการวิจัยได้สร้างแบบจำลอง 3 มิติ ของแม่แรงรถยนต์นั่งส่วนบุคคล ซึ่งเป็นการสร้างแบบจำลองในโปรแกรมเขียนแบบ 3 มิติ ให้มีขนาดและรูปร่างเหมือนแม่แรงจริง เพื่อจะนำแบบจำลองไปใช้ในการวิเคราะห์ด้วยโปรแกรมการวิเคราะห์แบบวิธีพลศาสตร์มีลติบอดี้ และโปรแกรมการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แสดงได้ดังรูปที่ 5



รูปที่ 5 ตำแหน่งความสัมพันธ์ของชิ้นส่วนแม่แรง

3.3 การหาแรงที่ข้อต่อของแม่แรงรถยนต์นั่งส่วนบุคคลด้วยวิธีพลศาสตร์มีลติบอดี้

การวิเคราะห์ด้วยวิธีพลศาสตร์มีลติบอดี้จะทำการนำแบบจำลอง 3 มิติ เข้ามาวิเคราะห์ในโปรแกรมการวิเคราะห์พลศาสตร์มีลติบอดี้ จะวิเคราะห์การเคลื่อนที่ของชิ้นส่วนต่างๆ ของแม่แรงและหาแรงที่เกิดขึ้นที่ข้อต่อของแม่แรงและจะต้องทำการกำหนดความสัมพันธ์ของข้อต่อระหว่างชิ้นส่วนให้ครบทุกชิ้นเพื่อให้แม่แรงสามารถเคลื่อนที่ได้เสมือนจริง ความสัมพันธ์ระหว่าง

ชิ้นส่วนที่ใส่เข้าไปที่ข้อต่อของชิ้นส่วนในแบบจำลองนี้คือ แบบหมุน (revolution joint) แบบเลื่อน (translation joint) และแบบสกรู (screw joint) ซึ่งความสัมพันธ์สามารถระบุตำแหน่งแสดงได้ดังรูปที่ 5

- 1) ความสัมพันธ์แบบหมุน หมายเลข 1 2 5 6 7 10 และ 11
- 2) ความสัมพันธ์แบบเลื่อน หมายเลข 4
- 3) ความสัมพันธ์แบบสกรู หมายเลข 3
- 4) ความสัมพันธ์แบบสัมผัส หมายเลข 8 และ 9

ในการวิเคราะห์การเคลื่อนที่ของแม่แรงจะกำหนดให้สกรูหมุนด้วยความเร็ว 180 องศา/วินาที และรับน้ำหนัก 500 กิโลกรัม เมื่อสกรูที่ใช้มีระยะพิทซ์ (α) 2 มิลลิเมตร และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของสกรู 0.16 [3, 9]

3.4 การวิเคราะห์แขนแม่แรงรถยนต์นั่งส่วนบุคคลด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

ผู้วิจัยได้นำแขนของแม่แรง ในแบบจำลอง 3 มิติ เข้ามาวิเคราะห์ในโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์แสดงได้ดังรูปที่ 6 เพื่อหาความเค้นที่เกิดขึ้นในแต่ละแขนของแม่แรง โดยนำแรงที่หาได้จากการวิเคราะห์ด้วยโปรแกรมการวิเคราะห์พลศาสตร์มีลติบอดี้ตามข้อ 3.3 เป็นแรงที่กระทำที่ข้อต่อแขนของแม่แรง

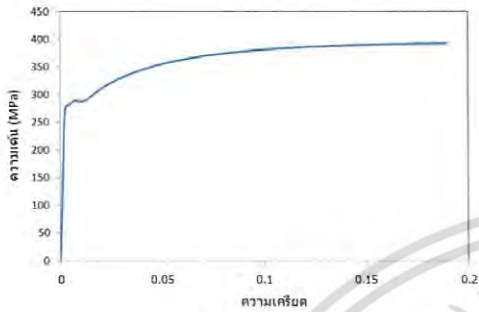


รูปที่ 6 แบบจำลองไฟไนต์เอลิเมนต์ Arm Lower(Right)

ผู้วิจัยได้ทำการตัดชิ้นส่วนตัวอย่างของแม่แรงนำไปทำการทดสอบแรงดึง (tensile test) เพื่อหาค่าคุณสมบัติเชิงกลของวัสดุ SAPH370 ได้ค่าโมดูลัสของสภาพยืดหยุ่น (modulus of elasticity) ค่าความต้านแรงดึงคราก (yield strength) และค่าความต้านแรงดึง (tensile strength) จากผลการทดสอบได้กราฟแสดงความสัมพันธ์ ความเค้น - ความเครียด ของวัสดุ แสดงได้ดังรูปที่ 7 และคุณสมบัติของวัสดุแสดงได้ดังตารางที่ 1

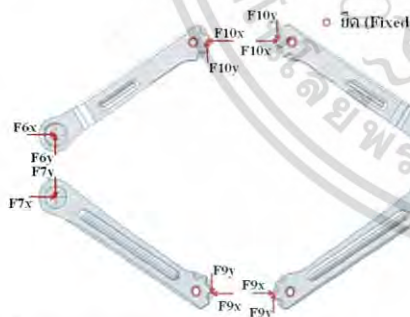
ตารางที่ 1 คุณสมบัติวัสดุ SAPH370

| | |
|-----------------------------|-----|
| Tensile Strength (MPa) | 394 |
| Yield Strength (MPa) | 280 |
| Modulus of Elasticity (GPa) | 157 |
| Poisson's ratio (ν) | 0.3 |



รูปที่ 7 ผลทดสอบแรงดึงวัสดุ

ในการวิเคราะห์แขนของแม่แรงด้วยโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์จะทำการวิเคราะห์แยกกันในแต่ละแขนของแม่แรง เริ่มจากกำหนดคุณสมบัติให้กับวัสดุและกำหนดสภาวะขอบ (boundary condition) สร้างเอลิเมนต์และทำการวิเคราะห์ ในการกำหนดสภาวะขอบจะกำหนดให้มีการยึดที่รูแกนทั้งสองด้านของแขนแม่แรง และอีกด้านจะใส่แรงในแนวแกน x และแนวแกน y ที่จุดกึ่งกลางของตัวเชื่อมแขนแม่แรงและจุดสัมผัสระหว่างแม่แรง แสดงได้ดังรูปที่ 8

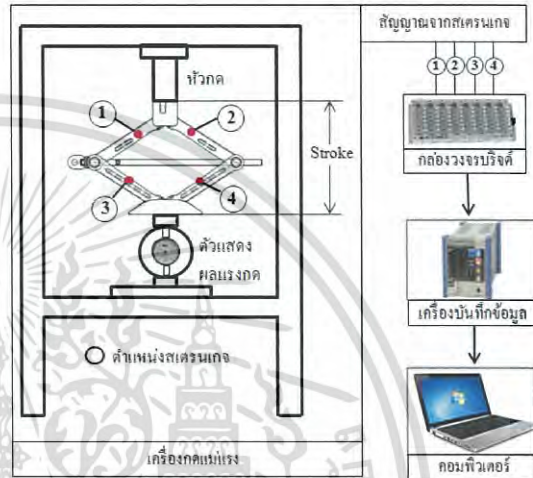


รูปที่ 8 กำหนดสภาวะขอบและแรงกระทำ

3.5 การทดสอบการรับน้ำหนักของแม่แรงรถยนต์นั่งส่วนบุคคล

ผู้วิจัยได้ทำการทดสอบแม่แรงรถยนต์นั่งส่วนบุคคลให้รับน้ำหนัก 500 กิโลกรัม ที่ความสูงการยกของแม่แรง (stroke) 183 230 270 และ 320 มิลลิเมตร เริ่มจากปรับระดับความสูงของแม่แรงจากนั้นใช้เครื่องกด

(compressing machine) ทำการกดน้ำหนัก ซึ่งหัวกดจะเคลื่อนที่ลงมาที่ส่วนรับน้ำหนักของแม่แรง โดยมีตัวแสดงผลแรงกดและวัดค่าความเครียดจากเซนเซอร์ที่แขนของแม่แรงทั้งหมด 4 จุด สายสัญญาณของเซนเซอร์จะต่อเข้ากับกล่องวงจรบริจด์ เครื่องบันทึกข้อมูล (data logger) และบันทึกค่าลงในคอมพิวเตอร์ ซึ่งแสดงผลผ่านผังเครื่องมือและอุปกรณ์การทดลองแสดงได้ดังรูปที่ 9

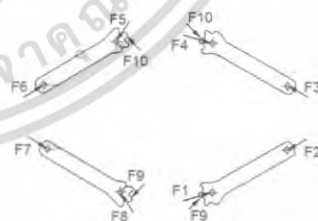


รูปที่ 9 แผลผังเครื่องมือและอุปกรณ์การทดลอง

4. ผลการวิจัย

4.1 ผลการวิเคราะห์แรงที่ข้อต่อของแม่แรงรถยนต์นั่งส่วนบุคคลด้วยวิธีฟิสิกส์สถิตมีลิตบอดี

รูปที่ 10 ผังโครงสร้างอิสระแรงที่กระทำในแต่ละแขนของแม่แรง

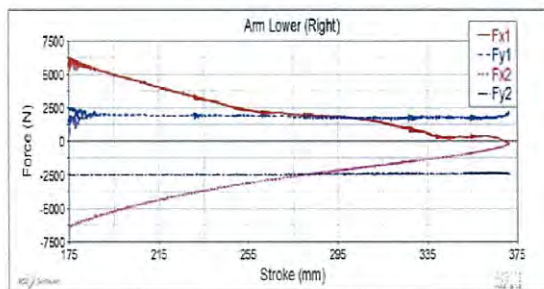


รูปที่ 10 ผังโครงสร้างอิสระแรงกระทำที่แขนของแม่แรง

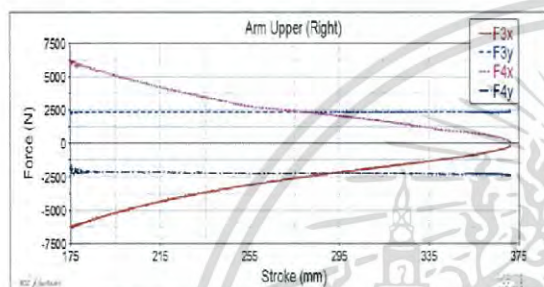
รูปที่ 11 แสดงแรงที่กระทำกับข้อต่อของ Arm Lower (Right) ในกราฟจะแสดงแรง F_{1x} F_{1y} F_{2x} และ F_{2y} รูปที่ 12 แสดงแรงที่กระทำกับข้อต่อของ Arm Upper (Right) ในกราฟจะแสดงแรง F_{3x} F_{3y} F_{4x} และ F_{4y} รูปที่ 13 แสดงแรงที่กระทำกับข้อต่อของ Arm Upper (Left) ในกราฟจะแสดงแรง F_{5x} F_{5y} F_{6x} และ F_{6y}

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

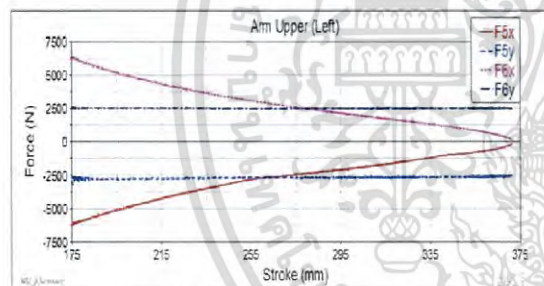
รูปที่ 14 แสดงแรงที่กระทำกับข้อต่อของ Arm Lower (Left) ในกราฟจะแสดงแรง F7x F7y F8x และ F8y



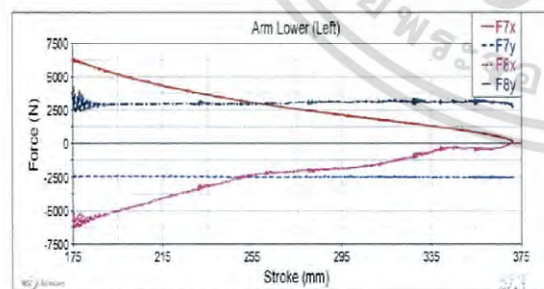
รูปที่ 11 แรงที่กระทำกับข้อต่อของ Arm Lower (Right)



รูปที่ 12 แรงที่กระทำกับข้อต่อของ Arm Upper (Right)



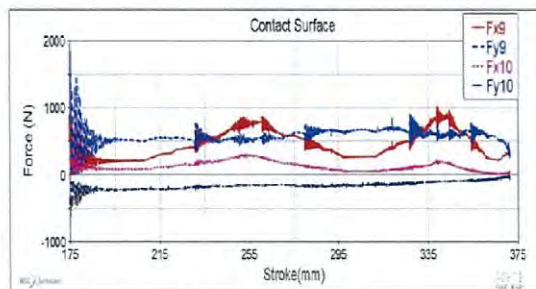
รูปที่ 13 แรงที่กระทำกับข้อต่อของ Arm Upper (Left)



รูปที่ 14 แรงที่กระทำกับข้อต่อของ Arm Lower (Left)

จากกราฟที่แสดงในรูปที่ 11-14 จะเห็นได้ว่าเมื่อความสูงการยกของแม่แรงเพิ่มขึ้นขนาดของแรงที่กระทำกับข้อต่อในแนวแกน x มีแนวโน้มลดลงและแรงกระทำกับข้อต่อในแนวแกน y มีแนวโน้มคงที่โดยแนวโน้มจะ

เหมือนกันทั้ง 4 รูป ซึ่งตำแหน่งของแรง F1- F8 ในแต่ละกราฟจะสอดคล้องกับโคจรแอมพลิจูดของแรงตามรูปที่ 11



รูปที่ 15 แสดงแรงที่กระทำที่ผิวสัมผัสหมายเลข 8 และ 9

จากรูปที่ 15 เป็นการแสดงแรงที่เกิดขึ้นที่ผิวสัมผัสระหว่าง Arm Upper (Left) กับ Arm Upper (Right) แสดงโดย F10x และ F10y และ Arm Lower (Left) กับ Arm Lower (Right) แสดงโดย F9x และ F9y โดยแรงที่เกิดขึ้นที่ผิวสัมผัสมีแนวโน้มไม่แน่นอนทั้งในแนวแกน x และ y ของทั้ง 2 ผิวสัมผัสและตำแหน่งของผิวสัมผัสจะเปลี่ยนแปลงไปตามความสูงการยกของแม่แรงซึ่งจากรูปที่ 10 แรง F9 และ F10 ที่แสดงเป็นทิศทางและตำแหน่งของแรงที่เกิดขึ้นที่ระดับความสูงการยก 183 และ 230 มิลลิเมตร

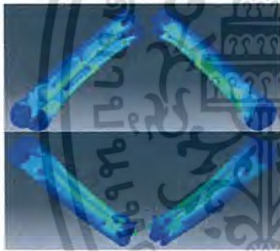
4.2 ผลการวิเคราะห์ความเค้นแฉกของแอมพลิจูดของส่วนบุคคลด้วยโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์

จากการวิเคราะห์ด้วยโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์พบว่าเมื่อความสูงการยกของแม่แรงเพิ่มขึ้นความเค้นที่เกิดขึ้นที่แขนของแม่แรงจะมีค่าลดลงและเป็นไปในแนวทางเดียวกันทั้ง 4 แขนของแม่แรงรูปที่ 16-19 แสดงความเค้นที่เกิดขึ้นที่แขนของแม่แรงที่ความสูงการยกของแม่แรง 183 230 270 และ 320 มิลลิเมตร ตามลำดับ (ใช้แถบสีเดียวกันจากรูปที่ 19) และจะพบว่าที่ระดับความสูง 183 มิลลิเมตร จะเกิดความเค้นสูงสุดที่แขนของแม่แรงมากกว่าระดับความสูงอื่น และความเค้นมากที่สุดจะสังเกตได้ที่จุดสีแดงดังรูปที่ 16 จะป็นบริเวณเดียวกันทั้ง 4 แขน คือ Arm Lower (Right) Arm Upper (Right) Arm Upper (Left) และ Arm Lower (Left) คือ 137 MPa 225 MPa 170 MPa และ 193 MPa ตามลำดับโดยบริเวณดังกล่าวสามารถออกแบบให้เหมาะสมเพื่อลดความเค้น

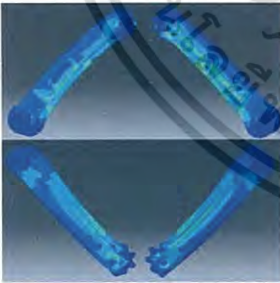
ได้แล้วเมื่อนำค่าความเค้นสูงสุดในแต่ละแขนและแต่ละความสูงมาหาค่าความปลอดภัย (safety factor) จากค่าความต้านแรงดึงคราก (yield strength) จะได้ค่าความปลอดภัยอยู่ในช่วง 1.24 - 3.73 ซึ่งค่าความปลอดภัยตามลักษณะการใช้งานของแม่แรงสามารถออกแบบให้มีค่าได้ 1.5-2.0 [9] อีกทั้งแขนคู่ล่างที่สัมผัสกัน Arm Lower (Left) จะเกิดความเค้นของการสัมผัสสูงสุด คือ 228 MPa ซึ่งยังคงน้อยกว่าค่าความต้านแรงดึงครากดังนั้นแม่แรงนี้ยังสามารถที่จะออกแบบให้มีค่าความปลอดภัยที่เหมาะสมในช่วงดังกล่าวได้



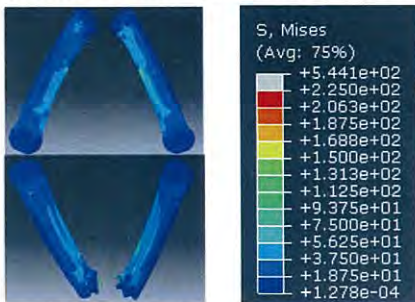
รูปที่ 16 แสดงความเค้นของแขนแม่แรงที่ stroke 183mm



รูปที่ 17 แสดงความเค้นของแขนแม่แรงที่ stroke 230mm



รูปที่ 18 แสดงความเค้นของแขนแม่แรงที่ stroke 270 mm



รูปที่ 19 แสดงความเค้นของแขนแม่แรงที่ stroke 320mm

4.3 ผลทดสอบการรับน้ำหนักของแม่แรง

ผลทดสอบการวัดค่าความเครียดที่แขนของแม่แรงทั้ง 4 แขน ได้ค่าความเครียดแสดงได้ดังตารางที่ 2

ตารางที่ 2 ค่าความเครียดที่วัดได้จากการทดสอบ

| Stroke (mm) | ความเครียด (x10 ⁻⁶) | | | |
|-------------|---------------------------------|-------------------|------------------|------------------|
| | Arm Lower (Right) | Arm Upper (Right) | Arm Upper (Left) | Arm Lower (Left) |
| | 183 | 519 | 247 | 312 |
| 230 | 388 | 177 | 278 | 400 |
| 270 | 356 | 106 | 246 | 289 |
| 320 | 250 | 105 | 240 | 229 |

จากนั้นแปลงค่าความเครียดเป็นค่าความเค้น จากสมการ

$$\sigma = E\varepsilon \quad (14)$$

เมื่อ σ คือ ค่าความเค้น

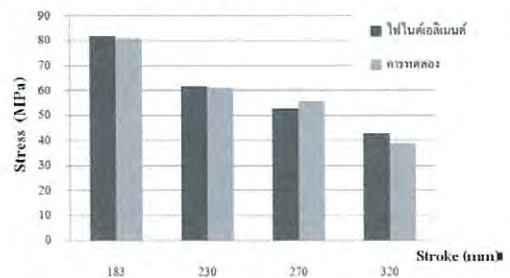
E คือ โมดูลัสของสภาพยืดหยุ่น (157 GPa)

ε คือ ความเครียด

และจะได้ค่าความเค้นเพื่อนำไปเปรียบเทียบกับการวิเคราะห์ด้วยไฟไนต์เอลิเมนต์ต่อไป

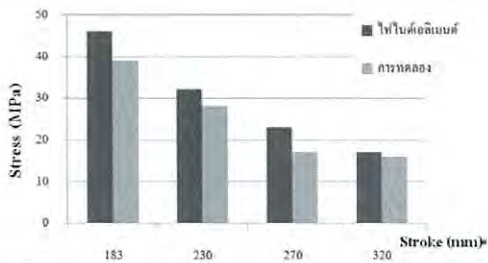
4.4 เปรียบเทียบการวิเคราะห์ด้วยโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์กับผลการทดลอง

เมื่อนำผลการวิเคราะห์ด้วยโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์กับผลการทดลองของแขนแม่แรงทั้ง 4 แขน มาเปรียบเทียบกัน ในตำแหน่งเดียวกันกับที่คิดสเตรนเกจพบว่ามีความโน้มไปในทิศทางเดียวกันคือเมื่อความสูงการยกของแม่แรงเพิ่มขึ้นความเค้นที่เกิดขึ้นจะลดลง จากผลการเปรียบเทียบดังกล่าวสามารถยืนยันได้ว่าการวิเคราะห์ค่าความเค้นของแขนแม่แรงด้วยโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์มีค่าใกล้เคียงกับความเค้นที่เกิดขึ้นจากการรับน้ำหนักจริง แสดงได้ดังรูปที่ 20-23

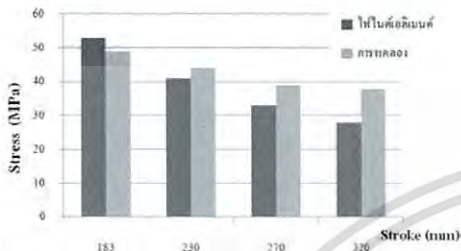


รูปที่ 20 Arm Lower (Right)

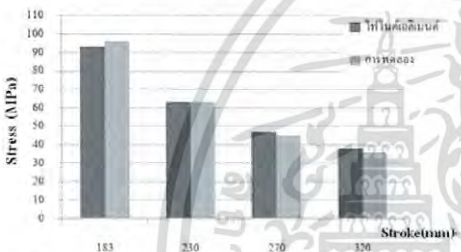
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 21 Arm Upper (Right)



รูปที่ 22 Arm Upper (Left)



รูปที่ 23 Arm Lower (Left)

5. สรุป

1. การวิเคราะห์แม่แรงรถยนต์นั่งส่วนบุคคลด้วยวิธีพลศาสตร์มีดัดบิดไดนามิกส์ พบว่าเมื่อความสูงการยกของแม่แรงเพิ่มขึ้นแรงที่กระทำที่ข้อต่อของแม่แรงมีแนวโน้มลดลง

2. การวิเคราะห์แม่แรงรถยนต์นั่งส่วนบุคคลด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ พบว่าเมื่อความสูงการยกของแม่แรงเพิ่มขึ้นความเค้นที่กระทำที่แกนของแม่แรงมีแนวโน้มลดลง

3. ผลการทดสอบแม่แรงพบว่าเมื่อความสูงการยกของแม่แรงเพิ่มขึ้นความเค้นที่กระทำที่แกนของแม่แรงมีแนวโน้มลดลง

4. จากข้อ 2 และ 3 ผลความเค้นที่เกิดขึ้นที่ความสูงการยกของแม่แรงเดียวกันมีค่าใกล้เคียงกันแสดงว่าวิธีการวิเคราะห์หาความเค้นด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์และวิธีพลศาสตร์มีดัดบิดไดนามิกส์ในงานวิจัยนี้สามารถเป็นแนวทางเพื่อนำไปใช้ออกแบบแม่แรงได้

5. ค่าความเค้นมากที่สุดที่เกิดขึ้นในการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เกิดขึ้นที่ Arm Upper (Right) มีค่าความปลอดภัย 1.24-3.73 และจุดที่เกิดความเค้นสูงสุดสามารถออกแบบให้มีค่าความปลอดภัยที่เหมาะสมได้

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] Mounika.Kandi.Reddy and Priyanka CH "Design and Fabrication of Motorized Screw Jack for a four wheeler" Project Report, 2011
- [2] A. S. Akinwonmi and A. Mohammed, "Modification of Existing Design of a Car Jack" Journal of Engineering Trends in Engineering and Applied Sciences, pp.581-588, 2012
- [3] Reena M Arona et al, "Design Optimization of Power Screw Jack" International Journal of Advanced Engineering Sciences and Technologies, Vol.9, No.2, pp.171-177, 2011
- [4] Nitinchandra R. Patel et al "Design of Toggle Jack Considering Material Selection of Screw-Nut Combination" International Journal of Innovative Research in Science Engineering and Technology, Vol. 2, Issue5, 2013
- [5] M. M. Nor, K. Kadirgama and M. M. Rahman, "Analysis of Auto Car Jack" National Conference in Mechanical Engineering Research and Postgraduate Students, pp.198-203, 2010
- [6] Robert L.Norton "Machine Design" Singapore, Pearson, 2006
- [7] AHMED A. SHABANA, "Computational Dynamics" 3 rd ed. Singapore-Wiley, 2010
- [8] Daryl L. Logan, Finite Element Method, 3rd ed, Thomson, 2002
- [9] V. Uengpakorn and C.Thanadngan, Machine Design, Se-Education Pubic Company Limited, 2005

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณหาค่าโมดูลัสของสภาพยืดหยุ่น

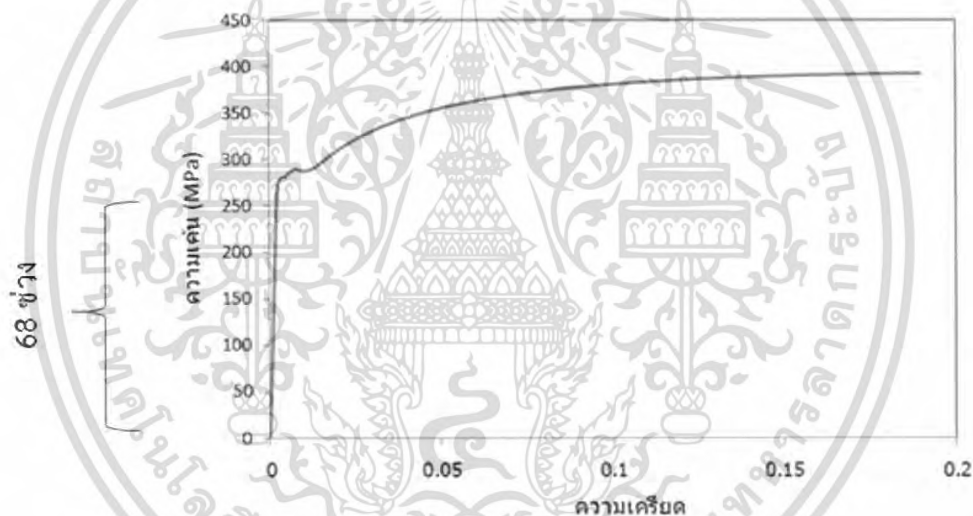
การหาค่าโมดูลัสของสภาพยืดหยุ่น (E) หาได้จากจากการทดสอบแรงดึง (Tensile test) ซึ่งจากการทดสอบในหัวข้อ 4.4.1 จะได้กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าความเค้นกับค่าความเครียด ดังกราฟ ซึ่งจากกราฟสามารถหาค่า E ได้โดยการหาค่าเฉลี่ยของโมดูลัสของสภาพยืดหยุ่น จากช่วงแรกของกราฟซึ่งกราฟจะมีลักษณะเป็นเชิงเส้น โดยผู้วิจัยได้แบ่งช่วงของกราฟดังกล่าวออกเป็น 68 ช่วง ดังรูป ซึ่งในแต่ละช่วงสามารถหาค่า E_i ได้ดังตาราง จากนั้นจึงนำมาหาค่า E ได้จากสมการ

$$E = \frac{\sum E_i}{n}$$

เมื่อ E คือ ค่าโมดูลัสของสภาพยืดหยุ่น

E_i คือ ค่าโมดูลัสของสภาพยืดหยุ่นในแต่ละช่วง

n คือ จำนวนช่วง



รูปกราฟ แสดงความสัมพันธ์ ความเค้น - ความเครียดของวัสดุ

ตาราง แสดงค่าความเค้น ความเครียด และค่าโมดูลัสของสภาพยืดหยุ่นในแต่ละช่วง

| ช่วงที่ | ความเค้น (MPa) | ความเครียด | E_i (Gpa) |
|---------|----------------|------------|-------------|
| 1 | 1.050716715 | 0.0000750 | 14.01 |
| 2 | 1.359751044 | 0.0000313 | 43.51 |
| 3 | 2.225047162 | 0.0000188 | 118.67 |
| 4 | 2.286854028 | 0.0000375 | 60.98 |
| 5 | 3.708411937 | 0.0000375 | 98.89 |
| 6 | 3.955639399 | 0.0000625 | 63.29 |
| 7 | 4.141059996 | 0.0000063 | 662.57 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

| ช่วงที่ | ความเค้น (MPa) | ความเครียด | E_i (Gpa) |
|---------|----------------|------------|-------------|
| 8 | 4.017446265 | 0.0000250 | 160.70 |
| 9 | 3.770218803 | 0.0000438 | 86.18 |
| 10 | 3.52299134 | 0.0000125 | 281.84 |
| 11 | 3.646605071 | 0.0000250 | 145.86 |
| 12 | 3.028536415 | 0.0000125 | 242.28 |
| 13 | 3.090343281 | 0.0000500 | 61.81 |
| 14 | 2.781308953 | 0.0000250 | 111.25 |
| 15 | 1.54517164 | 0.0000062 | 247.23 |
| 16 | 2.657695221 | 0.0000438 | 60.75 |
| 17 | 3.090343281 | 0.0000188 | 164.82 |
| 18 | 2.53408149 | 0.0000250 | 101.36 |
| 19 | 2.904922684 | 0.0000438 | 66.40 |
| 20 | 2.843115818 | 0.0000125 | 227.45 |
| 21 | 2.904922684 | 0.0000250 | 116.20 |
| 22 | 3.090343281 | 0.0000500 | 61.81 |
| 23 | 3.213957012 | 0.0000188 | 171.41 |
| 24 | 2.96672955 | 0.0000438 | 67.81 |
| 25 | 3.337570743 | 0.0000250 | 133.50 |
| 26 | 3.090343281 | 0.0000313 | 98.89 |
| 27 | 3.275763878 | 0.0000188 | 174.71 |
| 28 | 3.152150146 | 0.0000250 | 126.09 |
| 29 | 3.646605071 | 0.0000375 | 97.24 |
| 30 | 3.213957012 | 0.0000188 | 171.41 |
| 31 | 3.461184474 | 0.0000375 | 92.30 |
| 32 | 3.337570743 | 0.0000312 | 106.80 |
| 33 | 2.843115818 | 0.0000125 | 227.45 |
| 34 | 3.52299134 | 0.0000375 | 93.95 |
| 35 | 3.584798206 | 0.0000250 | 143.39 |
| 36 | 3.275763878 | 0.0000187 | 174.71 |
| 37 | 3.646605071 | 0.0000500 | 72.93 |
| 38 | 3.708411937 | 0.0000125 | 296.67 |
| 39 | 3.213957012 | 0.0000125 | 257.12 |
| 40 | 37.94941549 | 0.0002813 | 134.93 |
| 41 | 3.399377609 | 0.0000250 | 135.98 |
| 42 | 3.770218803 | 0.0000250 | 150.81 |
| 43 | 3.584798206 | 0.0000125 | 286.78 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

| ช่วงที่ | ความเค้น (MPa) | ความเครียด | E_i (Gpa) |
|-----------|----------------|------------|-------------|
| 44 | 3.337570743 | 0.0000438 | 76.29 |
| 45 | 3.832025668 | 0.0000063 | 613.12 |
| 46 | 3.090343281 | 0.0000375 | 82.41 |
| 47 | 2.904922684 | 0.0000187 | 154.93 |
| 48 | 3.461184474 | 0.0000188 | 184.60 |
| 49 | 3.461184474 | 0.0000562 | 61.53 |
| 50 | 3.52299134 | 0.0000187 | 187.89 |
| 51 | 1.916012834 | 0.0000063 | 306.56 |
| 52 | 3.584798206 | 0.0000375 | 95.59 |
| 53 | 3.399377609 | 0.0000125 | 271.95 |
| 54 | 3.337570743 | 0.0000375 | 89.00 |
| 55 | 3.275763878 | 0.0000187 | 174.71 |
| 56 | 3.275763878 | 0.0000250 | 131.03 |
| 57 | 3.52299134 | 0.0000312 | 112.74 |
| 58 | 3.152150146 | 0.0000125 | 252.17 |
| 59 | 3.337669634 | 0.0000125 | 267.01 |
| 60 | 3.090343281 | 0.0000500 | 61.81 |
| 61 | 2.904823793 | 0.0000313 | 92.95 |
| 62 | 3.337570743 | 0.0000187 | 178.00 |
| 63 | 3.213957012 | 0.0000250 | 128.56 |
| 64 | 2.905021575 | 0.0000313 | 92.96 |
| 65 | 3.090343281 | 0.0000188 | 164.82 |
| 66 | 1.174429338 | 0.0000125 | 93.95 |
| 67 | 3.337570743 | 0.0000187 | 178.00 |
| 68 | 2.96672955 | 0.0000125 | 237.34 |
| ค่าเฉลี่ย | | | 157.34 |

ดังนั้น ค่าโมดูลัสของสภาพยืดหยุ่นเฉลี่ย คือ **157.34 GPa**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน

| | |
|-------------------|--|
| ชื่อ-นามสกุล | นายอนุชิต มงคล |
| วัน เดือน ปีเกิด | 9 ตุลาคม 2527 ที่อุตรธานี |
| ที่อยู่ | 52 หมู่ 6 ตำบล โนนทอง อำเภอบ้านฝืด จังหวัดอุตรธานี 41160 |
| ประวัติการศึกษา | 2550 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง |
| ประสบการณ์ทำงาน | |
| พ.ศ.2550-2553 | วิศวกรออกแบบ บริษัทเดินโซ่ อินเตอร์เนชั่นแนล เอเชีย จำกัด |
| พ.ศ.2553-ปัจจุบัน | วิศวกร ระดับ 7 และรักษาการหัวหน้าแผนกวิศวกรรมระบบรถไฟฟ้า กองระบบรถไฟฟ้า ฝ่ายระบบรถไฟฟ้า การรถไฟฟ้าขนส่งมวลชนแห่งประเทศไทย (รฟม.) |



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้