

การวิเคราะห์และปรับปรุงโครงสร้างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย  
โดยใช้แบบจำลอง



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเกษตรและอาหาร  
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี  
ปีการศึกษา 2558

**ANALYSIS AND IMPROVEMENT OF TRACK FRAME  
OF A THAI-MADE RICE COMBINE HARVESTER  
USING MODEL**

**Acting Lieutenant Khongdet Phasinam**



**A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the  
Degree of Doctor of Philosophy in Agricultural and Food Engineering**

**Suranaree University of Technology**

**Academic Year 2015**

# การวิเคราะห์และปรับปรุงโครงสร้างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยโดยใช้แบบจำลอง

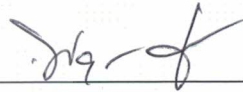
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้นับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา  
ตามหลักสูตรปริญญาคุณวุฒิปรัชญา

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



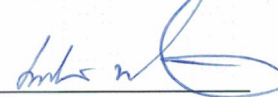
(ผศ. ดร.วีรัชย์ อองหาญ)

ประธานกรรมการ



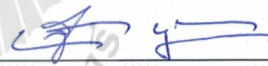
(ผศ. ดร.พวงศักดิ์ จุลยุเสนา)

กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)



(ผศ. ดร.เทวรัตน์ ศรีอำนรรค)

กรรมการ



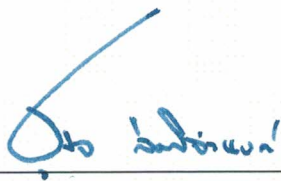
(อ. ดร.สามารถ บุญอาจ)

กรรมการ



(อ. ดร.วันรัฐ อับดุลากาซิม)

กรรมการ



(ศ. ดร.ซุกิจ ลิ้มปีจ้านงค์)

รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการและนวัตกรรม



(รศ. ร.อ. ดร.กนต์ธร ชานีประศาสน์)

คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์



KHONGDET PHASINAM : ANALYSIS AND IMPROVEMENT OF  
TRACK FRAME OF A THAI-MADE RICE COMBINE HARVESTER  
USING MODEL. THESIS ADVISOR : ASST. PROF. PAYUNGSAK  
JUNYUSEN, Ph.D., 108 PP.

RICE COMBINE HARVESTER/TRACK FRAME/FINITE ELEMENT METHOD

A rice combine harvester has an important role in Thai rice production and has been popular in Thai farmer. Almost Thai-made rice combine harvester is too heavy and large in size. Because the track frame of Thai-made rice combine harvester is a main component that affects the harvester's size and weight, the objectives of this research, therefore, were to investigate and improve the track frame strength using both the finite element method (FEM) and the loading test with experimental frame. Similitude analysis was employed for determining the proper scale of experimental frame. Two field work conditions of the harvester's header were selected namely horizontal position and maximum lift position. The FEM results showed that the maximum stresses of those conditions were 91.1 MPa and 91.7 MPa, respectively, while the maximum deflection 2.313 mm and 2.355 mm, respectively. The experimental results from the loading tests confirmed that the strength analysis of track frame using FEM had a high accuracy and could be applied in practical use. The improvement of the track frame model could increase the strength of 27% and reduce mass of 19.5% with the appropriate natural frequency.

School of Agricultural Engineering

Academic Year 2015

Student's Signature \_\_\_\_\_

Advisor's Signature \_\_\_\_\_

## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์นี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณบุคคล และกลุ่มบุคคลต่าง ๆ ที่กรุณาให้คำปรึกษา แนะนำ และช่วยเหลืออย่างดียิ่ง ทั้งในด้านวิชาการและด้านการวิจัย อาทิเช่น

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. พยุงศักดิ์ จุลยเสน อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ที่เมตตาอบรมสั่งสอน ให้คำปรึกษา อุดหนุน และให้โอกาสต่อผู้วิจัยเสมอมาจนสามารถสำเร็จการศึกษานี้ได้

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. วีรชัย อัจหาญ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. เทวรัตน์ ตรีอำนาจ อาจารย์ ดร. สามารถ บุญอาจ อาจารย์ ดร. วันรัฐ อับดุลลาฮาซิม คุณเกียรติศักดิ์ นิคมชัยประเสริฐ คุณกรรณิกา ประเสริฐสังข์ อาจารย์ศรดา วาทกิจ อาจารย์จรูญศักดิ์ สมพงษ์ อาจารย์ยงยุทธ เสียงคัง คุณกวี คงมั่น คุณวิชัย มั่งประยูร พี่น้องวิศวกรรมเกษตร มทส. และบุคคลท่านอื่น ๆ ที่มีส่วนเกี่ยวข้องทุกท่าน

สำนักงานคณะกรรมการวิจัยแห่งชาติที่ให้ทุนอุดหนุนการวิจัยประเภทบัณฑิตศึกษา ประจำปี 2556

มหาวิทยาลัยราชภัฏพิบูลสงครามที่ให้ทุนสนับสนุนการศึกษาระดับปริญญาเอก ประจำปี 2554 ตามโครงการพัฒนาอาจารย์ในสาขาวิชาที่ขาดแคลนและมีผลการเรียนดี

บริษัท ทะเลทองแฟคตอรี จำกัด ที่ให้ความอนุเคราะห์ข้อมูลงานวิจัย

สาขาวิชาวิศวกรรมเกษตรและศูนย์ความเป็นเลิศทางด้านชีวมวล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ที่อำนวยความสะดวกในการทำวิจัย

สำหรับคุณงามความดีอันใดที่เกิดจากวิทยานิพนธ์เล่มนี้ ผู้วิจัยขอมอบให้กับบิดา มารดา และครอบครัว อันเป็นที่รักและเคารพยิ่งตลอดจนครูอาจารย์ที่เคารพทุกท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้และถ่ายทอดประสบการณ์ที่ดีแก่ผู้วิจัยตลอดมาจนทำให้ประสบความสำเร็จในชีวิต

คงเดช พะสีนาม

# สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ (ภาษาไทย).....	ก
บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ).....	ข
กิตติกรรมประกาศ.....	ค
สารบัญ .....	ง
สารบัญตาราง .....	ช
สารบัญรูป .....	ซ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ .....	ฎ
<b>บทที่</b>	
<b>1 บทนำ.....</b>	<b>1</b>
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา .....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย .....	2
1.3 ขอบเขตของการวิจัย.....	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ .....	2
<b>2 ปรัชญาวรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....</b>	<b>3</b>
2.1 เครื่องเกี่ยวนาดข้าว .....	3
2.2 การอัดตัวแน่นของดิน .....	8
2.2.1 การอัดตัวแน่นของดิน (Soil Compaction).....	8
2.2.2 ปัจจัยที่มีผลต่อการบดอัดอัดดิน .....	10
2.2.3 การลดการอัดตัวแน่นของดิน.....	11
2.3 การออกแบบเครื่องจักรกลเกษตร .....	12
2.3.1 การจำลองรูป (Similitude) .....	12
2.3.2 ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (Finite Element Method) .....	16
2.3.3 ความเค้นผสมในระบบสองมิติ .....	20
2.3.4 ทฤษฎีความเสียหาย .....	29
2.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง .....	36

## สารบัญ (ต่อ)

หน้า

<b>3</b>	<b>วิธีดำเนินการวิจัย.....</b>	<b>42</b>
3.1	เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการวิจัย.....	42
3.1.1	โครงสร้างล่างเครื่องเกี่ยวขนาดข้าวไทย.....	42
3.1.2	โปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับการออกแบบทางวิศวกรรม .....	43
3.1.3	โปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับการวิเคราะห์ความแข็งแรงด้วยระเบียบวิธี ทางไฟไนต์เอลิเมนต์ .....	44
3.1.4	สเตรนเกจ (Strain Gage).....	44
3.1.5	ชุดขยายสัญญาณและเก็บข้อมูลจากสเตรนเกจ .....	45
3.1.6	เครื่องมือวัดการโก่งตัวของแบบจำลอง โครงสร้างล่างของเครื่องเกี่ยวขนาด ข้าวไทย .....	45
3.1.7	ทรานส์ดิวเซอร์วัดแรงแบบ Extended Circular Ring (ECR) .....	46
3.1.8	เครื่องมือวัดแรงดันน้ำมัน ไฮดรอลิกส์.....	47
3.2	วิธีการดำเนินการวิจัย.....	48
3.2.1	การวัดภาระที่กระทำบน โครงสร้างล่างของเครื่องเกี่ยวขนาดข้าวไทย.....	48
3.2.2	การวิเคราะห์ความแข็งแรงด้วยระเบียบวิธี ไฟไนต์เอลิเมนต์ (Strength Analysis Using Finite Element Method) .....	51
3.2.3	การวิเคราะห์ทางการจำลองรูป (Similitude Analysis) .....	53
3.2.4	แบบจำลองการทดลองของ โครงสร้างล่างเครื่องเกี่ยวขนาดข้าวไทย และการทดสอบแรง (Experimental Model and Loading Test) .....	55
3.2.5	การปรับปรุงแบบจำลอง โครงสร้างล่างของเครื่องเกี่ยวขนาดข้าวไทย.....	60
3.3	สถานที่ทำการทดสอบ.....	60
<b>4</b>	<b>ผลการวิจัยและการอภิปรายผล.....</b>	<b>61</b>
4.1	การตรวจสอบความแข็งแรงของ โครงสร้างล่างของเครื่องเกี่ยวขนาดข้าวไทย.....	61
4.1.1	ผลการวัดภาระที่กระทำบน โครงสร้างล่างของเครื่องเกี่ยวขนาดข้าวไทย .....	61
4.1.2	ผลการวิเคราะห์ความแข็งแรงด้วยระเบียบวิธี ไฟไนต์เอลิเมนต์ .....	63
4.1.3	ผลการวิเคราะห์ทางการจำลองรูป.....	66



## สารบัญ (ต่อ)

หน้า

4.1.4	ผลการทดสอบแรง (Loading Test).....	70
4.2	การปรับปรุงโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวขนาดข้าวไทย .....	72
4.2.1	การออกแบบแบบจำลองโครงช่วงล่าง.....	72
4.2.2	การวิเคราะห์ความแข็งแรงของแบบจำลองแบบใหม่ โดยใช้วิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์ .....	74
4.2.3	การวิเคราะห์ค่าความถี่ธรรมชาติของแบบจำลองโครงช่วงล่าง .....	76
5	บทสรุปและข้อเสนอแนะ .....	84
5.1	สรุปผลการวิจัย.....	84
5.2	ข้อเสนอแนะ.....	84
	รายการอ้างอิง .....	85
	ภาคผนวก	
	ภาคผนวก ก. ตัวอย่างการคำนวณ.....	91
	ภาคผนวก ข. การศึกษาเพิ่มเติม (กรณีอุ้มข้าว).....	101
	ภาคผนวก ค. บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา.....	106
	ประวัติผู้เขียน .....	108

## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1	การเปรียบเทียบลักษณะเด่นของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย และเครื่องเกี่ยวนวดข้าวจากต่างประเทศ ..... 4
2.2	มิติของปริมาณต่าง ๆ ..... 13
3.1	Material Property for FEM Analysis ..... 53
4.1	ภาวะที่เกิดขึ้นบนโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย ..... 61
4.2	ความสัมพันธ์ระหว่างแบบจำลองต้นแบบกับแบบจำลองย่อยส่วนของโครงช่วงล่าง ..... 66
4.3	ความถี่ธรรมชาติ (Hz) ของแบบจำลอง โครงช่วงล่างรูปแบบต่าง ๆ ..... 83
ก1.1	การหา Rank ของ Matrix ของความเค้น ..... 93
ก1.2	การหา Rank ของ Matrix ของการโก่งตัว ..... 95



## สารบัญรูป

รูปที่		หน้า
2.1	(ก) เครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย (ข) โครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย .....	3
2.2	ระบบช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าว .....	4
2.3	ส่วนประกอบของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวที่ผลิตในประเทศไทย.....	5
2.4	ระบบเกี่ยวตัดและลำเลียงของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย.....	6
2.5	ระบบนวดคัดทำความสะอาดของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย.....	6
2.6	ระบบช่วงล่างและขับเคลื่อนของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย .....	7
2.7	ระบบเครื่องยนต์ต้นกำลังของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย .....	7
2.8	ชั้นของดินต่าง ๆ .....	8
2.9	ลักษณะแผ่นโลหะที่มีรูปร่างซับซ้อน .....	17
2.10	การแบ่งเอลิเมนต์แบบสี่เหลี่ยม .....	18
2.11	การแบ่งเอลิเมนต์แบบสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมด้านไม่เท่า .....	18
2.12	ระบบของความเค้น .....	21
2.13	(ก) ความเค้นบนระนาบ (ข) แรงภายนอกบนระนาบ (ค) ทิศทางของระนาบ .....	22
2.14	ความเค้นในระนาบหลัก .....	24
2.15	ความเค้นเฉือนในระนาบ .....	25
2.16	(ก) วงกลมของมอร์สำหรับความเค้นในระนาบ (ข) วงกลมของมอร์ที่สมบูรณ์.....	26
2.17	ความเค้นกระทำบนท่อนโลหะทรงกระบอก .....	28
2.18	ระนาบออกตะฮีดรัล.....	32
2.19	เปรียบเทียบขอบเขตของความเค้นระหว่างทฤษฎีความเสียหายต่าง ๆ .....	34
2.20	การเปรียบเทียบความแม่นยำของทฤษฎีความเสียหายสำหรับวัสดุเหนียวกับ ผลการทดสอบวัสดุเหนียวต่าง ๆ .....	35
2.21	(ก) ตำแหน่งและน้ำหนักบน โครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยของผู้ผลิตรายหนึ่ง (ข) การกระจายตัวของความเค้นบนแบบจำลองโครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย .....	41
3.1	โครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวของบริษัท ทะเลทองแฟคตอรี จำกัด .....	43
3.2	แบบจำลอง โครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวของบริษัท ทะเลทองแฟคตอรี จำกัด.....	43

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.3	ชิ้นงานที่วิเคราะห์ด้วยโปรแกรม SolidWorks Simulation.....44
3.4	TML Strain Gage 45° Rosette .....45
3.5	ชุดขยายสัญญาณยี่ห้อ Yokogawa รุ่น MW100 .....45
3.6	ไดอัลเกจยี่ห้อ Kennedy รุ่น 300-7520K .....46
3.7	ทรานส์ดิวเซอร์วัดแรงแบบ ECR .....47
3.8	เครื่องมือวัดแรงดันน้ำมัน ไฮดรอลิกยี่ห้อ SANGI Type A .....47
3.9	Location of Weight Measurement .....49
3.10	(ก) ตำแหน่งการติดตั้งเครื่องมือวัดแรงแบบ ECR (ข) การติดตั้งเสร็จสมบูรณ์ .....50
3.11	(ก) ตำแหน่งการติดตั้งเครื่องมือวัดความดัน (ข) การติดตั้งเสร็จสมบูรณ์ .....50
3.12	(ก) ตำแหน่งการติดตั้งเครื่องมือวัดแรงแบบ ECR (ข) การติดตั้งเสร็จสมบูรณ์ .....51
3.13	รูปร่างเอลิเมนต์แบบสามมิติแบบสามเหลี่ยมสี่หน้าลึบจุดต่อ .....52
3.14	การเปลี่ยนแปลงขนาดเอลิเมนต์กับความเค้นสูงสุดของแบบจำลอง โครงช่วงล่าง .....52
3.15	รูปร่าง Mesh ของแบบจำลอง โครงช่วงล่าง .....53
3.16	การเปลี่ยนแปลงขนาดเอลิเมนต์กับความเค้นสูงสุดของแบบจำลอง โครงช่วงล่างย่อยส่วน .....55
3.17	Three-Element Rectangular Rosette Gage .....56
3.18	Loading Test Set-Up.....57
3.19	ตำแหน่งการติดสเตรนเกจบนแบบจำลองการทดลอง .....58
3.20	ตำแหน่งการติดตั้งไดอัลเกจบนแบบจำลองการทดลอง .....58
3.21	Loading Test 1 .....59
3.22	Loading Test 2 .....59
4.1	ขนาด ตำแหน่งและทิศทางของแรงกระทำกับแบบจำลอง โครงช่วงล่าง .....63
4.2	ค่าการกระจายตัวของความเค้นแบบ Von-Mises .....64
4.3	ค่าการกระจายตัวของการโก่งตัวของแบบจำลอง โครงช่วงล่าง .....65
4.4	ขนาดและทิศทางของแรงที่กระทำกับแบบจำลอง โครงช่วงล่างย่อยส่วน .....67
4.5	การกระจายตัวของค่าความเค้น Von-Mises บนแบบจำลองย่อยส่วน .....68
4.6	การกระจายตัวของค่าการโก่งตัวบนแบบจำลองย่อยส่วน .....69
4.7	Calculated and measured stress at C with loading test 1 .....71

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.8	Calculated and measured stress at A, B, C, and D with loading test 2.....71
4.9	ขนาดของคานเหล็กที่ติดตั้งในรูปแบบที่ 1.....72
4.10	ตำแหน่งติดตั้งคานเหล็กหนา 9 mm ในรูปแบบที่ 1.....72
4.11	ขนาดของคานเหล็กที่ติดตั้งในรูปแบบที่ 2.....73
4.12	ตำแหน่งติดตั้งคานเหล็กหนา 9 mm ในรูปแบบที่ 2.....73
4.13	ชิ้นส่วนที่ลดขนาดในรูปแบบที่ 3 .....74
4.14	การกระจายตัวของค่าความเค้น Von-Mises บนแบบจำลองรูปแบบที่ 1.....77
4.15	การกระจายตัวของค่าการโก่งตัวของแบบจำลองโครงช่วงล่างรูปแบบที่ 1 .....78
4.16	การกระจายตัวของค่าความเค้น Von-Mises บนแบบจำลองรูปแบบที่ 2.....79
4.17	การกระจายตัวของค่าการโก่งตัวของแบบจำลองโครงช่วงล่างรูปแบบที่ 2 .....80
4.18	การกระจายตัวของค่าความเค้น Von-Mises บนแบบจำลองรูปแบบที่ 3.....81
4.19	การกระจายตัวของค่าการโก่งตัวของแบบจำลองโครงช่วงล่างรูปแบบที่ 3 .....82
ข.1	ขนาด ตำแหน่งและทิศทางของแรงกระทำกับแบบจำลอง โครงช่วงล่าง (อุ้มข้าว).....103
ข.2	การกระจายตัวของค่าความเค้น Von-Mises บนแบบจำลอง โครงช่วงล่าง (อุ้มข้าว) .....104
ข.3	ค่าการกระจายตัวของการโก่งตัวของแบบจำลอง โครงช่วงล่าง (อุ้มข้าว).....105

## คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

$E$	=	มอดูลัสของความยืดหยุ่น (Modulus of Elasticity)
$F$	=	แรงกระทำ
$K_E$	=	สัดส่วนของมอดูลัสของความยืดหยุ่น
$K_F$	=	สัดส่วนของแรง
$K_L$	=	สัดส่วนของความยาว
$K_M$	=	สัดส่วนของโมเมนต์
$K_V$	=	สัดส่วนของอัตราส่วนปัวซอง
$K_\sigma$	=	สัดส่วนของความเค้น
$K_\delta$	=	สัดส่วนของการโก่งตัว
$K_T$	=	Transverse Sensitivity
$L$	=	ความยาว
$M$	=	โมเมนต์
$V$	=	อัตราส่วนปัวซอง
$\sigma$	=	ความเค้น
$\sigma_m$	=	ความเค้นแบบวอนมิส
$\delta$	=	การโก่งตัว
$\tau_{oc}$	=	ความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัล
$Q_1$	=	ความเครียดที่วัดได้จากแกน 1
$Q_2$	=	ความเครียดที่วัดได้จากแกน 2
$Q_3$	=	ความเครียดที่วัดได้จากแกน 3
$\varepsilon$	=	ความเครียด
$\varepsilon_{max}$	=	ความเครียดสูงสุด
$\varepsilon_{min}$	=	ความเครียดต่ำสุด
$P$	=	ช่องว่างระหว่างเม็ดดิน (Pore Space)
$\gamma_d$	=	น้ำหนักโดยปริมาตรของดินแห้ง (Dry Volume Weight)
FEM	=	ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์
BWV	=	ปริมาตรโดยน้ำหนักมวลรวม (Bulk Weight Volume)

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

เครื่องเกี่ยวนวดข้าวมีบทบาทสำคัญต่อกระบวนการผลิตข้าวในประเทศไทย จากการสำรวจพบว่าปัจจุบันมีเครื่องเกี่ยวนวดข้าวใช้งานในประเทศมากกว่า 10,000 เครื่อง (วินิต ชินสุวรรณ, 2553; R. Kalsirisilp et al., 2009) ซึ่งเป็นเครื่องเกี่ยวนวดข้าวที่ผลิตจากโรงงานผู้ผลิตในประเทศไทย โดยไม่รวมถึงเครื่องเกี่ยวนวดข้าวที่นำเข้าจากต่างประเทศและมีแนวโน้มได้รับความนิยมสูงขึ้นเรื่อย ๆ

ระบบกลไกหลักของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยสามารถจำแนกออกได้เป็น 4 ระบบ คือ ระบบเกี่ยวตัดและลำเลียง ระบบนวดคัดทำความสะอาด ระบบช่วงล่างและขับเคลื่อน และระบบเครื่องยนต์ต้นกำลัง (สาทิส เวณจันทร์, จารุวัฒน์ มงคลชนตรรศ, มานพ คันธามารัตน์ และทรงยศ จันทรมานิตย์, 2548) แนวทางการพัฒนาของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยมักจะมุ่งเน้นให้มีสมรรถนะการทำงานสูง และสามารถทำงานได้ทุกสภาพพื้นที่ จึงส่งผลให้เครื่องเกี่ยวนวดข้าวมีขนาดหน้ากว้างการทำงานและขนาดตัวค่อนข้างใหญ่และมีน้ำหนักมาก การพัฒนาเครื่องเกี่ยวนวดข้าวในทิศทางนี้ส่งผลเสียต่อการปลูกข้าว เช่น ก่อให้เกิดปัญหาโครงสร้างของดินถูกทำลาย (สาทิส และคณะ, 2548; กรมพัฒนาที่ดิน, 2553; R. Kalsirisilp et al., 2009) นอกจากนี้ยังเป็นการเพิ่มต้นทุนและราคาของเครื่องเกี่ยวนวดให้สูงขึ้นอีกด้วย (สันธาร นาควิฒนาภูกุล, ทรงยศ จันทรมานิตย์, วชิรพันธ์ ตันติภูมิอมร และมานพ คันธามารัตน์, 2544) เมื่อเปรียบเทียบเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยกับเครื่องเกี่ยวนวดข้าวจากต่างประเทศพบว่า เครื่องเกี่ยวนวดจากต่างประเทศมีขนาดค่อนข้างเล็ก น้ำหนักเบา และราคาถูก ปัจจัยเหล่านี้เป็นสาเหตุสำคัญที่ทำให้เครื่องเกี่ยวนวดข้าวจากต่างประเทศได้รับความนิยมจากเกษตรกรเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ แม้ว่าเครื่องเกี่ยวนวดข้าวต่างประเทศจะทำงานในสภาพนาหล่มได้อย่างจำกัด ดังนั้นเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยจำเป็นต้องถูกพัฒนาให้มีขนาดที่เหมาะสม เพื่อลดผลกระทบต่อพื้นที่นา ลดต้นทุนการผลิต ตลอดจนเพิ่มศักยภาพในการแข่งขันทั้งในประเทศและการส่งออก

จากการศึกษาปัจจัยต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องกับการผลิตเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยพบว่า การสร้างระบบช่วงล่าง (Undercarriage) เป็นเพียงการนำเอาระบบขับเคลื่อนแบบดินตะขาบของรถแทรกเตอร์ขนาดใหญ่มาปรับใช้ ซึ่งส่งผลให้โครงสร้างมีความแข็งแรงมาก ขนาดค่อนข้างใหญ่ และน้ำหนักมาก โดยทั่วไปเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยมีน้ำหนักประมาณ 7-10 ตัน ระบบช่วงล่างของ

เครื่องเกี่ยวนวดข้าวมีน้ำหนักมากกว่า 30 เปอร์เซ็นต์ของน้ำหนักเครื่อง และต้องใช้กำลังในการขับเคลื่อนสูงประมาณ 35-40 เปอร์เซ็นต์ของระบบเครื่องยนต์ดีเซลกำลัง (Kalsirisilp Roongruang and Gajendra Singh, 2001) ระบบช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยประกอบด้วย โครงช่วงล่าง โช้ ขับ เพื่อโช้ โรลเลอร์ และใบดินตะขาบ โดยโครงช่วงล่างมีน้ำหนักประมาณ 25 เปอร์เซ็นต์ของระบบช่วงล่าง (บริษัท ทะเลทอง แพลคตอรี จำกัด, 2555) ดังนั้นงานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อตรวจสอบความแข็งแรงและปรับปรุงโครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยโดยใช้ทั้งวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ และวิธีการทดสอบแรงกับแบบจำลองการทดลองของโครงช่วงล่าง ซึ่งจะเป็นการช่วยพัฒนาเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยให้มีน้ำหนักลดลง และความแข็งแรงตามหลักการออกแบบเครื่องจักรกลเกษตร

## 1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1.2.1 เพื่อวิเคราะห์และตรวจสอบความแข็งแรงของโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยขนาดพิกัดไม่น้อยกว่า 7 ตัน

1.2.2 เพื่อปรับปรุงโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยให้มีน้ำหนักลดลง และมีความแข็งแรงตามหลักการออกแบบเครื่องจักรกลเกษตร

## 1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1.3.1 การศึกษาใช้ข้อมูลเครื่องเกี่ยวนวดข้าว จากบริษัททะเลทอง แพลคตอรี จำกัด

1.3.2 การสร้างแบบจำลองการทดลอง (Experimental Model) ของโครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยจะอาศัยการวิเคราะห์ทางการจำลองรูป (Similitude Analysis)

1.3.3 แบบจำลองโครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยถูกวิเคราะห์ความแข็งแรงด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์และการทดสอบแรงกระทำต่อแบบจำลองการทดลอง (Loading Test)

1.3.4 แรงที่กระทำกับโครงช่วงล่างถูกวิเคราะห์ภายใต้สภาวะสถิตย์ (Static Analysis)

## 1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 สามารถลดน้ำหนักและเพิ่มความแข็งแรงให้โครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าว

1.4.2 สามารถนำหลักการวิเคราะห์ความแข็งแรงนี้ไปประยุกต์ใช้กับชิ้นส่วนของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวอื่น ๆ ได้



## บทที่ 2

### ปรัทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

#### 2.1 เครื่องเกี่ยวนวดข้าว

เครื่องเกี่ยวนวดข้าว หมายถึง เครื่องจักรที่ใช้เครื่องยนต์สันดาปภายในเป็นต้นกำลังในการขับเคลื่อนและทำงาน (สำนักงานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม, 2540, 2544) เครื่องเกี่ยวนวดข้าวที่ใช้งานกันอยู่ในประเทศไทยพัฒนามาจากเครื่องเกี่ยวนวดเมล็ดพืชของต่างประเทศ โดยการนำเอาเครื่องนวดข้าวแบบไหลตามแกน (Axial Flow Thresher) ที่นิยมใช้งานกันอย่างแพร่หลายในประเทศไทยมาติดตั้งเข้ากับชุดหัวเกี่ยวและล้อไถของเครื่องเกี่ยวนวดจากต่างประเทศ รวมทั้งปรับปรุงระบบการขับเคลื่อนจากเดิมที่ใช้ล้อมาเป็นระบบขับเคลื่อนแบบดินตะขาบ เพื่อให้เหมาะสมกับสภาพดินและลักษณะการเพาะปลูกข้าวในประเทศไทยที่สภาพแปลงมีลักษณะเปียกและและเป็นหล่ม ในขณะที่เครื่องเกี่ยวนวดข้าวจากต่างประเทศถูกออกแบบมีขนาดค่อนข้างเล็ก น้ำหนักเบา และหน้ากว้างการทำงานแคบ อย่างไรก็ตามเครื่องเกี่ยวนวดข้าวทั้งสองแบบต่างมีลักษณะเด่นที่แตกต่างกันหลายประการดังแสดงไว้ในตารางที่ 2.1 และรูปที่ 2.1-2.2

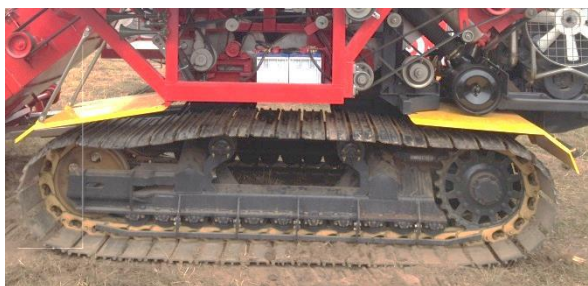


(ก)



(ข)

รูปที่ 2.1 (ก) เครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย (ข) โครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย



(ก) ไทย



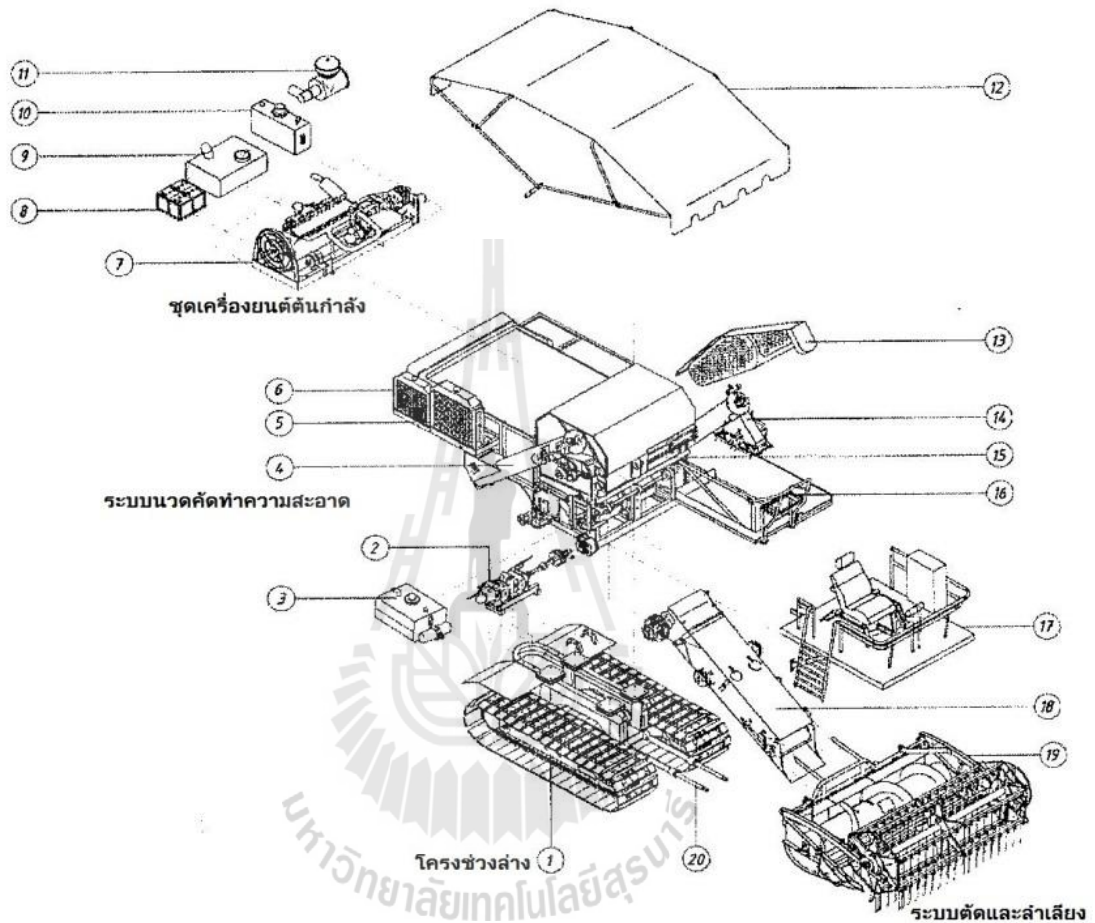
(ข) ต่างประเทศ

รูปที่ 2.2 ระบบช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าว

ตารางที่ 2.1 การเปรียบเทียบลักษณะเด่นของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย และเครื่องเกี่ยวนวดข้าวจากต่างประเทศ

เครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย	เครื่องเกี่ยวนวดข้าวจากต่างประเทศ
<ul style="list-style-type: none"> <li>- มีน้ำหนักวางการทำงานมาก ต้นทุนขนาดใหญ่ ส่งผลให้ประสิทธิภาพการทำงานเชิงพื้นที่และอัตราการนวดเมล็ดข้าวสูงกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับที่ความเร็วการเคลื่อนที่และปริมาณวัสดุที่ไหลผ่านต้นทุนเท่า ๆ กัน</li> <li>- มีถึงพิกขนาดใหญ่สามารถบรรจุข้าวเปลือกได้มากทำให้ไม่เสียเวลาในการขนถ่าย</li> <li>- ระดับความสูงของชุด โครงสร้างที่ติดตั้งบนช่วงล่างค่อนข้างสูง ทำให้สามารถปีนข้ามคันนาและปฏิบัติงานในบางพื้นที่ที่มีน้ำท่วมสูงได้สะดวก</li> <li>- ชิ้นส่วนในระบบช่วงล่าง เช่น แผ่นดินตะขาบสามารถแยกเปลี่ยนเฉพาะส่วนได้เมื่อสึกหรอหรือเสียหาย</li> <li>- สามารถปฏิบัติงานในพื้นที่ที่มีเศษก้อนหิน ดอไม้หรือสิ่งของมีคมได้โดยแผ่นดินตะขาบไม่เสียหาย</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- โครงสร้างมีน้ำหนักเบา ส่งผลให้น้ำหนักหรือแรงกดต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่บนระบบขับเคลื่อนต่ำกว่า ลดปัญหาการเกิดหล่มและชั้นดินดาน รวมทั้งใช้พลังงานในการขับเคลื่อนที่ต่ำกว่า</li> <li>- ตัวเครื่องมีขนาดเล็กสามารถเคลื่อนย้ายหรือขนถ่ายได้สะดวก</li> <li>- ใช้ระบบดินตะขาบแบบยางแทนระบบโซ่ขับเคลื่อน ทำให้สามารถเคลื่อนที่ไปบนผิวทางได้โดยไม่ทำให้เกิดความเสียหายต่อผิวถนนและชุดขับเคลื่อน</li> <li>- ระบบดินตะขาบแบบยางช่วยลดการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นขณะปฏิบัติงานในแปลง</li> </ul>

ระบบกลไกหลักสำคัญของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยสามารถจำแนกออกได้เป็น 4 ระบบ คือ ระบบเกี่ยวตัดและลำเลียง ระบบนวดคัดทำความสะอาด ระบบช่วงล่างและขับเคลื่อน และเครื่องยนต์ต้นกำลัง ดังแสดงในรูปที่ 2.3 (สาทิส และคณะ, 2548)



รูปที่ 2.3 ส่วนประกอบของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวที่ผลิตในประเทศไทย

ระบบเกี่ยวตัดและลำเลียงของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยเป็นแบบล้อไถซึ่งสามารถเก็บเกี่ยวข้าวที่ล้มและมีขนาดความสูงไม่สม่ำเสมอได้ดี มีส่วนประกอบสำคัญ คือ ล้อไถ ชุดใบมีด หนวดกึ่ง กระบะหัวเกี่ยว ชุดเกลียวลำเลียงต้นข้าว และชุดโซ่ลำเลียงต้นข้าวเข้าสู่ระบบนวด ระบบเกี่ยวตัดและลำเลียงมีหน้าที่ตัดต้นข้าวและรวบรวมลำเลียงต้นข้าวที่ตัดแล้วเข้าสู่ระบบนวด ดังรูปที่



รูปที่ 2.4 ระบบเกี่ยวตัดและลำเลียงของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย

ระบบนวดคัดทำความสะอาดของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยเป็นแบบไหลตามแกน ซึ่งจะแตกต่างกับระบบนวดที่ใช้ในเครื่องเกี่ยวนวดข้าวของต่างประเทศที่เป็นระบบแบบไหลตามแนวรอบวง (Tangential Flow) ระบบนวดคัดทำความสะอาดของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยมีส่วนประกอบสำคัญ คือ ลูกนวด ฟันลูกนวด ตะแกรงรอบลูกนวด และครีบกึ่งวงเดือน ระบบนวดคัดทำความสะอาดมีหน้าที่นวดแยกเมล็ดข้าวออกจากฟาง คัดแยกทำความสะอาดข้าวเปลือกจากเศษฟางและฟูนละออง และลำเลียงข้าวเปลือกที่คัดทำความสะอาดแล้วไปยังภาชนะเก็บ ดังรูปที่ 2.5



รูปที่ 2.5 ระบบนวดคัดทำความสะอาดของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย

ระบบช่วงล่างและขับเคลื่อนของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยใช้ระบบขับเคลื่อนแบบไฮดรอสแตติกของรถตีนตะขาบ ซึ่งสามารถปฏิบัติงานในพื้นที่ที่มีเศษก้อนหิน ตอไม้หรือสิ่งของมีคมได้ดี และเมื่อขึ้นส่วนแผ่นดินตะขาบสึกหรอหรือเสียหายก็สามารถแยกเปลี่ยนเฉพาะส่วนได้ ระบบช่วงล่างจะมีระดับค่อนข้างสูง เพื่อให้ปฏิบัติงานได้ดีบนพื้นที่เกษตรของประเทศไทย เพราะต้องปีนข้ามคันนา และปฏิบัติงานในพื้นที่ที่เปียกแฉะและเป็นหล่มได้ ดังรูปที่ 2.6



รูปที่ 2.6 ระบบช่วงล่างและขับเคลื่อนของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย

ระบบเครื่องยนต์ต้นกำลังของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยใช้เครื่องยนต์ดีเซลที่มีขนาดใหญ่ประมาณ 200 แรงม้าเป็นต้นกำลัง เพราะเครื่องเกี่ยวนวดข้าวมีขนาดใหญ่และทำงานหนักต่อเนื่องอยู่ตลอดเวลา ดังรูปที่ 2.7



รูปที่ 2.7 ระบบเครื่องยนต์ต้นกำลังของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย

## 2.2 การอัดตัวแน่นของดิน

### 2.2.1 การอัดตัวแน่นของดิน (Soil Compaction)

การอัดตัวแน่นของดิน หมายถึง การเพิ่มขึ้นของความหนาแน่นของดินและทำให้อุณหภูมิของเม็ดดินเรียงชิดติดกัน หรืออาจกล่าวได้ว่าความพรุนของดินมีค่าลดลง การอัดแน่นของดินสามารถเกิดขึ้นได้ในหลาย ๆ กรณี ได้แก่ ฝนตก แรงดึงภายในของน้ำ หรือแรงอื่น ๆ เนื่องจากการใช้เครื่องจักรกลการเกษตร (อนุตร จำลองกุล, 2551) ในปัจจุบันมีการใช้เครื่องจักรกลการเกษตรขนาดใหญ่ขึ้น เช่น เครื่องเกี่ยวนาข้าวไทย ซึ่งมีขนาดใหญ่และน้ำหนักมาก ก่อให้เกิดแรงกระทำต่อดินสูงขึ้น ชั้นของดินเกิดการอัดตัวแน่น ซึ่งแบ่งได้ดังนี้

- Arable Layer เป็นชั้นดินซึ่งอยู่ส่วนบนสุด จะมีแร่ธาตุอาหารและอินทรีย์วัตถุสูง เหมาะแก่การเพาะปลูก ดินชั้นนี้จะมีสัดส่วนของความชื้นในดิน ช่องว่างอากาศ และส่วนของเนื้อดินที่เหมาะสม อุณหภูมิของเม็ดดินมีการจับตัวกันอย่างหลวม ๆ

- Subsoil Layer เป็นดินชั้นล่างที่มีการอัดตัวแน่น เนื่องจากดินเกิดการเปลี่ยนแปลงส่วนประกอบหรือสัดส่วนของดินขึ้นอย่างไม่เหมาะสม ดินในชั้นนี้จะมีการจับตัวกันอย่างหนาแน่น เกิดเป็นชั้นดินดานขึ้น รากพืชไม่สามารถหยั่งลึกผ่านลงไปได้

ดินชั้นบน (Top Soil)
ชั้นดินดาน (Plow Pan)
ดินชั้นล่าง (Subsoil)

รูปที่ 2.8 ชั้นของดินต่าง ๆ (Mc Kyes, E., 1985)

จากรูปที่ 2.8 ดินชั้นบนสุด (Top Soil) จะเป็นชั้นที่เมล็ดพันธุ์พืชใช้เป็นที่ยึดเกาะดิน ดินชั้นนี้จะมีการจับตัวกันอย่างหลวม ๆ สภาพดินฟ้าอากาศจะมีอิทธิพลต่อชั้นดินมาก การชะล้างเนื่องจากน้ำบนผิวดินจะมีผลต่อการอัดแน่นของดิน โดยเฉพาะอย่างยิ่งการจับตัวแข็งของสารเคมีบริเวณผิวดิน ยิ่งกว่านั้นการใช้เครื่องจักรและเครื่องมือทางการเกษตรจะทำให้หน้าดินเกิดการอัดตัวโดยตรง ซึ่งจะมีผลกระทบต่อการงอกของเมล็ดพันธุ์พืชบริเวณผิวดิน

ในชั้นดินที่มีการเขตรกรรมโดยการใช้เครื่องจักรและเครื่องมือทางการเกษตรจะทำให้ความหนาแน่นมวลรวม (Bulk Density) ของดินในชั้นนี้มีการเปลี่ยนแปลงตลอดเวลา ดังนั้นในการไถพรวนจึงต้องมีการพิจารณาถึงผลกระทบที่มีต่อการอัดตัวแน่นของดิน ซึ่งจะมีผลต่อการ

เจริญเติบโตของพืช การไถพรวนที่ระดับความลึกเดิมอยู่ตลอดเวลาจะทำให้เกิดการอัดตัวแน่นเกิดเป็นชั้นดินดาน (Subsoil) หรืออาจเรียกว่า Plow Pan การชะล้างดินเนื่องจากน้ำภายหลังจากการไถพรวนจะทำให้ดินมีความหนาแน่นเพิ่มขึ้น โดยเฉพาะอย่างยิ่งในดินเหนียวชั้น Plow Pan จะจับตัวกันเป็นก้อนแข็งมาก มีผลต่อการระบายน้ำและการแพร่กระจายของรากพืช

ปริมาตรของดินจะเป็นตัวชี้บอกถึงการอัดตัวแน่นของดิน กรณีดินตะขาคบของเครื่องเกี่ยวพรวนที่กระทำต่อดินจะทำให้ดินเกิดการยุบตัวและขยายตัวออกไปในแนวราบ ดังนั้นการอัดตัวของดินทางการเกษตรที่เกิดขึ้นจะก่อให้เกิดการเปลี่ยนรูปของดินด้วย การอัดตัวแน่นของดินจะมากหรือน้อยเพียงใดนั้นสามารถพิจารณาได้จาก

1) ช่องว่างระหว่างเม็ดดิน (Pore Space, P)

ช่องว่างระหว่างเม็ดดิน หมายถึงส่วนที่เป็นของเหลวหรือแก๊สที่แทรกตัวอยู่ระหว่างเม็ดดิน หาได้จากอัตราส่วนที่คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ ระหว่างปริมาตรของช่องว่างระหว่างเม็ดดินต่อปริมาตรของดินทั้งก้อน

$$P = \frac{\text{ปริมาตรของช่องว่างในดิน (น้ำ+อากาศ)}}{\text{ปริมาตรของดินทั้งก้อน}} \times 100\% \quad 2.1$$

2) อัตราส่วนช่องว่าง (Void Ratio,  $\varepsilon$ )

อัตราส่วนช่องว่างเป็นอัตราส่วนระหว่างปริมาตรของช่องว่างระหว่างเม็ดดินต่อปริมาตรของเม็ดดิน

$$\varepsilon = \frac{\text{ปริมาตรของช่องว่างในดิน}}{\text{ปริมาตรของเม็ดดิน}} \quad 2.2$$

3) น้ำหนักโดยปริมาตรของดินแห้ง (Dry Volume Weight,  $\gamma_d$ )

น้ำหนักโดยปริมาตรของดินแห้ง หมายถึง น้ำหนักเม็ดดิน (ไม่รวมน้ำหนักของน้ำ) ในหนึ่งหน่วยปริมาตร ( $\text{g/cm}^3$ )

$$\gamma_d = \frac{\text{น้ำหนักเม็ดดินในส่วนที่เป็นของแข็ง}}{\text{ปริมาตรทั้งหมดของดิน}} \quad 2.3$$

#### 4) ปริมาตรโดยน้ำหนักมวลรวม (Bulk Weight Volume, BWV)

ปริมาตรโดยน้ำหนักมวลรวม หมายถึง ปริมาตรของดินในหนึ่งหน่วยน้ำหนัก หรือเป็นส่วนกลับของน้ำหนักโดยปริมาตรของดินแห้ง

$$BWV = \frac{1}{\gamma_d} \quad 2.4$$

### 2.2.2 ปัจจัยที่มีผลต่อการบดอัดดิน

1) เนื้อดิน (Soil Textures) หมายถึงสัดส่วนระหว่างอนุภาคของดินทราย ดินเหนียว และดินตะกอน ในดินแต่ละชนิดและในสถานที่ต่างกันจะมีสัดส่วนแตกต่างกันไป โดยเฉพาะอย่างยิ่งสัดส่วนของช่องว่างระหว่างเม็ดดิน (Pore Space) จะขึ้นอยู่กับความสัมพันธ์ของการกระจายตัว และเรียงตัวของอนุภาคเม็ดดิน ดินที่มีอนุภาคเรียงตัวกันอย่างสม่ำเสมอจะมีการกระจายขนาดของอนุภาคที่เท่ากันด้วย สมมติว่าในแต่ละอนุภาคเม็ดดินประกอบด้วยอนุภาคขนาดเล็กจำนวนหนึ่ง ช่องว่างที่เกิดขึ้นระหว่างอนุภาคจะมีค่าเพิ่มขึ้น ส่วนช่องว่างของอากาศก็จะลดลงจนอาจทำให้ดินมีความเป็นเนื้อเดียวกัน (Homogeneous Soil)

ถ้ามีแรงกระทำในลักษณะการคลุกเคล้ากันต่อดิน จะทำให้ดินถูกอัดตัวขึ้น ซึ่งผลดังกล่าวจะขึ้นอยู่กับขนาดและปริมาตรของอนุภาคเม็ดดินที่กระจายตัวกันอยู่ในดิน ในดินทรายจะมีแรงเกาะยึดกันระหว่างอนุภาคเม็ดดินด้วยกัน (Cohesion) มีค่าน้อย การให้ภาระกระทำต่อดินซ้ำหลาย ๆ ครั้ง จะทำให้ดินเกิดการอัดตัวแน่นมากกว่าในดินเหนียว เพราะที่ดินเหนียวมีคุณสมบัติเป็น Elastic ได้มากกว่า จึงมีการคืนตัว (Rebound) ภายหลังจากถูกแรงกระทำ

2) ความชื้นในดิน (Soil Water Content) ความชื้นในดินจะมีผลต่อการอัดตัวแน่นของดิน เนื่องจากแรงกระทำเป็นอย่างมาก การทดสอบการอัดแน่นตัวของดินในดินที่มีความชื้นต่าง ๆ กัน พบว่าในดินที่มีความชื้นสูงจะมีความสามารถในการบดอัดตัวสูงเช่นกัน ดินเมื่อถูกแรงกระทำจะมีผลทำให้ช่องว่างระหว่างเม็ดดินลดลง เมื่อความชื้นดินมีค่าเพิ่มขึ้นจนอิ่มตัวด้วยน้ำ จะทำให้การบดอัดดินไม่เกิดผลใด ๆ เพราะที่ดินมีน้ำมากเกินไปที่จะเก็บไว้ในช่องว่างดินได้

3) อากาศในดิน (Soil Air) การบดอัดดินจะทำให้ช่องว่างในดินลดลง แต่อากาศจะไหลออกไปไม่หมด กรณีดินเหนียวอาจจะยังคงมีปริมาณอากาศเหลืออยู่ประมาณ 5% ดินที่ถูกบดอัดตัวจะทำให้อากาศในดินถูกกดดันด้วย เมื่อเอาภาระที่กระทำออก แรงดันของอากาศก็จะดันกลับคืนสู่สภาวะเดิม ทำให้ดินมีการคืนรูปเดิม (Rebound) ดินที่ใช้ในการทดสอบในห้องปฏิบัติการจะมีสภาพแตกต่างจากความเป็นจริงมาก เพราะตามความเป็นจริงแล้วดินจะมี Soil Body ใหญ่มาก มีการไหลเข้า-ออกของอากาศในดินรอบข้าง ซึ่งจะมีผลต่อการเกิดการอัดแน่นตัวของดินด้วย



4) อินทรีย์วัตถุในดิน (Organic Matter) ดินที่มีอินทรีย์วัตถุมากจะมีความชื้นสูง จะมีความต้านทานต่อการเกิดการบดอัดตัวสูงกว่าดินที่มีอินทรีย์วัตถุน้อย แต่ถ้าในสภาพดินแห้ง ดินที่มีอินทรีย์วัตถุน้อยจะต้านทานต่อการบดอัดได้ดีกว่า

### 2.2.3 การลดการอัดตัวแน่นของดิน

การไถพรวนจะทำให้มีการอัดแน่นตัวของดินใต้ชั้นไถพรวน อันเนื่องมาจาก น้ำหนักของตัวรถแทรกเตอร์และอุปกรณ์ไถกลายเป็นชั้นที่เรียกว่า ชั้นดานไถพรวน (Plow Pan) ซึ่ง จะปิดกั้นการระบายน้ำและอากาศในดิน และการกระจายของรากพืชพืชด้วย โครงสร้างของดินชั้น บนและชั้นล่างที่ไม่ดีจะมีผลให้น้ำตักของดินรับน้ำได้น้อยลง ก่อให้เกิดการไหลบ่า (Run Off) มาก ก่อให้เกิดการกัดกร่อนดินหรือเกิดสภาพน้ำท่วมขัง ดินและเป็นอุปสรรคต่อการทำงาน พืชที่ ปลูกมักมีปัญหาเกี่ยวกับการงอก จึงไม่ควรทำการไถพรวนดินจนเกินความจำเป็น และต้องมีการ ทำลายชั้นดินดานเป็นครั้งคราว การปรับปรุงความร่วนซุยของดินสามารถทำได้ด้วยการส่งเสริม การเกิดเม็ดดิน และหลีกเลี่ยงการกระทำที่ก่อให้เกิดการอัดแน่นตัวของดิน ซึ่งสามารถปฏิบัติได้ ดังนี้ (อนุตร, 2551)

1) หลีกเลี่ยงการใช้เครื่องทุ่นแรงฟาร์มที่มีแรงดันที่พื้นผิวสัมผัสระหว่างล้อยางกับ ดินมาก โดยเฉพาะอย่างยิ่งการวิ่งช้ารอยเคียวในแปลงเพาะปลูก ค่าแรงดันที่ผิวสัมผัสที่เหมาะสม ควรมีค่าต่ำกว่า 70 kPa

2) หลีกเลี่ยงการใช้เครื่องทุ่นแรงฟาร์มในดินที่มีความชื้นสูง เพราะจะทำให้ โครงสร้างของดินถูกทำลาย เนื่องจากเม็ดดินที่มีความชื้นสูงจะมีความแข็งแรงลดลง ดินเหลวหรือเป็น เทือก (Puddled Soil) จะเหมาะสำหรับการปลูกข้าว แต่ไม่เหมาะกับการปลูกพืชไร่ เพราะดินที่ทำ เทือกแล้วเมื่อแห้งจะแข็งตัวเป็นก้อนหรือแท่ง ซึ่งจะมีความแน่นที่มาก รากพืชไม่สามารถกระจาย ตัวได้ดี

3) หลีกเลี่ยงการใช้เครื่องทุ่นแรงฟาร์มที่มีการลื่นไถลมากเกินไปในขณะที่ทำงาน เพราะจะทำให้ความหนาแน่นของดินเปลี่ยนไปถึง 2 เท่า

4) ควรมีการจัดการเกี่ยวกับการเขตรกรรม เพื่อให้ระบบรากพืชมีความแข็งแรง สมบูรณ์ และดินมีอินทรีย์วัตถุเพียงพอต่อการเจริญเติบโตของพืช จากการทดสอบพบว่า พืชที่มีราก ที่แผ่กระจายจะช่วยลดการอัดตัวแน่นของดินได้เป็นอย่างดี และการปลูกพืชหมุนเวียนอย่างต่อเนื่อง จะช่วยเพิ่มปริมาณอินทรีย์วัตถุในดิน

5) การใช้ความดันลมยางที่เหมาะสมจะช่วยทำให้การกระจายน้ำหนักของรถ แทรกเตอร์มีความสม่ำเสมอ อาทิ การใช้ความดันลมยางที่ต่ำจะทำให้การกระจายน้ำหนักได้ดี

6) การลดการไถพรวนไม่เป็นการทำลายโครงสร้างดินและช่องว่างระหว่างเม็ดดิน แต่จะเป็นการช่วยลดการอัดตัวแน่นของดิน ทำให้น้ำและอากาศที่อยู่ในดินเกิดการไหลเวียนได้ดี

7) หลีกเลี่ยงการไถพรวนที่ความลึกเดิมทุก ๆ ปี และใช้เครื่องทุ่นแรงฟาร์มอย่างเหมาะสม

8) การเลือกใช้ขนาดของล้อยางจะมีผลต่อการบดอัดดิน อาทิ ยางหน้าแคบจะทำให้การกระจายน้ำหนักไม่ดี เป็นการสนับสนุนการอัดตัวของดินให้สูงขึ้น และการใช้ล้อยางหน้ากว้าง หรือใช้ล้อคู่จะช่วยทำให้การกระจายน้ำหนักได้ดี

9) ใช้วัสดุคลุมดินตลอดเวลาเท่าที่จะทำได้ ไม่ควรเผาซากพืชในแปลงเพาะปลูก แต่ควรไถกลบเพื่อเพิ่มอินทรีย์วัตถุแก่ดิน การปลูกพืชคลุมดินระหว่างฤดูการปลูกพืชหลัก จะช่วยป้องกันการกระแทกกระทึกของน้ำฝน การปลูกพืชคลุมดินชนิดรากลึกจะช่วยทำลายชั้นดินแน่น และก่อนการปลูกพืชในฤดูถัดไปควรมีการไถกลบพืชคลุมดิน เพื่อเป็นการเพิ่มอินทรีย์วัตถุให้แก่ดิน

10) ใส่ปุ๋ยขาวให้ดินตามความจำเป็นเมื่อดินมีสภาพเป็นกรด หรือมีแนวโน้มที่จะเป็นกรด เนื่องจากปุ๋ยมีผลทำให้ดินจับตัวเป็นเม็ด นอกจากนี้การปรับสภาพกรดให้เป็นกลางยังช่วยส่งเสริมให้จุลินทรีย์เพิ่มกิจกรรมย่อยสลายอินทรีย์สารได้ดียิ่งขึ้น และเกิดสารเชื่อมอนุภาคดินได้ด้วย ถ้าดินเป็นดินเค็มเนื่องมาจากอิทธิพลของเกลือโซเดียม อนุภาคของดินจะกระจายไม่เกาะกลุ่มเป็นเม็ด เราสามารถแก้ไขได้ด้วยการเติมยิปซัม ซึ่งจะช่วยแก้ปัญหาดังกล่าวได้

11) การเตรียมดินที่ถูกต้อง อาทิ การไถพรวนดิน การพรวนดิน จะช่วยลดการอัดตัวแน่นของดินได้ และเมื่อเกิดชั้นดินดานขึ้น การใช้ไถดินดาน (Subsoiler) เพื่อทำลายชั้นดินดานจะเป็นการปรับสภาพของดินให้ดีขึ้นได้

## 2.3 การออกแบบเครื่องจักรกลเกษตร

### 2.3.1 การจำลองรูป (Similitude)

การจำลองรูปเป็นแนวคิดที่สามารถนำไปปรับใช้ในการทดสอบแบบจำลองทางวิศวกรรม ซึ่งแบบจำลองมีความคล้ายคลึงทางเรขาคณิต ทางจลนศาสตร์ (Kinematics) และทางพลศาสตร์กับต้นแบบจริง โดยอาศัยหลักการศึกษาดังต่อไปนี้

#### 1) การวิเคราะห์เชิงมิติ (Dimensional Analysis)

การวิเคราะห์เชิงมิติ เป็นวิธีการทางคณิตศาสตร์ ใช้ในการศึกษามิติของปริมาณต่าง ๆ โดยอาศัยหลักการที่ว่า “สมการใด ๆ ที่มีความสัมพันธ์กันทางกายภาพ ปริมาณต่าง ๆ จะต้องมิตีเท่ากันทั้ง 2 ข้าง” ปริมาณทางกายภาพมี 2 ระบบใหญ่ ๆ คือ 1. ระบบมวล ความยาว เวลา และ อุณหภูมิ 2. ระบบแรง ความยาว เวลาและอุณหภูมิ ดังแสดงในตารางที่ 2.2

ตารางที่ 2.2 มิติของปริมาณต่าง ๆ

	ระบบมวล	ระบบแรง
กำลัง Power	$[ML^2T^{-3}]$	$[FLT^{-1}]$
ความดัน Pressure	$[ML^{-1}T^{-2}]$	$[FL^{-2}]$
ความเครียด Strain	[1]	[1]
ความเค้น Stress	$[ML^{-1}T^{-2}]$	$[FL^{-2}]$
ความเร็ว Velocity	$[LT^{-1}]$	$[LT^{-1}]$
ความเร็วเชิงมุม Angular Velocity	$[T^{-1}]$	$[T^{-1}]$
ความเร่ง Acceleration	$[LT^{-2}]$	$[LT^{-2}]$
ความเร่งเชิงมุม Angular Acceleration	$[T^{-2}]$	$[T^{-2}]$
ความยาว Length	[L]	[L]
ความหนาแน่น Density	$[ML^{-3}]$	$[FL^{-4}T^2]$
งาน Work	$[ML^2T^{-2}]$	[FL]
น้ำหนักจำเพาะ Specific Weight	$[ML^2T^{-2}]$	$[FL^{-3}]$
พลังงาน Energy	$[ML^2T^{-2}]$	[FL]
มวล Mass	[M]	$[FL^{-1}T^2]$
มุม Angle	[1]	[1]
โมดูลัสความยืดหยุ่น Modulus of Elasticity	$[ML^{-1}T^{-2}]$	$[FL^{-2}]$
โมเมนตัม Momentum	$[MLT^{-1}]$	[FT]
โมเมนต์ของแรง Moment of a Force	$[ML^2T^{-2}]$	[FL]
โมเมนต์ความเฉื่อยของพื้นที่ Moment of Inertia of an Area	$[L^4]$	$[L^4]$
โมเมนต์ความเฉื่อยของมวล Moment of Inertia of a Mass	$[ML^2]$	$[FLT^2]$
แรง Force	$[MLT^{-2}]$	[F]
แรงตึงผิว Surface Tension	$[MT^{-2}]$	$[FL^{-1}]$
เวลา Time	[T]	[T]
สัมประสิทธิ์ความหนืดเชิงจลน์ Kinematic Coefficient of Viscosity	$[L^2T^{-1}]$	$[L^2T^{-1}]$
สัมประสิทธิ์ความหนืดเชิงพลวัต Dynamic Coefficient of Viscosity	$[ML^{-1}T^{-1}]$	$[FL^{-2}T]$
อัตราส่วนปัวซอง Poisson's Ratio	[1]	[1]
อุณหภูมิ Temperature	[ $\theta$ ]	[ $\theta$ ]

## 2) ทฤษฎีพายของบัคกิงแฮม (Buckingham Pi Theory)

จำนวนของปริมาณไร้มิติอิสระที่ต้องการใช้แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรต่าง ๆ ในปรากฏการณ์ใด ๆ จะเท่ากับจำนวนของตัวแปรที่เกี่ยวข้องลบด้วยจำนวนมิติที่ใช้ในตัวแปรเหล่านั้น ปริมาณไร้มิติอาจเป็นตัวแปร 1 ตัว หรือกลุ่มของตัวแปรหลาย ๆ ตัวก็ได้

ถ้าให้  $\pi$  = จำนวนของปริมาณไร้มิติอิสระใด ๆ

$X$  = จำนวนตัวแปรที่มีในระบบทั้งหมด

$Y$  = จำนวนมิติของระบบ

$\pi = X - Y$

## 3) ทฤษฎีของแบบจำลอง

แบบจำลอง (Model) คือ ตัวแทนที่สร้างขึ้นเพื่อใช้พยากรณ์พฤติกรรมของระบบต้นแบบ (Prototype) โดยสร้างขึ้นจากองค์ประกอบต่าง ๆ ที่สัมพันธ์กันของระบบนั้น ๆ วัตถุประสงค์ของการสร้างแบบจำลองเพื่อศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรต่าง ๆ ของระบบต้นแบบ เฉพาะอย่างใดอย่างหนึ่งหรือภายในช่วงแคบ ๆ ของตัวแปรที่มีความสำคัญสูงต่อระบบ

แบบจำลองแบ่งออกเป็น 3 ชนิด ดังนี้ 1. แบบจำลองตามส่วน (True Model) คือ แบบจำลองที่สามารถทำตามข้อกำหนดในสถานะการออกแบบได้ทุกข้อ อาจจะเล็กกว่าหรือใหญ่กว่าก็ได้ 2. แบบจำลองผิดส่วน (Distorted Model) คือแบบจำลองที่มีการตัดแปลงข้อกำหนดในสถานะการออกแบบบางข้อ หรือทุกข้อ ทำให้ต้องมีการปรับค่าสมการพยากรณ์ต้นแบบเพิ่มเติม และ 3. แบบจำลองไม่เหมือนจริง (Dissimilar Model) คือแบบจำลองที่มีระบบทางกายภาพต่างกันโดยสิ้นเชิง แต่ยังมีพฤติกรรมเหมือนกัน (มีสมการทางคณิตศาสตร์เหมือนกัน)

แบบจำลองทางกายภาพปกติจะใช้มาตราส่วนความยาว (Length Scale) เป็นค่าเปรียบเทียบสัดส่วนของมิติความยาวระหว่างต้นแบบและแบบจำลอง ซึ่งแบบจำลองตามส่วนจะใช้มาตราส่วนความยาวเพียงค่าเดียว แต่แบบจำลองผิดส่วนจะใช้มาตราส่วนความยาวหลายค่า นอกจากนี้แบบจำลองที่สร้างขึ้น อาจใช้มาตราส่วนชนิดอื่น ๆ ประกอบด้วย เช่น มาตราส่วนแรง (Force Scale) มาตราส่วนวัสดุ (Material Scale) และมาตราส่วนเวลา (Time Scale)

## 4) แบบจำลองทางโครงสร้าง

แบบจำลองทางโครงสร้าง โดยปกติถูกทำขึ้นเพื่อใช้ทดสอบพฤติกรรมการรับแรง ที่มีผลต่อการเปลี่ยนรูปทรง 3 ชนิด คือ การยืด-หดตัว การแตกหัก และการโค้งงอ โดยปรากฏการณ์ดังกล่าวจะวัดในรูปของการผิดรูป (Distortion) และความเค้น (Stress) ซึ่งจะมีค่ามากหรือน้อย ขึ้นอยู่กับปัจจัย 3 ประการ ดังนี้

- แรง แบ่งออกเป็น แรงกระทำ และแรงปฏิกิริยา ซึ่งทั้ง 2 ประเภท ยังแบ่งออกเป็น 4 ชนิดตามการเกิด คือ แรงในแนวแกน (Tension and Compression) แรงเฉือน (Shear) แรงบิด (Torsion) และแรงดัด (Bending)

- สัดส่วน แบ่งออกเป็นขนาดของหน้าตัด (กว้าง x ยาว x สูง หรืออาจกำหนดในรูปแบบของค่า Moment of Inertia, I หรือค่า Polar Moment of Inertia, J) ขนาดความยาวของชิ้นส่วน และรูปทรง

- สมบัติของวัสดุ แบ่งออกตามลักษณะของแรง คือ Modulus of Elasticity, E ใช้สำหรับแรงแนวแกนและแรงดัด Modulus of Rigidity, G ใช้สำหรับแรงเฉือนและแรงบิด

บางครั้งอาจใช้ Poisson ratio,  $\nu$  แทน Modulus ค่าใดค่าหนึ่ง เพราะในการใช้งานไม่จำเป็นต้องใช้พร้อมกันทั้ง 3 ตัว (E,G, $\nu$ ) เนื่องจากมีความสัมพันธ์กันดังสมการ 2.5

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad 2.5$$

นอกจากนี้ถ้าทำงานอยู่ในช่วง Proportional Limit จะทำให้การวิเคราะห์ระบบง่ายยิ่งขึ้น โดยอาจแทนที่ปัจจัยด้านสัดส่วนด้วย Moment of Inertia แทนที่จะใช้ค่าขนาดของหน้าตัดโดยตรง ทำให้ต้นแบบและแบบจำลองไม่จำเป็นต้องมีหน้าตัดรูปทรงเดียวกัน แต่อาจใช้หน้าตัดที่ให้ค่า Moment of Inertia เหมือนกันได้

#### 5) แบบจำลองจากความคล้ายคลึง

การสร้างแบบจำลองจากความคล้ายคลึง (Model Design from Similitude) ความคล้ายคลึงกัน แบ่งได้เป็น 3 ประเภท คือ 1. ความคล้ายคลึงทางรูปทรง (Geometric Similarity) 2. ความคล้ายคลึงทางจลนศาสตร์ (Kinematic Similarity) และ 3. ความคล้ายคลึงทางพลศาสตร์ (Dynamic Similarity)

ความคล้ายคลึงทางรูปทรง แบบจำลองจะมีความคล้ายคลึงทางรูปทรงกับต้นแบบ เมื่อพิจารณาเฉพาะอัตราส่วนมิติเชิงเส้น (Linear Dimension) หรือเรียกอีกชื่อหนึ่งว่า มาตรฐานความยาว (Length Scale) เท่านั้น ถ้ามาตรฐานความยาวเท่ากันตลอดทุกสัดส่วน เราเรียก “แบบจำลองตามส่วน” ถ้ามาตรฐานความยาวไม่เท่ากันในแต่ละสัดส่วน เราเรียก “แบบจำลองผิดส่วน”

ความคล้ายคลึงทางจลนศาสตร์ หมายถึง ความคล้ายคลึงด้านการเคลื่อนที่ระหว่างแบบจำลองกับต้นแบบ ซึ่งมาตรฐานที่ใช้อาจประกอบด้วย 3 ชนิด คือ มาตรฐานความเร็ว มาตรฐานความเร่ง และมาตรฐานเวลา

ความคล้ายคลึงทางพลศาสตร์ หมายถึง ความคล้ายคลึงทางด้านแรงที่กระทำ กับวัตถุ มาตรการส่วนที่ใช้ ได้แก่ มาตรการส่วนแรง วิธีนี้เริ่มต้นจากสมมูลของแรง แล้วจึงพิจารณาต่อว่า ระบบของแรงนั้นประกอบด้วยปริมาณพื้นฐานอะไรบ้าง จากนั้นจึงเทียบอัตราส่วนแรง เพื่อให้ สมการแรงเป็นสมการไร้มิติ ซึ่งจะทำได้ Exact Function ของปริมาณไร้มิติ แล้วนำไปออกแบบ แบบจำลองต่อไป (กระวี ตรีอักษร, 2554)

### 2.3.2 ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (Finite Element Method)

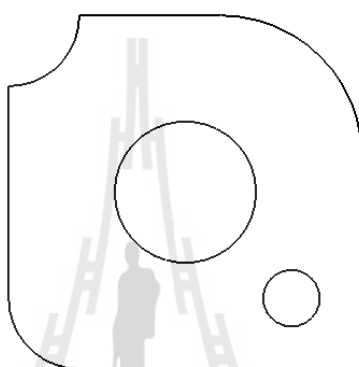
ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เป็นระเบียบวิธีเชิงตัวเลข (Numerical Method) วิธี หนึ่งที่ใช้สำหรับหาคำตอบโดยประมาณของสมการอนุพันธ์และสมการปริพันธ์ที่ทราบขอบเขต หลักการของระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์จะแบ่งโดเมนหลักออกเป็นโดเมนย่อย (Element) โดยแต่ละเอลิเมนต์จะประกอบไปด้วย Node ที่เชื่อมต่อกันระหว่างเอลิเมนต์ โดยแต่ละเอลิเมนต์อาจมี ขนาดและรูปร่างไม่เหมือนกัน

ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ได้รับการพัฒนาและเป็นที่นิยมใช้กันมากในปัจจุบัน เพราะสามารถประยุกต์เพื่อแก้ปัญหาต่าง ๆ ที่มีรูปร่างที่ซับซ้อนได้ ซึ่งปัญหาในงานวิศวกรรมส่วนใหญ่ที่ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์นี้ได้ถูกนำไปใช้กันมากคือ การวิเคราะห์ปัญหาทางด้านกลศาสตร์ ของแข็ง เช่น การวิเคราะห์การเปลี่ยนรูปร่างและความเค้นของชิ้นส่วนเครื่องจักรกล การคำนวณ ความแข็งแรงของโครงสร้าง รถยนต์ และเฟืองเกียร์ เป็นต้น (ปราโมทย์ เดชะอำไพ, 2539, 2547; ปราโมทย์ เดชะอำไพ, วิโรจน์ ลิ้มตระการ, เสฏฐวรราช สุจริตภวัตสกุล และยศกร ประทุมวัลย์, 2553; Segerlind, Larry J., 1937) กระบวนการวิเคราะห์ปัญหาใด ๆ โดยทั่วไปด้วยระเบียบวิธีไฟ ไนต์เอลิเมนต์ไม่ว่าจะทำด้วยมือหรือใช้ซอฟต์แวร์สำเร็จรูปก็ตาม ประกอบด้วย 5 ขั้นตอนหลัก ๆ ดังนี้

1) การแบ่งโดเมนของปัญหาออกเป็นเอลิเมนต์ย่อย ๆ ยกตัวอย่างเช่น หาก ต้องการวิเคราะห์การเสียรูปของแผ่นเหล็กจากแรงดึง ซึ่งในขั้นตอนแรกจำเป็นต้องแบ่งแผ่นเหล็ก ออกเป็นเอลิเมนต์ย่อย ๆ (Discretization) หรือหากต้องการวิเคราะห์ลักษณะการไหลของน้ำในท่อ จำเป็นต้องแบ่งโดเมนซึ่งเป็นน้ำนั้นออกเป็นเอลิเมนต์ย่อย ๆ ก่อน กระบวนการขั้นตอนแรกนี้ โดย ปกติจะใช้เวลามากในทางปฏิบัติ เพราะจำเป็นต้องสร้างรูปร่างของปัญหา (Geometry) อย่างถูกต้อง ขึ้นมาก่อน รูปร่างของปัญหาอาจประกอบด้วยส่วนเว้าส่วนโค้งที่มีความซับซ้อนดังนั้นการ ประดิษฐ์กราฟิกส์ซอฟต์แวร์ในส่วนนี้ขึ้นมาด้วยตนเองจึงจำเป็นต้องอาศัยความรู้อันประกอบไป ด้วยประสบการณ์ทางด้านนี้เป็นอย่างมาก

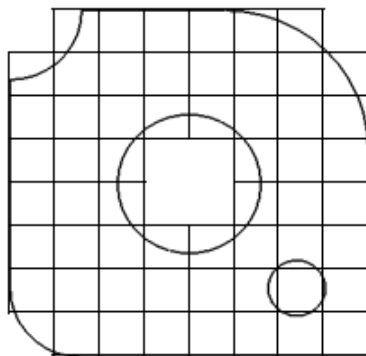
2) การเลือกใช้ชนิดของเอลิเมนต์ ซึ่งเอลิเมนต์ย่อยที่แบ่งบนแผ่นเหล็กนั้นอาจ เป็นเอลิเมนต์ในรูปแบบของสามเหลี่ยมหรือสี่เหลี่ยมด้านไม่เท่าก็ได้ ถ้าแบ่งเป็นเอลิเมนต์ สามเหลี่ยมตัวไม่รู้ค่า (Unknowns) จะอยู่ที่มุมทั้งสามของสามเหลี่ยมนั้น ซึ่งเรียกกันว่าจุดต่อ

(Nodes) การเลือกใช้ชนิดของเอลิเมนต์จะสอดคล้องกับลักษณะการกระจายของตัวไม่รู้ค่าที่ได้ สมมติขึ้นบนเอลิเมนต์นั้น ๆ เช่น หากเลือกใช้เอลิเมนต์สามเหลี่ยมแบบสามจุดต่อที่มุมทั้งสามแล้ว ลักษณะการกระจายของตัวไม่รู้ค่าบนเอลิเมนต์นั้นจะถูกสมมติให้อยู่ในรูปแบบของแผ่นเรียบ (Flat Plane) เป็นต้น แต่หากเลือกใช้เอลิเมนต์แบบสี่จุดต่อที่มุมทั้งสี่ ลักษณะการกระจายของตัวไม่รู้ค่า บนเอลิเมนต์สี่เหลี่ยมนี้อาจไม่เรียบแต่โค้งไปโค้งมาได้ ดังนั้นการเลือกใช้เอลิเมนต์ชนิดต่าง ๆ กัน จึงมีผลโดยตรงกับผลลัพธ์ที่จะคำนวณได้

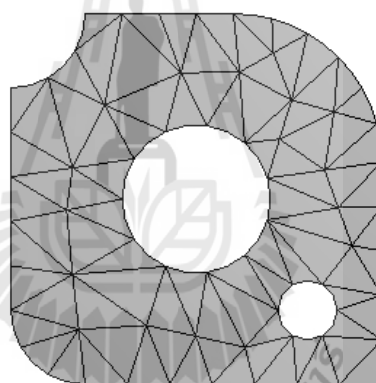


รูปที่ 2.9 ลักษณะแผ่นโลหะที่มีรูปร่างซับซ้อน

ดังแผ่นโลหะชนิดหนึ่งตามรูปที่ 2.9 ซึ่งเป็นแผ่นโลหะที่ประกอบด้วยขอบ โค้ง ขอบตรง รวมทั้งรูกลมที่มีขนาดต่างกัน เมื่อวิเคราะห์หาการกระจายของความเค้น (Stress Distribution) โดยวิธีการผลต่างสี่เหลี่ยม (Finite Difference Method) แบ่งแผ่นโลหะออกเป็นช่อง ตารางสี่เหลี่ยมดังรูปที่ 2.10 จะเห็นว่าตารางสี่เหลี่ยมไม่สามารถจำลองรูปร่างลักษณะที่แท้จริงของ แผ่นโลหะได้ และหากใช้ขนาดตารางสี่เหลี่ยมที่มีขนาดเล็กลง ซึ่งหมายถึงการเพิ่มจำนวนตาราง มากขึ้นก็สามารถจำลองรูปร่างลักษณะดั้งเดิมได้มากยิ่งขึ้น แต่จำนวนจุดต่อก็เพิ่มขึ้นตามไปด้วย ซึ่ง จะส่งผลให้ใช้เวลาเพิ่มขึ้นตามไปด้วย ดังนั้นวิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์ จึงนิยมแก้ปัญหาที่มีรูปร่าง ซับซ้อน โดยทำการแบ่งแผ่นโลหะดังรูปที่ 2.11 ที่มีการแบ่งเอลิเมนต์ในลักษณะของสามเหลี่ยม และสี่เหลี่ยมด้านไม่เท่า ซึ่งการแบ่งเอลิเมนต์ในลักษณะนี้สามารถจำลองรูปร่าง ลักษณะดั้งเดิมของ แผ่นโลหะได้ดีกว่า ซึ่งส่งผลให้ผลเฉลยจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มีค่าใกล้เคียงของจริงมาก ที่สุด



รูปที่ 2.10 การแบ่งเอลิเมนต์แบบสี่เหลี่ยม



รูปที่ 2.11 การแบ่งเอลิเมนต์แบบสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมด้านไม่เท่า

3) การประดิษฐ์สมการไฟไนต์เอลิเมนต์ สมการเชิงอนุพันธ์ที่สอดคล้องกับปัญหาที่สนใจอยู่นั้นจะถูกเปลี่ยนไปเป็นสมการทางพีชคณิตที่เรียกกันว่า สมการไฟไนต์เอลิเมนต์ (Finite Element Equations) สมการไฟไนต์เอลิเมนต์นี้จะถูกสร้างขึ้นสำหรับแต่ละเอลิเมนต์ เนื่องจากเอลิเมนต์ต่างมีขนาดไม่เท่ากัน กระบวนการประดิษฐ์สมการไฟไนต์เอลิเมนต์จากสมการเชิงอนุพันธ์นี้เองเป็นหัวใจของการศึกษาไฟไนต์เอลิเมนต์ โดยทั่วไปจึงเน้นอธิบายเพื่อทำความเข้าใจในกระบวนการนี้ เพราะหากผู้ศึกษาเกิดความเข้าใจแล้วก็สามารถประยุกต์ใช้วิธีการทำนองเดียวกันนี้ในการแก้ปัญหาคณิตศาสตร์อื่น ๆ ได้



4) การรวมสมการไฟไนต์เอลิเมนต์เข้าด้วยกันแล้วแก้ระบบสมการใหญ่ สมการไฟไนต์เอลิเมนต์ที่อยู่ในรูปแบบของสมการทางพีชคณิตซึ่งได้ประดิษฐ์ขึ้นสำหรับแต่ละเอลิเมนต์ในขั้นตอนที่แล้วจำเป็นต้องนำมารวมกันอย่างถูกต้องและมีหลักการเปรียบเสมือนการนำชิ้นตัวต่อ (Jigsaw Puzzle) มาต่อเข้ากันอย่างถูกต้องและเหมาะสม จึงจะเกิดเป็นรูปภาพใหญ่ที่สมบูรณ์ขึ้นได้ การประกอบสมการไฟไนต์เอลิเมนต์แต่ละสมการเข้าด้วยกัน (Assembly of Element Equations) จะก่อให้เกิดระบบสมการขนาดใหญ่ จากนั้นจึงประยุกต์เงื่อนไขขอบเขต (Boundary Conditions) ของปัญหานั้น ๆ ก่อนแก้ระบบสมการชุดนั้น เพื่อหาผลลัพธ์ที่จุดต่อซึ่งผลลัพธ์ที่จุดต่อเหล่านี้อาจแทนค่าอุณหภูมิ หากวิเคราะห์ปัญหาการถ่ายเทความร้อน หรือแทนค่าการเคลื่อนตัวหากวิเคราะห์ปัญหาด้านการเสียดรูป และความเค้น เป็นต้น

5) การคำนวณหาค่าอื่น ๆ ที่เหลือจากนั้นจึงเป็นการหาค่าอื่น ๆ ที่ผู้ใช้ต้องการทราบเพื่อจะทำให้ปัญหานั้นได้รับการวิเคราะห์โดยสมบูรณ์ เช่น เมื่อทราบอุณหภูมิตามตำแหน่งต่าง ๆ แล้วก็สามารถคำนวณหาปริมาณพลังความร้อนที่ไหลผ่านได้ หรือเมื่อทราบค่าของการเคลื่อนตัวแล้วก็สามารถคำนวณหาค่าความเค้นได้เช่นกัน เป็นต้น

กระบวนการแก้ปัญหาคด้วยไฟไนต์เอลิเมนต์ซอฟต์แวร์ประกอบด้วย 3 ขั้นตอน ดังนี้

1) กระบวนการขั้นต้น (Pre-Processor) การสร้างรูปแบบไฟไนต์เอลิเมนต์จากรูปร่างลักษณะที่แท้จริงของปัญหา จากนั้นประยุกต์เงื่อนไขขอบเขตก่อนวิเคราะห์ การสร้างรูปแบบไฟไนต์เอลิเมนต์อันประกอบด้วยเอลิเมนต์เป็นจำนวนมากบนรูปร่างลักษณะของปัญหาที่กำหนดมาให้นั้นตามปกติจะใช้เวลานาน โดยเฉพาะอย่างยิ่งหากรูปร่างของปัญหามีความซับซ้อน ผู้สร้างรูปร่างบนหน้าจอคอมพิวเตอร์ควรมีประสบการณ์ในการใช้ซอฟต์แวร์นั้น ๆ มาสักระยะหนึ่งจึงสามารถสร้างรูปแบบที่กำหนดให้ได้อย่างถูกต้องและมีประสิทธิภาพได้ เริ่มตั้งแต่สร้างจุด เส้นตรง เส้นโค้งต่าง ๆ รวมทั้งพื้นผิว โดยข้อมูลของจุด เส้นตรง เส้นโค้ง และพื้นผิวเหล่านี้จะถูกเก็บในรูปแบบของสมการทางเรขาคณิตในหน่วยความจำบนเครื่องคอมพิวเตอร์นั้น เพื่อผู้ใช้สามารถสร้างเอลิเมนต์ทั้งขนาดและจำนวนต่าง ๆ กันได้โดยรูปแบบของไฟไนต์เอลิเมนต์ที่เกิดขึ้นยังเสมือนรูปร่างต้นแบบของจริงมากที่สุด รูปแบบของไฟไนต์เอลิเมนต์นี้ยังประกอบไปด้วยหมายเลขของจุดต่อ เอลิเมนต์และข้อมูลอื่น ๆ หลังจากการสร้างรูปแบบไฟไนต์เอลิเมนต์ได้เสร็จสิ้นลงแล้ว ผู้ใช้ต้องกำหนดเงื่อนไขขอบเขตอันอาจประกอบไปด้วย การกำหนดค่าให้กับบางจุดต่อของรูปแบบไฟไนต์เอลิเมนต์ให้เหมือนหรือใกล้เคียงกับของจริงให้มากที่สุด

2) กระบวนการวิเคราะห์ข้อมูลต่าง ๆ ของรูปแบบไฟไนต์เอลิเมนต์ที่สร้างขึ้น และเงื่อนไขขอบเขตที่กำหนดไว้ในขั้นตอนแรก จะถูกส่งเข้าสู่กระบวนการวิเคราะห์ (Analysis) ด้วยไฟไนต์เอลิเมนต์โปรแกรมคอมพิวเตอร์ซึ่งฝังตัวอยู่แล้วในซอฟต์แวร์ โดยไฟไนต์เอลิเมนต์โปรแกรมคอมพิวเตอร์จะสร้างสมการไฟไนต์เอลิเมนต์ที่มีการสอดคล้องกับปัญหานั้นสำหรับใน

ทุก ๆ เอลิเมนต์ ก่อนที่จะนำมาประกอบกันเข้าขึ้นเป็นระบบสมการรวมขนาดใหญ่แล้วจึงประยุกต์เงื่อนไขขอบเขตที่กำหนดให้ จากนั้นจึงแก้ระบบสมการรวมขนาดใหญ่ขึ้น โดยเวลาที่ใช้ในการคำนวณจะขึ้นอยู่กับจำนวนเอลิเมนต์ทั้งหมดซึ่งผู้ใช้ได้สร้างขึ้น และขนาดของระบบสมการรวมขนาดใหญ่ที่เกิดขึ้น หากสมการเชิงอนุพันธ์ของปัญหานั้นอยู่ในรูปแบบเชิงเส้น (Linear Partial Differential Equations) ระบบสมการรวมนี้จะถูกแก้เพียงครั้งเดียว ทำให้เวลาที่ใช้ในการคำนวณนั้นไม่มากนัก แต่หากสมการเชิงอนุพันธ์ของปัญหานั้นอยู่ในรูปแบบไม่เชิงเส้น (Nonlinear) ระบบสมการรวมนี้จะถูกแก้ด้วยการวนซ้ำ (Iteration) หลายรอบทำให้เวลาที่ใช้ในการคำนวณนั้นนานมากขึ้น โดยเฉพาะหากรูปแบบไฟไนต์เอลิเมนต์ประกอบด้วยเอลิเมนต์เป็นจำนวนมาก ดังนั้นหากผู้ใช้ซอฟต์แวร์สำเร็จรูปมีความเข้าใจถึงองค์ความรู้พื้นฐานภายในระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์บ้างก็จะช่วยในการตัดสินใจสิ่งต่าง ๆ ก่อนทำการวิเคราะห์ได้เป็นอย่างดี ซึ่งจะสามารถท่นเวลาในการคำนวณลงไปได้มากทีเดียว

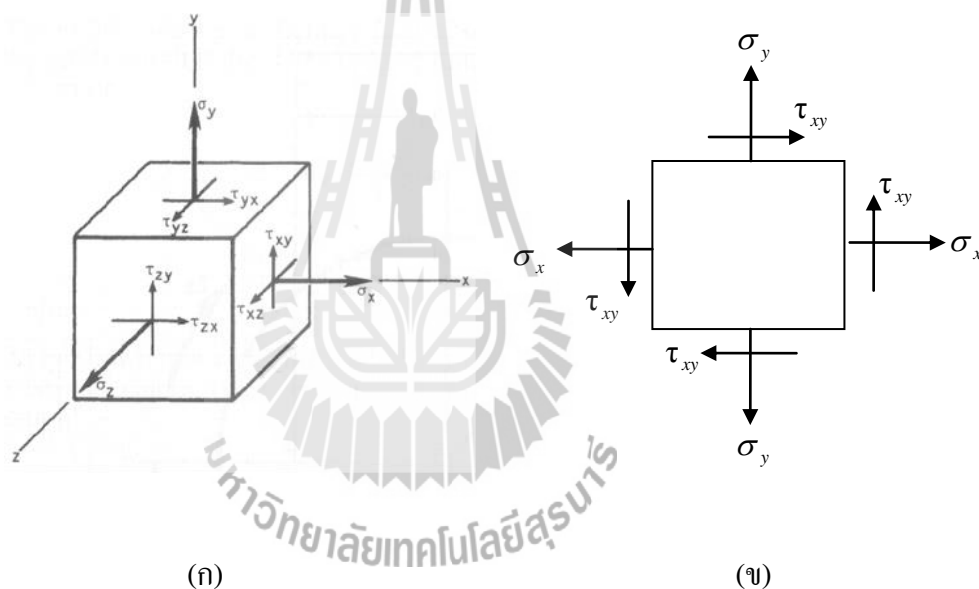
3) กระบวนการขึ้นท่าย ผลลัพธ์ที่เกิดขึ้นจากการวิเคราะห์ในขั้นตอนที่แล้วจะประกอบด้วยตัวเลขเป็นจำนวนมาก ซึ่งจำเป็นต้องใช้คอมพิวเตอร์กราฟิกส์ (Computer Graphics) โดยเฉพาะกราฟิกส์ เพื่อแสดงตัวเลขจำนวนมากเหล่านี้ออกมาบนหน้าจอคอมพิวเตอร์ ทำให้ผู้ใช้เข้าใจปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นได้อย่างรวดเร็ว กระบวนการขึ้นท่าย (Post-Processor) นี้จึงมีความจำเป็นอย่างยิ่ง ซึ่งรูปแบบของการแสดงผลนั้นมีหลายชนิด นับตั้งแต่การแสดงด้วยแถบชั้นสี (Fringe Plot) การแสดงด้วยเส้นชั้นสี (Contour Lines) และการแสดงด้วยเวกเตอร์ (Vector Plot) เป็นต้น ทั้งบนรูปทรงดั้งเดิมหรือบนรูปทรงที่เล็กรูปไปแล้ว ดังนั้นความเข้าใจในผลลัพธ์อันเป็นผลจากรูปทรงที่ได้ออกแบบไปบนหน้าจอคอมพิวเตอร์ได้โดยตรงอย่างรวดเร็วจะทำให้ผู้ออกแบบเข้าใจในปัญหานั้นได้อย่างลึกซึ้งมากยิ่งขึ้น และอาจก่อให้เกิดแนวคิดในการปรับเปลี่ยนรูปทรงนั้นเพื่อก่อให้เกิดผลลัพธ์ที่ดียิ่งขึ้นไปอีก กระบวนการดังกล่าวนี้เองที่ช่วยลดเวลาในการออกแบบผลิตภัณฑ์ใหม่ ๆ ลงไปได้มากในปัจจุบัน และสามารถหลีกเลี่ยงการลองผิดลองถูกที่เคยใช้กันในอดีตไปจนเกือบสิ้นเชิง (อุษาวดี อองอาจวุฒิชัย, 2553)

### 2.3.3 ความเค้นผสมในระบบสองมิติ

ชิ้นส่วนเครื่องจักรกลทั่วไปมีรูปทรงเป็น 3 มิติ ดังนั้นความเค้นที่เกิดขึ้นบนชิ้นส่วนก็เป็นแบบ 3 มิติ ด้วย เนื่องจากรูปร่างของชิ้นส่วนจะมีความยาวด้านหนึ่งน้อยกว่าอีกสองด้านมาก และความเค้นที่เกิดขึ้นในทิศทางด้านนั้นก็มักจะมีย่านน้อยกว่าในอีกสองทิศทางด้วย ดังนั้นจึงสามารถสมมติให้ปัญหาทางวิศวกรรมส่วนใหญ่เป็นระบบความเค้นแบบ 2 มิติ ได้ รูปที่ 2.12 แสดงสถานะของความเค้นที่จุดใดจุดหนึ่งบนชิ้นส่วนเครื่องจักรกลซึ่งสามารถดูได้จาก 3 มิติ เหลือ 2 มิติ ได้  $\sigma_x, \sigma_y$  คือ ความเค้นตั้งฉากซึ่งมีค่าเป็นบวก  $\tau_{xy}, \tau_{yx}$  คือ ความเค้นเฉือนซึ่งมีค่าเป็นบวกเช่นกัน เมื่อชิ้นส่วนนี้อยู่ในสภาวะสมดุล ดังนั้น  $\tau_{xy} = \tau_{yx}$  (พยุงศักดิ์ จุลยุเสณ, 2552)

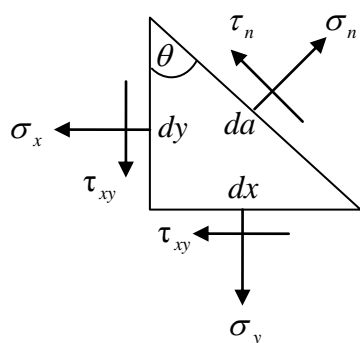
ในการออกแบบเครื่องจักรกล จะใช้ค่าความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นบนชิ้นส่วน คำนวณหาขนาดของชิ้นส่วนนั้น ๆ เนื่องจากค่าความเค้นตั้งฉาก  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  และค่าความเค้นเฉือน  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{yx}$  ยังไม่ใช่ค่าความเค้นสูงสุดบนชิ้นส่วน ดังนั้น จึงจำเป็นต้องหาวิธีที่จะต้องหาค่าความเค้นสูงสุดบนชิ้นส่วน โดยค่าความเค้นสูงสุดนี้สามารถแสดงให้อยู่ในเทอมของค่าความเค้นตั้งฉากและความเค้นเฉือนได้ แต่ไม่สามารถหาได้โดยวิธีการบวกความเค้นเหล่านี้กันโดยตรง

พิจารณาความเค้นบนระนาบ 2 มิติ บนชิ้นส่วนเล็ก ๆ รูปสี่เหลี่ยมในรูปที่ 2.12(ข) ถ้าตัดชิ้นส่วนนี้ด้วยระนาบเอียงทำมุม  $\theta$  กับแกนตั้ง จะมีความเค้นดึง  $\sigma_n$  ตั้งฉากกับหน้าตัดและความเค้นเฉือน  $\tau_n$  ขนานกับหน้าตัด ดังแสดงในรูปที่ 2.13(ก) แรงภายนอกที่กระทำต่อชิ้นส่วนนี้สามารถหาได้จากผลคูณระหว่างความเค้นกับพื้นที่หน้าตัดของแต่ละด้าน ดังแสดงในรูปที่ 2.13(ข)

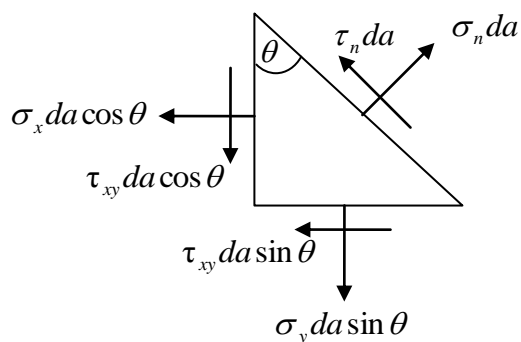


รูปที่ 2.12 ระบบของความเค้น (ก) ความเค้นบนชิ้นส่วนเล็ก ๆ ทั่วไป (ข) ความเค้นบนระนาบ xy

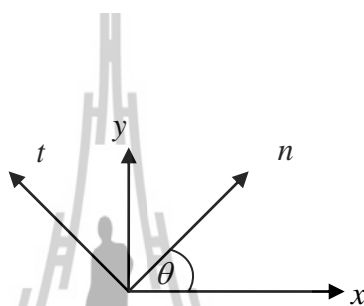
(Shigley, J.E., Mischke, C.R. and Brown, T.H., 2004)



(ก)



(ข)



(ค)

รูปที่ 2.13 (ก) ความเค้นบนระนาบ (ข) แรงภายนอกบนระนาบ (ค) ทิศทางของระนาบ

เมื่อสมดุลแรงบนชิ้นส่วนนี้ตามหลักกลศาสตร์ ทำให้สามารถหาค่า ความเค้น  $\sigma_n$  และ  $\tau_n$  ในเทอมของ ความเค้นตั้งฉาก  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  และความเค้นเฉือน  $\tau_{xy}$  ได้ ดังนี้

สมดุลแรงในแนวแกน  $n$

$$\sum F_n = 0;$$

$$\sigma_n da = \sigma_x da \cos \theta \cos \theta + \sigma_y da \sin \theta \sin \theta + \tau_{xy} da \sin \theta \cos \theta + \tau_{xy} da \cos \theta \sin \theta$$

ตัด  $da$  ทั้ง

$$\sigma_n = \sigma_x \cos^2 \theta + \sigma_y \sin^2 \theta + 2\tau_{xy} \sin \theta \cos \theta$$

เนื่องจาก  $\cos^2 \theta = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cos 2\theta$ ,  $\sin^2 \theta = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos 2\theta$  และ  $\sin 2\theta = 2 \sin \theta \cos \theta$  จะได้

$$\begin{aligned}\sigma_n &= \frac{\sigma_x}{2} + \frac{\sigma_x}{2} \cos 2\theta + \frac{\sigma_y}{2} - \frac{\sigma_y}{2} \cos 2\theta + \tau_{xy} \sin 2\theta \\ \sigma_n &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta + \tau_{xy} \sin 2\theta\end{aligned}\quad (2.6)$$

สมดุลแรงในแนวแกน  $t$

$$\begin{aligned}\sum F_t &= 0; \\ \tau_n da &= -\sigma_x da \cos \theta \sin \theta + \sigma_y da \sin \theta \cos \theta - \tau_{xy} da \sin \theta \sin \theta + \tau_{xy} da \cos \theta \cos \theta\end{aligned}$$

ตัด  $da$  ทั้ง

$$\begin{aligned}\tau_n &= -\sigma_x \cos \theta \sin \theta + \sigma_y \sin \theta \cos \theta + \tau_{xy} \cos^2 \theta - \tau_{xy} \sin^2 \theta \\ &= -(\sigma_x - \sigma_y) \sin \theta \cos \theta + \tau_{xy} (\cos^2 \theta - \sin^2 \theta)\end{aligned}$$

เนื่องจาก  $\sin 2\theta = 2 \sin \theta \cos \theta$  และ  $\cos 2\theta = \cos^2 \theta - \sin^2 \theta$

$$\tau_n = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta \quad (2.7)$$

### 1) ความเค้นหลัก

ความเค้นหลัก (Principal Stress) สามารถหาได้จากการดิฟเฟอเรนเชียล (Differentiate)  $\sigma_n$  เทียบกับ  $\theta$  และกำหนดให้มีค่าเท่ากับศูนย์

$$\begin{aligned}\frac{d\sigma_n}{d\theta} &= -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} 2 \sin 2\theta + 2\tau_{xy} \cos 2\theta = 0 \\ \tan 2\theta_p &= \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}\end{aligned}\quad (2.8)$$

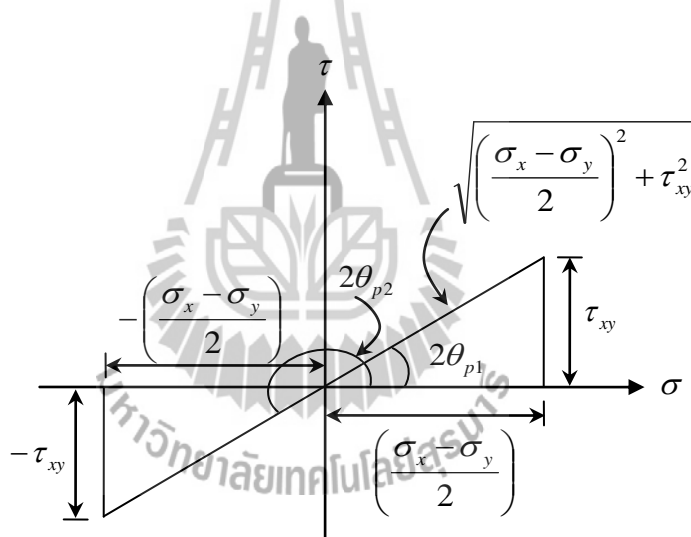
เมื่อแก้สมการหาค่ามุม  $\theta_p$  จะได้มุมซึ่งเป็นทิศทางของความเค้นหลัก มุม  $\theta_p$  ที่ได้นี้มี 2 ค่า คือ  $\theta_{p1}$  และ  $\theta_{p2}$  เรียกว่า ทิศทางหลัก (Principal Direction) ดังแสดงไว้ในรูปที่ 2.14 ค่าความเค้นหลักจะปรากฏบนระนาบที่ไม่มีค่าความเค้นเฉือนกระทำซึ่งเรียกระนาบนี้ว่า ระนาบหลัก (Principal Plane) จากรูปที่ 2.14 จะได้

$$\sin 2\theta_{p1} = \frac{\tau_{xy}}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}} \quad \text{และ} \quad \cos 2\theta_{p1} = \frac{\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}}$$

แทนค่า  $\sin 2\theta_{p1}$  และ  $\cos 2\theta_{p1}$  ในสมการที่ 2.6 จะได้ สมการความเค้นหลัก

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.9)$$

โดยที่  $\sigma_1, \sigma_2$  คือ ความเค้นหลัก (Principal Stress) และในกรณีนี้ค่าความเค้นหลักค่าที่สาม  $\sigma_3$  มีค่าเท่ากับศูนย์



รูปที่ 2.14 ความเค้นในระนาบหลัก

## 2) ความเค้นเฉือนสูงสุดและต่ำสุด

ความเค้นเฉือนสูงสุดและต่ำสุด (Maximum and Minimum Shear Stresses) สามารถหาได้จากการดิฟเฟอเรนเชียล (Differentiate)  $\tau_n$  เทียบกับ  $\theta$  และกำหนดให้มีค่าเท่ากับศูนย์

$$\frac{d\tau_n}{d\theta} = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} 2\cos 2\theta - \tau_{xy} 2\sin 2\theta = 0$$

$$\tan 2\theta_s = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2\tau_{xy}} \quad (2.10)$$

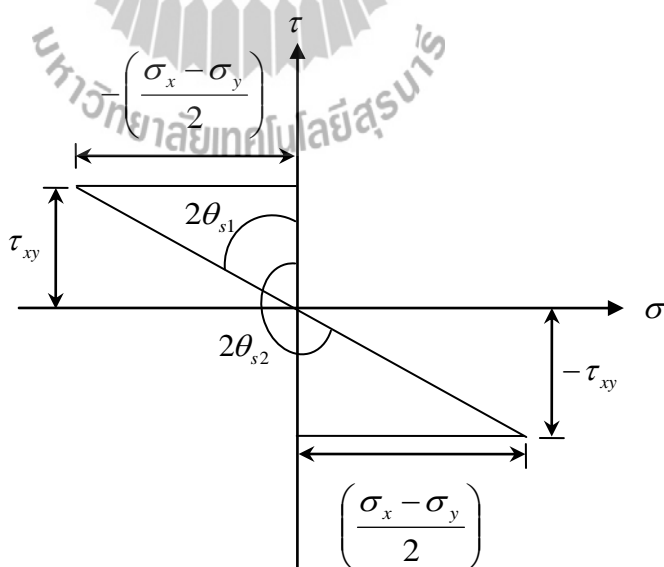
เมื่อแก้สมการหาค่ามุม  $\theta_s$  จะได้มุมนี้มี 2 ค่า  $\theta_{s1}$  และ  $\theta_{s2}$  ดังแสดงไว้ในรูปที่ 2.15 มุมทั้ง 2 มีค่าแตกต่างกัน  $90^\circ$  และมีค่าต่างจากมุม  $\theta_p$  เท่ากับ  $45^\circ$  จากรูปที่ 2.15 จะได้

$$\sin 2\theta_{s1} = -\frac{\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}} \quad \text{และ} \quad \cos 2\theta_{s1} = \frac{\tau_{xy}}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}}$$

แทนค่า  $\sin 2\theta_{s1}$  และ  $\cos 2\theta_{s1}$  ในสมการที่ 2.7 จะได้ สมการความเค้นเฉือน

$$\tau_1, \tau_2 = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.11)$$

โดยที่  $\tau_1, \tau_2$  คือ ความเค้นเฉือนสูงสุดและต่ำสุด ตามลำดับ



รูปที่ 2.15 ความเค้นเฉือนในระนาบ

### 3) ความเค้นเฉือนสูงสุด

ความเค้นเฉือนสูงสุด (Maximum Shear Stress) สามารถหาได้จากความเค้นหลัก โดยความเค้นเฉือนสูงสุดจะมีค่าเท่ากับครึ่งของผลต่างของความเค้นหลักสูงสุดและต่ำสุด คือ

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (2.12)$$

ในกรณีของรูปที่ 2.13 และสมการที่ 2.8 ความเค้น  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  อาจจะมีเครื่องหมายต่างกันก็ได้ (เป็นความเค้นดึงและความเค้นกด) และความเค้น  $\sigma_3$  มีค่าเท่ากับศูนย์ ถ้า  $\sigma_1$  เป็นบวก และ  $\sigma_2$  เป็นลบ ทำให้  $\sigma_{\max} = \sigma_1$  และ  $\sigma_{\min} = \sigma_2$  ดังนั้น

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$$

ถ้า  $\sigma_1$  และ  $\sigma_2$  เป็นบวกทั้งคู่ และ  $\sigma_1$  มากกว่า  $\sigma_2$  ทำให้  $\sigma_{\max} = \sigma_1$  และ  $\sigma_{\min} = \sigma_3$  ดังนั้น

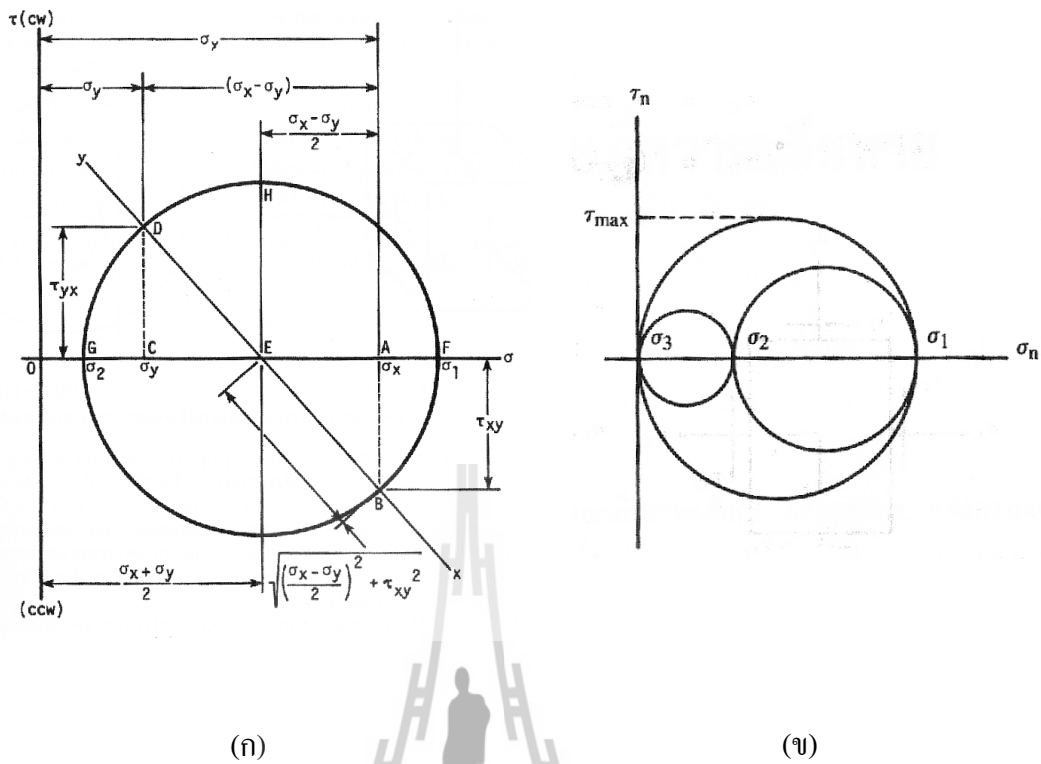
$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{\sigma_1}{2}$$

### 4) วงกลมของมอร์

การหาค่าความเค้นหลักและความเค้นเฉือนสูงสุดสามารถหาได้โดยการเขียนวงกลมของมอร์ (Mohr's Circle) ซึ่งจะแสดงความสัมพันธ์ของความเค้นต่าง ๆ ทำให้รู้ค่าและทิศทางของความเค้นที่จุดต่าง ๆ ได้ รูปที่ 2.16 เป็นการสร้างวงกลมของมอร์ด้วยการเขียนระบบพิกัด  $\sigma_n$ ,  $\tau_n$  โดยให้แกนระนาบเป็น  $\sigma_n$  และแกนตั้งเป็น  $\tau_n$  ในระบบพิกัดนี้จะกำหนด ความเค้นดึง (Tensile Stress) ให้อยู่ทางขวาของจุด O และความเค้นกด (Compressive Stress) อยู่ทางซ้าย ความเค้นเฉือนตามเข็มนาฬิกาให้เขียนขึ้นตามแกนตั้ง ความเค้นเฉือนทวนเข็มนาฬิกาให้เขียนลงตามแกนตั้ง

สถานะของความเค้นในรูปที่ 2.13(ก) สามารถนำมาแสดงด้วยวงกลมของมอร์ ได้ดังรูป 2.16 ค่า  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  เขียนแทนด้วยระยะ OA และ OC ตามลำดับ และ จุด E เป็นจุดกึ่งกลางระหว่างจุด A และ C ค่า  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{yx}$  เขียนแทนด้วยระยะ AB และ CD ตามลำดับ ระยะ ED คือ รัศมีของวงกลมของมอร์ ความเค้นหลัก  $\sigma_1$  และ  $\sigma_2$  จะเกิดขึ้นที่จุด F และ G ตามลำดับ ความเค้นเฉือนในระนาบสูงสุดและต่ำสุด เกิดขึ้นที่จุด H และ I ตามลำดับ



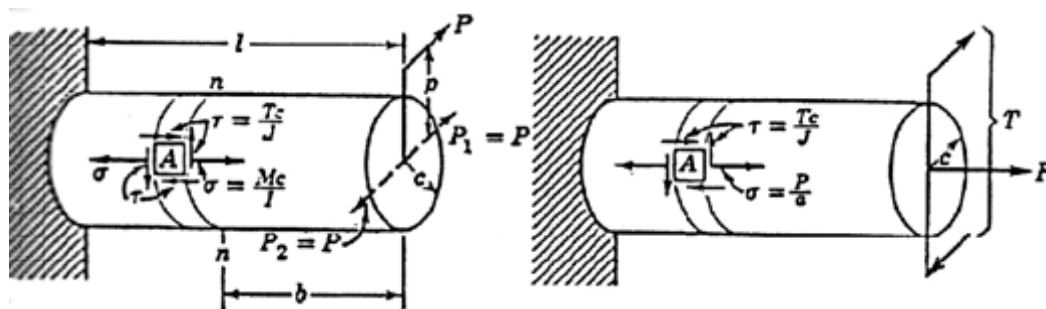


รูปที่ 2.16 (ก) วงกลมของมอร์สำหรับความเค้นในระนาบ (Shigley et al., 2004)  
 (ข) วงกลมของมอร์ที่สมบูรณ์ (วิริทธิ์ อิงภากรณ์ และชาญ ถนัดงาน, 2556)

จากรูปที่ 2.16 จะเห็นได้ว่า  $\sigma_1$  และ  $\sigma_2$  เป็นบวกทั้งคู่ และ  $\sigma_1$  มากกว่า  $\sigma_2$  เนื่องจากความเค้นหลัก  $\sigma_3$  มีค่าเท่ากับศูนย์ ดังนั้นค่าความเค้นเฉือนสูงสุด  $\tau_{max}$  สามารถหาได้จากวงกลมของมอร์ที่สมบูรณ์ในรูปที่ 2.16(ข) ซึ่งเป็นรัศมีของวงกลมวงใหญ่ที่สุด

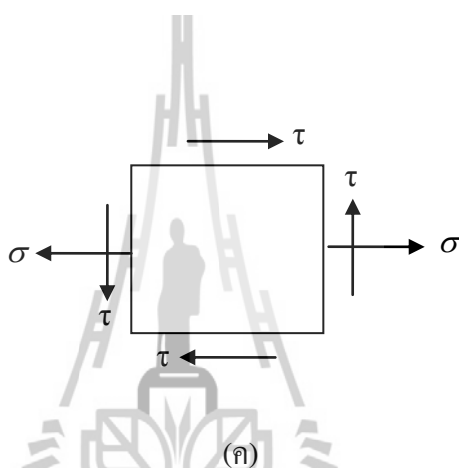
**5) ความเค้นผสมในชิ้นส่วนของเครื่องจักรกล**

ความเค้นผสมที่พบได้บ่อยในการออกแบบเครื่องจักรกลถูกแสดงในรูปที่ 2.17 เมื่อพิจารณาที่ระนาบ n-n บนท่อนโลหะทรงกระบอกในรูปที่ 2.17(ก) พบว่ามีความเค้นดัดและความเค้นเฉือนกระทำบนชิ้นลูกบาศก์ A โดยความเค้นเหล่านี้เกิดจากโมเมนต์ดัดและโมเมนต์บิด ตามลำดับ ขณะที่ท่อนโลหะทรงกระบอกในรูปที่ 2.17(ข) จะมีความเค้นดึงและความเค้นเฉือนที่เกิดจากแรงดึงและโมเมนต์บิด ตามลำดับ ความเค้นบนระนาบสำหรับกรณีเหล่านี้ถูกแสดงไว้ในรูปที่ 2.17(ค) (ชัยญา นิยมภา, 2548)



(ก)

(ข)



(ค)

รูปที่ 2.17 ความเค้นกระทำบนท่อนโลหะทรงกระบอก (ก) ความเค้นดัดและความเค้นเฉือน  
(ข) ความเค้นดิ่งและความเค้นเฉือน (ค) ความเค้นในระบบ 2 มิติ

ดังนั้น ความเค้นดิ่ง  $\sigma_n$  ในระนาบเอียงทำมุม  $\theta$  กับแกนตั้งในสมการที่ 2.6 จะ  
มีค่าเป็น

$$\sigma_n = \frac{\sigma}{2} + \frac{\sigma}{2} \cos 2\theta + \tau_{xy} \sin 2\theta \quad (2.13)$$

ส่วนความเค้นเฉือน  $\tau_n$  ในสมการที่ 2.7 มีค่าเป็น

$$\tau_n = -\frac{\sigma}{2} \sin 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta \quad (2.14)$$

ความเค้นหลักสามารถลดสมการเหลือเพียง

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (2.15)$$

จากสมการที่ 2.15 จะเห็นได้ว่า  $\sigma_1$  และ  $\sigma_2$  มีเครื่องหมายต่างกันอยู่เสมอ และเนื่องจากความเค้นหลัก  $\sigma_3$  มีค่าเท่ากับศูนย์ ดังนั้น ความเค้นเฉือนสูงสุดมีค่า ดังนี้

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (2.16)$$

#### 2.3.4 ทฤษฎีความเสียหาย

เนื่องจากความเสียหายในชิ้นส่วนของเครื่องจักรกลส่วนใหญ่จะเกิดจากความเค้นผสมในชิ้นส่วน ดังนั้น ทฤษฎีความเสียหายจึงถูกสร้างขึ้นมาเพื่อใช้วิเคราะห์และอธิบายความเสียหายของชิ้นส่วนเหล่านั้น ในปัจจุบันทฤษฎีความเสียหายสำหรับวัสดุเปราะที่นิยมใช้คือ ทฤษฎีความเค้นหลักสูงสุด (Maximum Normal Stress Theory) ทฤษฎีของคูลอมบ์-มอร์สำหรับวัสดุเปราะ (Brittle Coulomb-Mohr Theory) และทฤษฎีของมอร์ดัดแปลง (Modified Mohr Theory) ส่วนทฤษฎีความเสียหายสำหรับวัสดุเหนียว คือ ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด (Maximum Shear Stress Theory) ทฤษฎีความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัล (Octagonal Shear Stress Theory) ทฤษฎีพลังงานการผิดรูป (Distortion Energy Theory) และทฤษฎีของคูลอมบ์-มอร์สำหรับวัสดุเหนียว (Ductile Coulomb-Mohr Theory) (พุงศักดิ์, 2552)

##### 1) ทฤษฎีความเค้นหลักสูงสุด

ทฤษฎีความเค้นหลักสูงสุด เป็นทฤษฎีที่เหมาะสมสำหรับวัสดุที่เปราะ แต่ยังสามารถรับแรงเฉือนได้ดี เช่น เหล็กหล่อ เนื่องจากวัสดุดังกล่าวจะไม่มีจุดครากจึงใช้ความต้านแรงดึงอัลติเมต ( $\sigma_u$ ) เป็นหลัก ทฤษฎีนี้กล่าวว่า “วัสดุจะเกิดความเสียหายเมื่อความเค้นหลักสูงสุดในวัสดุมีค่าเท่ากับหรือมากกว่าความต้านแรงดึงของวัสดุนั้น” ซึ่งสามารถเขียนเป็นความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$\sigma_{\max} = S_u \quad (2.17)$$

ความเค้นหลักสูงสุดในที่นี้หมายถึง ค่าสัมบูรณ์สูงสุด (Maximum Absolute Value) ถ้าพิจารณาเฉพาะระบบความเค้น 2 มิติ ( $\sigma_3 = 0$ ) และให้  $N$  เป็นค่าความปลอดภัย สมการที่แสดงถึงทฤษฎีนี้ คือ

$$\sigma_1 = \pm \frac{S_u}{N} \quad \text{ถ้า } |\sigma_1| > |\sigma_2| \quad (2.18ก)$$

$$\sigma_2 = \pm \frac{S_u}{N} \quad \text{ถ้า } |\sigma_2| > |\sigma_1| \quad (2.18ข)$$

ทฤษฎีสามารถนำมาใช้กับวัสดุที่มีจุดครากได้ ในกรณีนี้จะใช้ ความต้านแรงดึงคราก (Yield Strength) เป็นหลักก็ได้

## 2) ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด

ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด ซึ่งมีชื่อเรียกอีกอย่างว่า เกณฑ์ของเทรสกา (Tresca's Criterion) เป็นทฤษฎีความเสียหายสำหรับวัสดุเหนียวที่นิยมใช้มาก เพราะใช้ได้ง่ายและปลอดภัย ทฤษฎีนี้กล่าวว่า “วัสดุจะเกิดความเสียหายเมื่อความเค้นเฉือนสูงสุดในวัสดุมีค่าเท่ากับ ความต้านทานแรงเฉือนสูงสุดของวัสดุชนิดเดียวกันที่ได้จากการทดสอบแรงดึงเมื่อถึงจุดคราก”

ความต้านแรงเฉือนสูงสุดเมื่อวัสดุได้รับแรงดึงจนถึงจุดครากมีค่าเท่ากับ  $0.5S_y$  ซึ่งเกิดบนระนาบเอียงทำมุม  $45^\circ$  กับแนวแรงดึงขึ้นทดสอบ ดังนั้น สำหรับทฤษฎีนี้ความเสียหายจะเริ่มเกิดขึ้นเมื่อ

$$\tau_{\max} = S_{sy} = 0.5S_y \quad (2.19)$$

และสมการที่นำมาใช้ในการออกแบบเมื่อใช้ค่าความปลอดภัย  $N$  คือ

- ถ้า  $\sigma_1$  เป็นบวก และ  $\sigma_2$  เป็นลบ จะได้

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \pm \frac{S_y}{2N} \quad (2.20ก)$$

- ถ้า  $\sigma_1$  และ  $\sigma_2$  เป็นบวกทั้งคู่ และ  $\sigma_1$  มากกว่า  $\sigma_2$  จะได้

$$\frac{\sigma_1}{2} = \pm \frac{S_y}{2N} \quad (2.20ข)$$

- ถ้า  $\sigma_1$  และ  $\sigma_2$  เป็นบวกทั้งคู่ และ  $\sigma_2$  มากกว่า  $\sigma_1$  จะได้

$$\frac{\sigma_2}{2} = \pm \frac{S_y}{2N} \quad (2.20ค)$$

ซึ่งเมื่อจัดรูปสมการใหม่ จะได้

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \pm \frac{S_y}{N} \quad (2.21ก)$$

$$\sigma_1 = \pm \frac{S_y}{N} \quad (2.21ข)$$

$$\sigma_2 = \pm \frac{S_y}{N} \quad (2.21ค)$$

พิจารณาความเค้นในรูปที่ 2.17 ในกรณีทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดสามารถกำหนดให้ความเค้นเฉือนสูงสุดมีค่าเป็น  $\tau_{\max} = \frac{S_{sy}}{N}$  เมื่อแทนค่า  $\tau_{\max}$  ลงในสมการที่ 2.16 แล้วจัดรูปสมการใหม่จะได้สมการสำหรับการออกแบบชิ้นงาน

$$\frac{1}{N} = \left( \left( \frac{\tau}{S_{sy}} \right)^2 + \left( \frac{\sigma}{S_y} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (2.22)$$

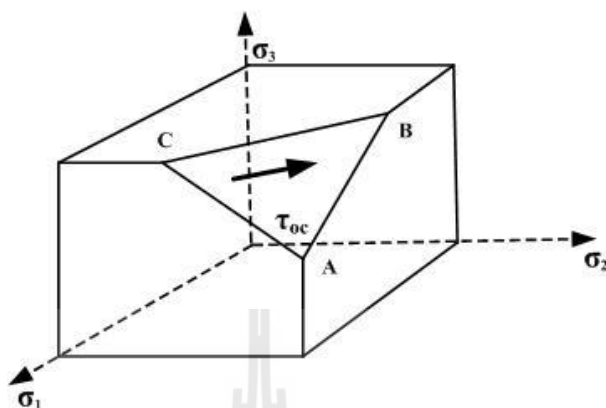
โดยที่  $S_{sy} = 0.5S_y$

### 3) ทฤษฎีความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัล

วริทซ์ และชาญ (2556) ในทางทฤษฎีพลาสติกซิติ (Plasticity) มักจะเรียกชื่อทฤษฎีนี้ว่า ทฤษฎีของฟอนมิส (Von Mises หรือ Huber-Hencky Criterion) ทั้งนี้เพื่อเป็นเกียรติแก่บุคคลผู้คิดค้นทฤษฎีนี้ขึ้นมาใช้

ระนาบออกตะฮีดรัล (Octahedral Plane) หมายถึงระนาบที่เฉียงทำมุมกับทิศทางความเค้นหลักทั้งสามเท่ากัน เช่น ระนาบ ABC ดังรูปที่ 2.18 ทิศทางโคไซน์ (Directional Cosine) ของระนาบนี้มีค่าเท่ากับ  $\frac{1}{\sqrt{3}}$  และความเค้นเฉือนบนระนาบนี้เรียกว่า ความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัล ( $\tau_{oc}$ )

ทฤษฎีนี้กล่าวว่า “วัสดุจะเกิดความเสียหายเมื่อความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัลในวัสดุมีค่าเท่ากับความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัลที่ได้จากการทดสอบแรงดึงซึ่งขึ้นทดลองขณะถึงจุดคราก”



รูปที่ 2.18 ระนาบออกตะฮีดรัล

ในกรณีที่ขึ้นส่วนอยู่ภายใต้ความเค้นสามมิติ ค่าความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัลคือ

$$\tau_{oc} = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (2.23)$$

ในการทดสอบแรงดึง ค่าความเค้นหลัก  $\sigma_2$  และ  $\sigma_3$  เท่ากับศูนย์ และเมื่อถึงจุดคราก ความเค้นหลัก  $\sigma_1 = S_y$  ดังนั้น ความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัลที่ได้จากการทดสอบแรงดึงซึ่งขึ้นทดลองขณะถึงจุดคราก มีค่าเป็น

$$\tau_{oct} = \frac{\sqrt{2}}{3} S_y \quad (2.24)$$

สำหรับทฤษฎีนี้ ความเสียหายจะเกิดขึ้นเมื่อ  $\tau_{oct}$  ในสมการที่ 2.23 มีค่าเท่ากับ  $\tau_{oct}$  ในสมการที่ 2.24 ดังนั้น จะได้

$$2S_y^2 = (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \quad (2.25)$$

ดังนั้น

$$\sigma_{\text{Von-Mises}} = \frac{1}{\sqrt{2}} (\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}) \quad (2.26)$$

ในการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลทั่วไปจะพิจารณาความเค้นใน 2 มิติ ดังรูปที่ 2.12 และเมื่อใช้ค่าความปลอดภัย N ดังนั้น สามารถลดของรูปสมการที่ 2.25 เหลือเพียง

$$\left(\frac{S_y}{N}\right)^2 = \sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 \quad (2.25)$$

ดังนั้น

$$\sigma_{\text{Von-Mises}} = \sqrt{\sigma_1^2 + (\sigma_1\sigma_2) + \sigma_2^2} \quad (2.26)$$

พิจารณาความเค้นในรูปที่ 2.17 ในกรณีทฤษฎีความเค้นออกเคตส์ครัล เมื่อแทนค่าความเค้นหลักในสมการที่ 2.15 ลงในสมการที่ 2.26 แล้วจัดรูปสมการใหม่ จะได้สมการสำหรับการออกแบบชิ้นงาน

$$\frac{S_y}{N} = (\sigma^2 + 3\tau^2)^{\frac{1}{2}} \quad (2.27ก)$$

จัดรูปสมการใหม่

$$\frac{1}{N} = \left( \left( \frac{\sqrt{3}\tau}{S_y} \right)^2 + \left( \frac{\sigma}{S_y} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (2.27ข)$$

หรือ

$$\frac{1}{N} = \left( \left( \frac{\tau}{S_{sy}} \right)^2 + \left( \frac{\sigma}{S_y} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (2.27ค)$$

โดยที่  $S_{sy} = \frac{S_y}{\sqrt{3}}$

ทฤษฎีความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัลจะให้ผลการคำนวณเหมือนกันกับ ทฤษฎีพลังงานแปรรูป

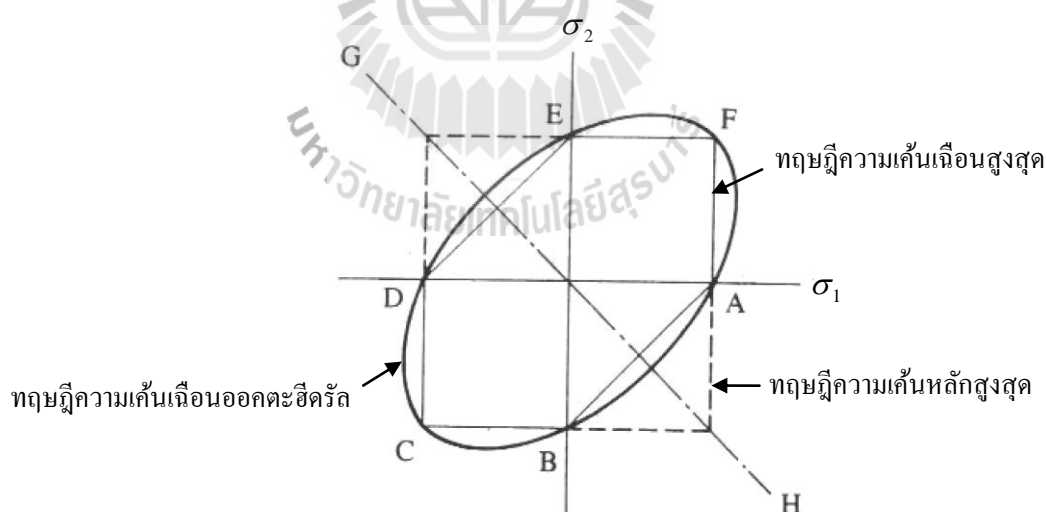
#### 4) การเปรียบเทียบทฤษฎีความเสียหาย

รูปที่ 2.19 แสดงขอบเขตของความเค้นผสมที่ยอมให้มีได้ในชิ้นส่วนเครื่องจักรกลที่ออกแบบโดยทฤษฎีความเสียหายแบบต่าง ๆ โดยให้  $\sigma_1$  เป็นแกนราบ และ  $\sigma_2$  เป็นแกนตั้ง เมื่อเปรียบเทียบขอบเขตของความเค้นจากทฤษฎีความเสียหายทั้ง 3 ทฤษฎี พบว่า

- ถ้าความเค้นภายในชิ้นงานอยู่ ณ บริเวณจุด A B C D E และ F แล้ว ทฤษฎีทั้งสามจะให้ขนาดของชิ้นส่วนเท่ากัน

- ในควอดแรนท์ที่หนึ่งและที่สาม ความเค้นจากทฤษฎีความเค้นหลักสูงสุดและทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดมีค่าเท่ากัน

- เนื่องจากทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดมีพื้นที่ครอบคลุมน้อยสุด ชิ้นงานที่ถูกคำนวณหาขนาดโดยทฤษฎีนี้ จะมีขนาดโตกว่าที่คำนวณจากทฤษฎีอีก 2 ทฤษฎี (ยกเว้นจุดรวมกัน)

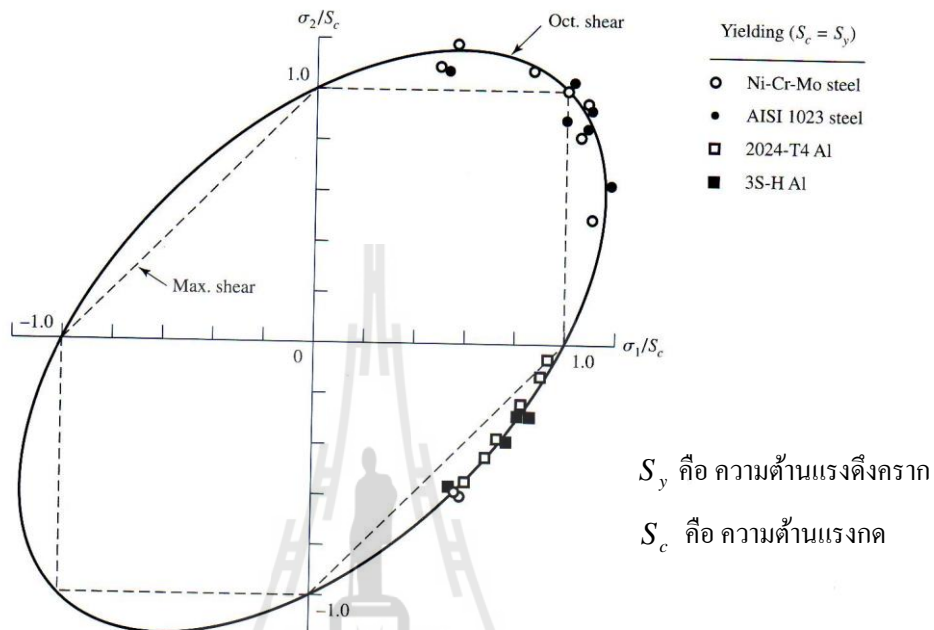


รูปที่ 2.19 เปรียบเทียบขอบเขตของความเค้นระหว่างทฤษฎีความเสียหายต่าง ๆ (วริทธิ และชาญ, 2548)

เมื่อเปรียบเทียบความแม่นยำของทฤษฎีความเสียหายสำหรับวัสดุเหนียวกับผลการทดสอบวัสดุเหนียวต่าง ๆ ดังแสดงในรูปที่ 2.20 พบว่า การคำนวณค่าความเค้นโดยใช้ทฤษฎี



ความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัลจะมีค่าใกล้เคียงกับค่าจากการทดสอบวัสดุจริงมากกว่าทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด



รูปที่ 2.20 การเปรียบเทียบความแม่นยำของทฤษฎีความเสียหายสำหรับวัสดุเหนียวกับผลการทดสอบวัสดุเหนียวต่าง ๆ (Budynas, R.G. and Nisbett, J.K., 2008)

จากทฤษฎีความเสียหายทั้ง 3 ทฤษฎี สามารถสรุปแนวทางสำหรับการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลเกษตรได้ดังนี้

1. ทฤษฎีความเค้นหลักสูงสุดนิยมใช้สำหรับวัสดุเปราะ
2. ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดนิยมใช้สำหรับวัสดุเหนียว เพื่อการออกแบบชิ้นส่วนทั่ว ๆ ไป
3. ทฤษฎีความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัลนิยมใช้สำหรับวัสดุเหนียว เพื่อการออกแบบชิ้นส่วนที่ต้องการความแม่นยำมากขึ้น

## 2.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การวิจัยและพัฒนาเครื่องเกี่ยวแนวข้าวไทยถูกดำเนินอย่างต่อเนื่อง Kalsirisilp and Gajendra (2001) ศึกษาความต้องการกำลังที่ใช้จริงของเครื่องเกี่ยวแนวข้าวไทยพบว่า ระบบขับเคลื่อนต้องการกำลังในการขับเคลื่อนทั้งในสภาพไม่มีภาระ (No Load Test) และสภาพที่มีภาระ (Field Test) ประมาณ 35-40 เปอร์เซ็นต์ของกำลังเครื่องยนต์ต้นกำลัง วินิต ชินสุวรรณ, นิพนธ์ ป็องจันทร์, สมชาย ชวนอุดม และวราจิต พยอม (2547) ศึกษาผลของดัชนีล้อโน้มที่มีต่อความสูญเสียในการเกี่ยวข้าวพันธุ์ชัยนาท 1 และพันธุ์ขาวดอกมะลิ 105 ของเครื่องเกี่ยวแนวข้าวพบว่า ควรใช้ค่าดัชนีล้อโน้มในช่วง 2.5-4.5 เพื่อให้เกิดความสูญเสียจากการเกี่ยวน้อยที่สุด สาทิส และคณะ (2548) ได้พัฒนาเครื่องเกี่ยวแนวข้าวไทยขนาดเล็ก เพื่อเป็นทางเลือกให้เกษตรกรได้เลือกใช้เครื่องจักรกลเกษตรที่มีความเหมาะสมทั้งด้านการใช้งานและด้านเศรษฐศาสตร์ของภาคการเกษตรของประเทศ

จากการทบทวนวรรณกรรมพบว่า งานวิจัยเกี่ยวกับเครื่องเกี่ยวแนวข้าวเป็นการศึกษาถึงปัจจัยต่าง ๆ ที่จะพัฒนาให้เครื่องเกี่ยวแนวข้าวทำงานได้ประสิทธิภาพเพิ่มมากขึ้น แต่การศึกษาเพื่อวิเคราะห์หาขนาดของโครงสร้างของเครื่องเกี่ยวแนวข้าวให้เหมาะสมกับสภาพการเพาะปลูกข้าวของประเทศไทยมีน้อยมาก

Muhaemin, M., Koike, M., Takigawa, T., and Yoda, A., (1998a, 1999a) ได้สร้างแบบจำลองของโครงของรถแทรกเตอร์เกษตรเพื่อศึกษาหาวิธีลดน้ำหนักของโครงรถแทรกเตอร์แบบเดิม การวิจัยทำโดยการวิเคราะห์แบบจำลองของโครงรถแทรกเตอร์ที่สร้างขึ้นด้วยอะลูมิเนียมแทนเหล็กกล้า จากการวิเคราะห์แบบจำลองด้วยวิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์และการทดสอบแรงกระทำพบว่า แบบจำลองที่สร้างจากอะลูมิเนียมมีความแข็งแรงกว่าเหล็กกล้าแต่น้ำหนักเบากว่า 20 เปอร์เซ็นต์ และน้ำหนักของแบบจำลองสามารถลดลงได้อีก เมื่อมีการพัฒนารูปแบบของโครงของรถแทรกเตอร์ที่เหมาะสม (Muhaemin et al., 1998b, 1999b; Muhaemin M., 1999)

ขงยุทธ เนียมทรัพย์ (2547) ได้วิเคราะห์พฤติกรรมของโครงรถเพื่อเกษตรกรโดยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ พบว่าโครงรถที่พัฒนาขึ้นมาใหม่ ใช้เหล็กมาตรฐาน JIS G 3113 รูปตัว U หนา 2 มิลลิเมตร ยังอยู่ในเกณฑ์ของกรมขนส่งทางบก กระทรวงคมนาคม และโครงรถมีน้ำหนักลดลงประมาณ 42 เปอร์เซ็นต์จากโครงรถเดิม

อิสรา โรจนะ (2551) ได้ออกแบบและพัฒนาโครงคัสซีรถโดยสาร 2 ชั้น (มาตรฐาน 4) ตามหลักการออกแบบทางวิศวกรรม เนื่องจากโครงคัสซีแบบเดิมตรงกลางโครงมีลักษณะเป็นบันไดทำให้มีความสามารถต้านทานการบิดน้อย จึงทำการปรับปรุงและพัฒนาโครงคัสซี โดยสร้างแบบจำลองไฟไนต์เอลิเมนต์แบบคาน เพื่อคำนวณสนามโมเมนต์คัตที่เกิดขึ้นกับโครงสร้าง จากนั้นนำผลการคำนวณดังกล่าวเลือกขนาดหน้าตัดของโครงสร้างเพื่อสร้างแบบจำลองสามมิติโดย

คำนวณและวิเคราะห์ความแข็งแรงด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แบบของแข็ง จากผลการคำนวณพบว่า ความเค้นที่เกิดขึ้นกับโครงสร้างมีค่าอยู่ในช่วงสภาวะยืดหยุ่น

Yan Chuliang, Li Jie, Zhang Shuming, and Yang Fangfei (2007) ได้ออกแบบโครงสร้างเครื่องเกี่ยวมัดข้าวด้วยโปรแกรมออกแบบทางวิศวกรรมและวิเคราะห์ความแข็งแรงด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ โดยคำนึงถึงผลกระทบจากการสั่นสะเทือนของตะแกรงทำความสะอาด

คูสิต อังกรบุตร (2544) ศึกษาโครงสร้างรถพ่วงและรถกึ่งพ่วงโดยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์พบว่าโครงสร้างมีความแข็งแรงสูง โดยชิ้นส่วนคานรถกึ่งพ่วงแบบสามเพลลาได้รับความเค้นสูงสุด 14.370 เมกะปาสคาล ส่วนค่าความถี่ธรรมชาติพื้นฐานของรถพ่วง รถกึ่งพ่วงแบบสองเพลลา และแบบสามเพลลามีค่าเท่ากับ 73.116, 30.531 และ 37.560 เฮิรตซ์ ตามลำดับ

Kota Motobayashi, Masayuki Koike and Toshio Konaka (1993) ได้วิเคราะห์รูปร่างที่เหมาะสมของแชสซีของแทรกเตอร์โดยใช้วิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เพื่อศึกษาความเป็นไปได้ในการลดมวล จากผลการวิเคราะห์สามารถลดมวลลงได้ 40% และ 26-34% แต่รูปร่างของแชสซีมีความซับซ้อน ส่งผลให้เกิดความยุ่งยากต่อการผลิตและการสร้าง

สมศักดิ์ ปรางทอง (2538) วิเคราะห์การสั่นสะเทือนของโครงรถสามล้อเครื่องโดยวิธีการวิเคราะห์โมดัล โดยใช้โครงรถสามล้อเครื่องรุ่น พีแอล จากบริษัท วัฒนอุตสาหกรรม จำกัด โครงรถถูกแบ่งออกเป็น 9 ส่วน ประกอบด้วย 38 จุดขั้ว และโครงรถถูกแขวนให้ลอยอิสระเหนือพื้นในสถานะสมดุลและใช้ค้อนเคาะวัดค่าฟังก์ชันถ่ายโอน จากผลการวิจัยพบว่า ความถี่ธรรมชาติของโครงรถเกิดขึ้นที่ความถี่ 20.18 เฮิรตซ์, 31.96 เฮิรตซ์ และ 49.48 เฮิรตซ์ ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 2 สูบ 2 จังหวะ 606 รอบต่อนาที, 959 รอบต่อนาที และ 1,484 รอบต่อนาที ตามลำดับ ซึ่งเป็นความถี่ที่ทำให้เกิดการสั่นพ้อง จึงทำการปรับปรุงโครงสร้างโดยวิธีโครงข้อหมุนด้วยเหล็กจากที่โครงรถสามล้อเครื่อง ทำให้ความถี่ธรรมชาติเปลี่ยนมีค่า 22.904 เฮิรตซ์ หรือที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 690 รอบต่อนาที ซึ่งเป็นความเร็วรอบที่ไม่ได้ใช้งานและมีขนาดการสั่นสะเทือนลดลงด้วย

โกศล ชื่นศิริพงษ์ (2539) ได้วิเคราะห์การสั่นสะเทือนของโครงรถสามล้อเครื่องโดยใช้วิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์ เพื่อเปรียบเทียบกับวิธีการทางโมดัล โดยใช้โครงรถสามล้อเครื่องรุ่น พีแอล แบบ ZM จากบริษัท วัฒนอุตสาหกรรม จำกัด โครงรถถูกแบ่งออกเป็น 97 จุดขั้ว 121 เอลิเมนต์ มีพื้นที่หน้าตัดของเอลิเมนต์ทั้งหมด 28 ชนิด ใช้เอลิเมนต์แบบคาน 3 มิติ มีตัวแปร 6 ตัวแปรต่อจุดขั้ว มาใช้ในการวิเคราะห์ โดยให้โครงรถลอยอย่างอิสระ ผลการวิจัยแสดงให้เห็นว่า ความถี่ธรรมชาติของโครงรถเกิดขึ้นที่ความถี่ 15.54, 33.02 และ 46.58 เฮิรตซ์ ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2 สูบ 2 จังหวะ 466.2, 990.6 และ 1,397.4 รอบต่อนาที ตามลำดับ เมื่อเปรียบเทียบกับวิธีทางโมดัลที่ความถี่ 20.18, 31.96 และ 49.48 เฮิรตซ์ พบว่ารูปร่างการสั่นสะเทือนและความถี่มีค่าใกล้เคียงกัน มีค่า

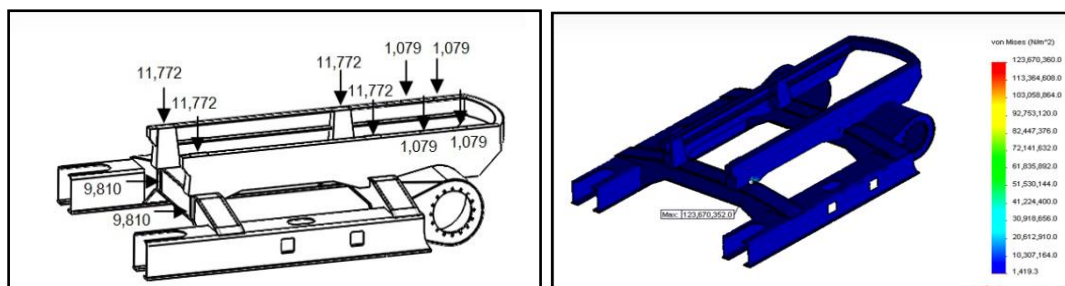
ผิดพลาดประมาณ 20 เปอร์เซ็นต์ และได้ทำการปรับปรุงโครงรถเพิ่มเติมพบว่า ความถี่ธรรมชาติของโครงรถจะเปลี่ยนแปลงมากเมื่อเพิ่มค่าคงที่ของแรงเฉือนของโครงสร้างหลัก

จิรายุทธ กิจกล้า และศิริศักดิ์ เชิดเกียรติพล (2555) ศึกษาการสั่นสะเทือนและการส่งผ่านการสั่นสะเทือนของเครื่องพรวนจอบหมุนติดรถไถเดินตาม โดยวัดการสั่นสะเทือนสามทิศทางและใช้อุปกรณ์วัดความเร่งติดไว้ที่ตำแหน่งต่าง ๆ ของรถไถเดินตาม จากผลการทดสอบพบว่า การสั่นสะเทือนและความถี่การสั่นสะเทือนเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์เดียวกันการสั่นสะเทือนสูงสุดปรากฏที่ตำแหน่งเครื่องยนต์ต้นกำลัง และสั่นสะเทือนน้อยที่สุดที่ตำแหน่งโครงเหล็กของรถไถเดินตาม และสภาวะการเคลื่อนที่บนแปลงเกษตรกรรมมีการสั่นสะเทือนสูงสุด ส่วนสภาวะไม่เคลื่อนที่บนถนนลาดยางมีการสั่นสะเทือนต่ำสุด

Somchai Chuan-Udom and Winit Chinsuwan (2010) ศึกษาปัจจัยการทำงานของชุดทำความสะอาดของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวที่มีผลต่อความสูญเสียจากการเกี่ยวเกี่ยว จากผลการศึกษาพบว่า ข้าวพันธุ์ขาวดอกมะลิ 105 ความเร็วลมทำความสะอาดมุมเอียงของตะแกรง และความสูงแผ่นกั้นท้าย มีผลต่อความสูญเสียเท่ากับ 38.4, 28.1 และ 15.8 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ ส่วนข้าวพันธุ์ชัยนาท 1 ความเร็วลมทำความสะอาด ความสูงแผ่นกั้นท้าย และมุมของตะแกรง มีผลต่อความสูญเสียเท่ากับ 46.2, 33.5 และ 13.7 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ ส่วนปัจจัยด้านความชื้นของเมล็ด อัตราการป้อนเมล็ด ความเร็วรอบของตะแกรง และความยาวของตะแกรง มีผลค่อนข้างน้อยต่อความสูญเสียสำหรับข้าวทั้งสองพันธุ์

วาริ ศิริสอน, สมชาย ชวนอุดม และวินิต ชินสุวรรณ (2554) ได้ศึกษาผลของความเร็วขับเคลื่อน ดัชนีล้อไถ และความชื้นของเมล็ดที่มีต่อความสูญเสียจากชุดหัวเกี่ยวของเครื่องเกี่ยวนวด สำหรับข้าวหอมมะลิ โดยทำการศึกษารวดเร็วขับเคลื่อน 4 ระดับ คือ 3, 4, 5 และ 6 กิโลเมตรต่อชั่วโมง ดัชนีล้อไถศึกษา 3 ระดับ คือ 1.5, 3.0 และ 4.5 และความชื้นของเมล็ดที่ร้อยละ 23.08, 25.20 และ 27.02 ฐานเปียก พบว่า ความเร็วขับเคลื่อนที่ 5 กิโลเมตรต่อชั่วโมง และค่าดัชนีล้อไถ 3.0 และควรเก็บเกี่ยวที่ความชื้นของเมล็ดร้อยละ 23.08 ฐานเปียก หรือ 32 วันหลังออกดอก ซึ่งเป็นค่าที่เหมาะสมในการเกี่ยวเกี่ยวข้าวหอมมะลิ

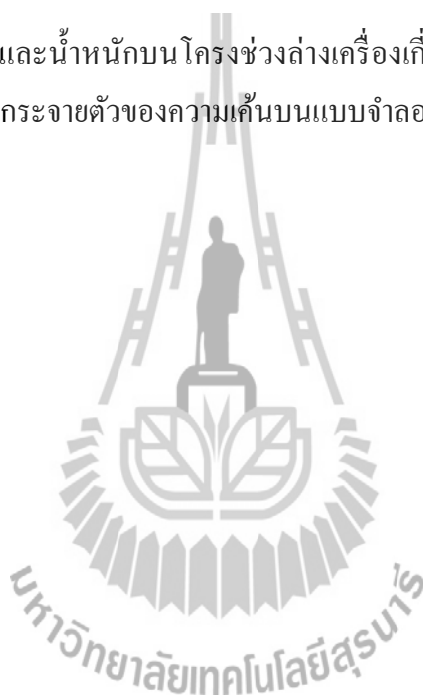
คงเดช พระสีนาม, พยุงศักดิ์ จุลยุเสณ, ธธา วาทกิจ และจรูญศักดิ์ สมพงษ์ (2555) ได้ศึกษาเบื้องต้นเกี่ยวกับความแข็งแรงของโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยของผู้ผลิตรายหนึ่งด้วยการจำลองรูปและการจำลองสถานการณ์ทางคอมพิวเตอร์พบว่า โครงช่วงล่างมีความแข็งแรงมากเกินความจำเป็นเมื่อกำหนดคณาแบบสถิตย์ ดังแสดงในรูปที่ 2.21 ดังนั้นโครงช่วงล่างแบบใหม่สามารถจะถูกพัฒนาให้มีขนาดที่เหมาะสมต่อการใช้งาน และสามารถรองรับน้ำหนักของโครงสร้างและรองรับแรงกระทำได้ดีเทียบเท่าหรือดีกว่าโครงช่วงล่างแบบเดิม



(ก)

(ข)

รูปที่ 2.21 (ก) ตำแหน่งและน้ำหนักบนโครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยของผู้ผลิตรายหนึ่ง (ข) การกระจายตัวของความเค้นบนแบบจำลองโครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย



## บทที่ 3

### วิธีดำเนินการวิจัย

การศึกษาโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยมีวัตถุประสงค์เพื่อวิเคราะห์และตรวจสอบความแข็งแรงของโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยขนาดพิกัดไม่น้อยกว่า 7 ตัน และเพื่อปรับปรุงโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยให้มีน้ำหนักลดลง และความแข็งแรงตามหลักการออกแบบเครื่องจักรกลเกษตร สามารถทำได้โดยการสร้างแบบจำลองโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าว เนื่องจากโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยมีขนาดใหญ่ น้ำหนักมาก และมีค่าใช้จ่ายในการสร้างต้นแบบจริง (Prototype) ก่อนข้างสูง การศึกษาความแข็งแรงของโครงช่วงล่างจะอาศัยการวิเคราะห์ทางจลนศาสตร์เพื่อหาสัดส่วนของแบบจำลอง (Model) ที่ถูกต้องในการศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรต่าง ๆ ที่กระทำกับต้นแบบจริง แบบจำลองที่ได้จะถูกนำไปวิเคราะห์ความแข็งแรงโดยระเบียบวิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์ด้วยโปรแกรมวิเคราะห์ทางวิศวกรรม และตรวจสอบยืนยันความถูกต้องของการวิเคราะห์ความแข็งแรงโดยการทดสอบแรงกระทำต่อแบบจำลองการทดลองของโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าว

#### 3.1 เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการวิจัย

##### 3.1.1 โครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย

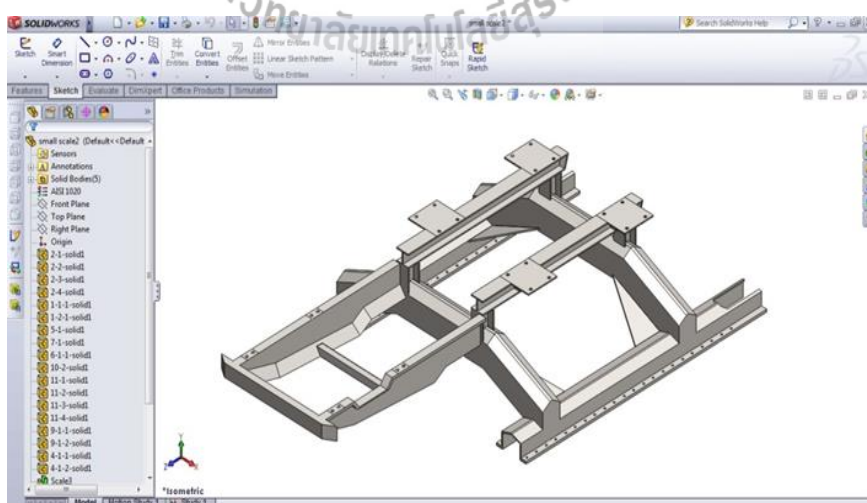
โครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยที่ใช้เป็นตัวแทนในการศึกษาและพัฒนาขึ้นเป็นโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวยี่ห้อทะเลทอง จาก บริษัท ทะเลทองแฟคตอรี จำกัด ดังแสดงในรูปที่ 3.1 ซึ่งเครื่องเกี่ยวนวดข้าวรุ่นนี้หัวเกี่ยวกว้าง 3 เมตร มีน้ำหนักพิกัด 8,300 กิโลกรัม ใช้เครื่องยนต์ขนาด 240 แรงม้า (บริษัท ทะเลทอง แฟคตอรี จำกัด, 2555)



รูปที่ 3.1 โครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวของบริษัท ทะเลทองเฟลคตอรี่ จำกัด

### 3.1.2 โปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับการออกแบบทางวิศวกรรม

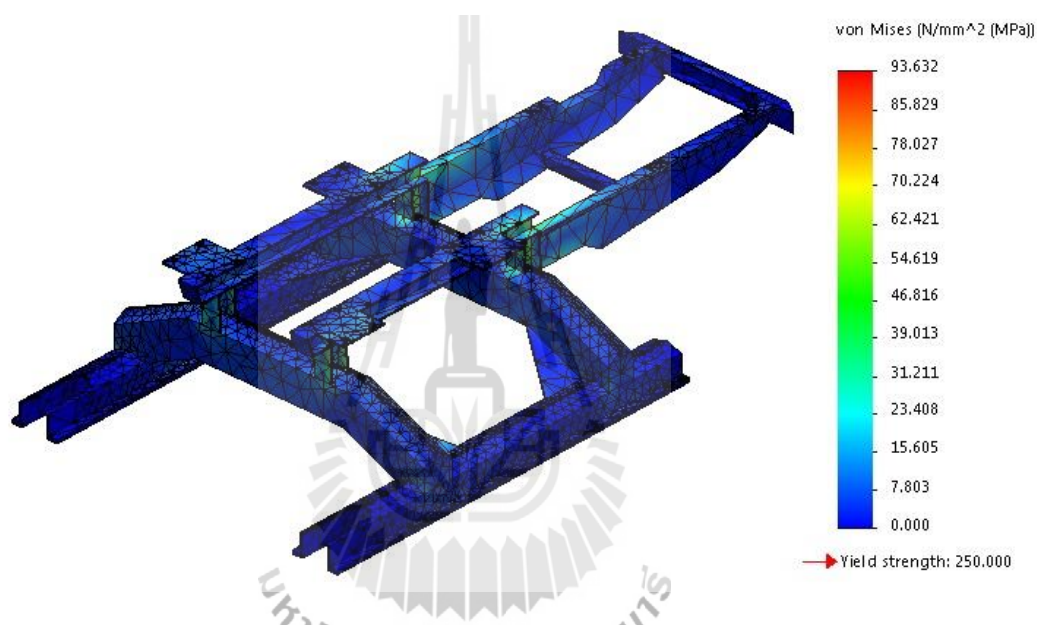
โปรแกรมที่ใช้ในการสนับสนุนการสร้างแบบจำลอง 3 มิติ สามารถสร้างแบบจำลองให้มีมิติที่เหมือนของจริงได้ โดยการแสดงภาพที่มีมิติเหมือนจริงได้ในมุมมองต่าง ๆ โปรแกรมที่ใช้ในการสร้างแบบจำลองเพื่อที่จะนำไปวิเคราะห์ความแข็งแรงของโครงช่วงล่างในงานวิจัยนี้คือ SolidWorks ชิ้นงานที่สร้างโดยโปรแกรม SolidWorks แสดงในรูปที่ 3.2



รูปที่ 3.2 แบบจำลองโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวของบริษัท ทะเลทองเฟลคตอรี่ จำกัด

### 3.1.3 โปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับการวิเคราะห์ความแข็งแรงด้วยระเบียบวิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์

โปรแกรมที่ใช้ในการสนับสนุนการวิเคราะห์ความแข็งแรงด้วยระเบียบวิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์ สามารถวิเคราะห์ได้แม่นยำ เป็นที่ยอมรับและน่าเชื่อถือกันอย่างแพร่หลายในวงการด้านวิศวกรรม โปรแกรมที่ใช้ในงานวิจัยนี้คือ SolidWorks Simulation ชิ้นงานที่วิเคราะห์ด้วยโปรแกรม SolidWorks Simulation แสดงในรูปที่ 3.3

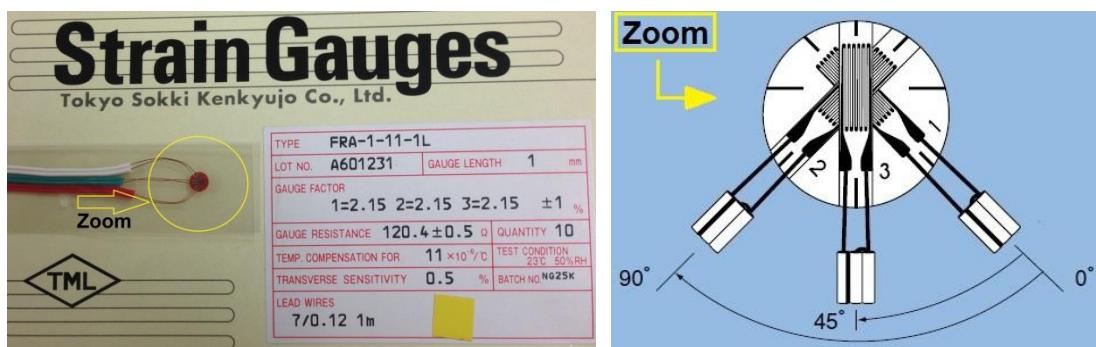


รูปที่ 3.3 ชิ้นงานที่วิเคราะห์ด้วยโปรแกรม SolidWorks Simulation

### 3.1.4 สเตรนเกจ (Strain Gage)

สเตรนเกจที่ใช้วัดความเครียดที่เกิดขึ้นบนชิ้นงานใช้สเตรนเกจ ยี่ห้อ TML แบบ 45° 3-element Rosette, Stacked type รุ่น FRA-1-11-1L แสดงในรูปที่ 3.4





รูปที่ 3.4 TML Strain Gage 45° Rosette

### 3.1.5 ชุดขยายสัญญาณและเก็บข้อมูลจากสเตรนเกจ

ชุดขยายสัญญาณยี่ห้อ Yokogawa รุ่น MW100 ใช้ขยายสัญญาณและเก็บข้อมูลจากชุดสเตรนเกจที่ติดตั้งบนแบบจำลองโครงช่วงล่างของเครื่องบินขนาดข้าว ดังแสดงในรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.5 ชุดขยายสัญญาณยี่ห้อ Yokogawa รุ่น MW100

### 3.1.6 เครื่องมือวัดการโก่งตัวของแบบจำลองโครงช่วงล่างของเครื่องบินขนาดข้าวไทย

การโก่งตัวของแบบจำลองโครงช่วงล่างของเครื่องบินขนาดข้าวไทยถูกวัดด้วยไดอัลเกจยี่ห้อ Kennedy รุ่น 300-7520K ซึ่งมีค่าความละเอียด 0.01 มิลลิเมตร แสดงในรูปที่ 3.6



รูปที่ 3.6 ไดอัลเกจยี่ห้อ Kennedy รุ่น 300-7520K

### 3.1.7 ทรานส์ดีวเซอร์วัดแรงแบบ Extended Circular Ring (ECR)

ทรานส์ดีวเซอร์วัดแรงแบบ Extended Circular Ring (ECR) เป็นอุปกรณ์ที่นิยมสำหรับวัดแรงและโมเมนต์ในงานวิจัยทางวิศวกรรมเกษตร เพราะสามารถวัดแรงกระทำในแต่ละแนวแกน คือ แรงในแนวราบ แรงในแนวตั้ง และแรงในแนวตั้งฉาก ได้อย่างอิสระต่อกัน ดังแสดงในรูปที่ 3.7 (พยุงศักดิ์ จุลยุเสนา, วันรัฐ อับดุลลาฮาซิม, คธา วาทกิจ, จริญญาศักดิ์ สมพงษ์ และชาญชัย โรจนสโรช, 2555) ทรานส์ดีวเซอร์วัดแรงแบบ ECR ถูกนำมาใช้วัดค่าการกระจายตัวของน้ำหนักจากส่วนประกอบของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวกระทำบน โครงช่วงล่างตามลักษณะการทำงาน 2 แบบ คือ กรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้น และกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุด



รูปที่ 3.7 ทรานส์ดิวเซอร์วัดแรงแบบ ECR (พยางค์กี้และคณะ, 2555)

### 3.1.8 เครื่องมือวัดแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกส์

เกจวัดความดันยี่ห้อ SANGI Type A ขนาดหน้าปัด 75 มิลลิเมตร ย่านการวัด 0-200 kg/cm<sup>2</sup> (0-3,000 psi) ความเที่ยงตรง 3% (รูปที่ 3.8) ถูกนำมาใช้วัดภาระจากระบบเกี่ยวตัดและลำเลียง ซึ่งเป็นตำแหน่งที่ติดตั้งกระบอกไฮดรอลิกส์เพื่อควบคุมการยกวางหัวเกี่ยวขณะปฏิบัติงาน



รูปที่ 3.8 เครื่องมือวัดแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกส์ยี่ห้อ SANGI Type A

### 3.2 วิธีการดำเนินการวิจัย

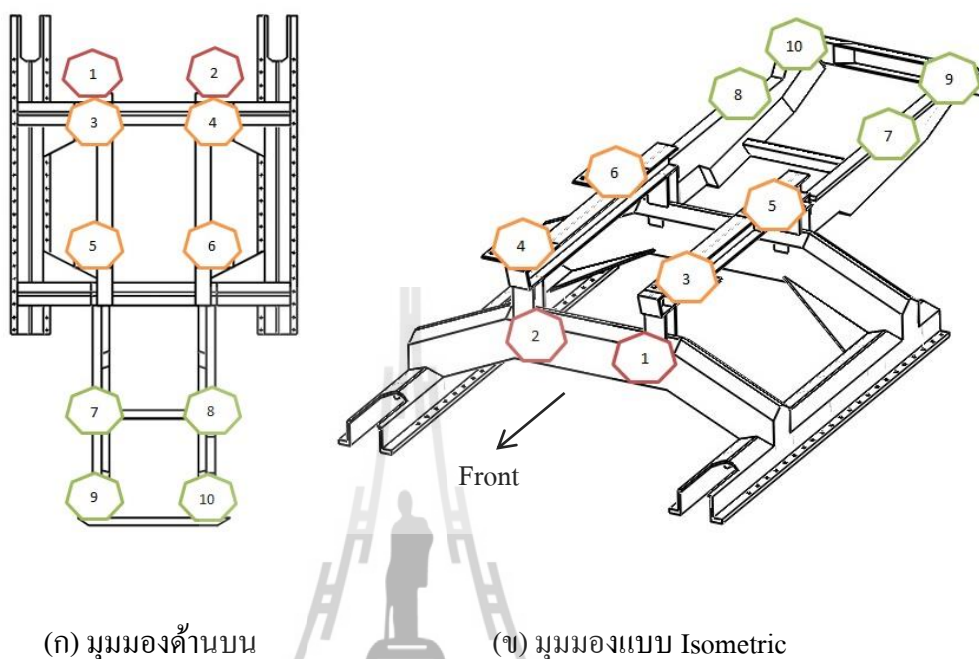
ปัจจุบันมีการพัฒนาโครงสร้างของยานยนต์อย่างต่อเนื่อง โครงสร้างแบบ Ladder Frame ได้รับความนิยมในการออกแบบโครงสร้างของรถบรรทุก โครงสร้างแบบนี้ส่วนใหญ่ถูกพัฒนาออกเป็น 3 ส่วนตามภาระที่เกิดขึ้น โดยโครงสร้างส่วนแรกเป็นส่วนที่รับน้ำหนักของเครื่องยนต์ซึ่งมีน้ำหนักไม่มาก จึงถูกออกแบบให้มีขนาดค่อนข้างเล็กกว่าส่วนอื่น ๆ ส่วนที่สองเป็นโครงสร้างที่รองรับห้องโดยสาร โครงสร้างส่วนนี้มักจะถูกออกแบบให้มีขนาดใหญ่ เพื่อคุ้มครองห้องโดยสารจากการกระแทกทั้งทางด้านหน้า ด้านหลัง และด้านข้าง โครงสร้างส่วนสุดท้ายจะถูกออกแบบให้มีขนาดใหญ่เพื่อรองรับแรงกดหรือน้ำหนักบรรทุกจากทางด้านบนมากกว่าส่วนอื่น ในกรณีของโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยสามารถถูกออกแบบโดยการประยุกต์หลักการออกแบบโครงสร้างของรถบรรทุกได้ โครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยสามารถแบ่งออกเป็น 2 ส่วนหลัก ๆ คือ โครงช่วงล่างด้านหน้าซึ่งรองรับน้ำหนักของระบบเกียร์ตัดและลำเลียง และน้ำหนักส่วนหนึ่งของระบบนวดคัดทำความสะอาด ส่วน โครงช่วงล่างด้านหลังจะรับน้ำหนักของระบบเครื่องยนต์ต้นกำลัง และน้ำหนักส่วนหนึ่งของระบบนวดคัดทำความสะอาด การพัฒนาโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยตามภาระที่เกิดขึ้นนี้จะทำให้ได้โครงสร้างมีน้ำหนักลดลง และความแข็งแรงตามหลักการออกแบบเครื่องจักรกลเกษตร

การศึกษาโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวสามารถทำได้โดยการสร้างแบบจำลองของโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าว เนื่องจาก โครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยมีขนาดใหญ่ และมีค่าใช้จ่ายในการสร้างต้นแบบจริงค่อนข้างสูง การศึกษาความแข็งแรงของโครงช่วงล่างจะอาศัยการวิเคราะห์ทางการจำลองรูป เพื่อหาสัดส่วนของแบบจำลองที่ถูกต้องระหว่างตัวแปรที่กระทำกับต้นแบบจริง แบบจำลองที่ได้จะถูกนำไปวิเคราะห์ความแข็งแรงโดยวิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์ด้วยโปรแกรมวิเคราะห์ทางวิศวกรรม และยืนยันความถูกต้องของการวิเคราะห์ความแข็งแรงโดยการทดสอบแรงด้วยการทดลองใส่แรงกระทำแบบต่าง ๆ กระทำต่อแบบจำลองการทดลองของโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าว ดังขั้นตอนต่อไปนี้

#### 3.2.1 การวัดภาระที่กระทำบนโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย

โครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยยังไม่มีรูปแบบและมาตรฐานที่ชัดเจน ดังนั้นการทำวิจัยครั้งนี้จึงใช้ข้อมูลของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวยี่ห้อทะเลทอง จาก บริษัท ทะเลทอง แพลคตอรี จำกัด ตั้งอยู่เลขที่ 38/1-2 ถ.จากรูร อ.พนัสนิคม จ.ชลบุรี (บริษัท ทะเลทอง แพลคตอรี จำกัด, 2555) น้ำหนักจากส่วนประกอบของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวกระทำบนโครงช่วงล่าง 10 ตำแหน่ง ดังแสดงในรูปที่ 3.9 (กงเดช พะสีนาม, พยุงศักดิ์ จุลยุเสณ, จริญญาศักดิ์ สมพงษ์ และลธา วาทกิจ, 2557) ค่าการกระจายตัวของน้ำหนักถูกวัดตามลักษณะการทำงาน 2 แบบ ดังนี้ 1) หัวเกี่ยวขนานกับพื้น คือ

เครื่องเกี่ยวขนาดข้าวกำลังทำการเก็บเกี่ยว และ 2) หัวเกี่ยวถูกยกสูงสุด คือเครื่องเกี่ยวขนาดข้าวกลับรถ หัวแปลงและเปลี่ยนพื้นที่การทำงาน การวัดภาระแบ่งออกเป็น 2 ขั้นตอน ดังนี้



รูปที่ 3.9 Location of Weight Measurement

- 1) การวัดภาระของระบบเกี่ยวตัดและลำเลียง และภาระของระบบนวดคัดทำความสะอาด

การวัดการรับภาระของโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวขนาดข้าวในส่วนนี้ถูกกำหนดตามลักษณะการทำงาน 2 แบบ การวัดภาระจากระบบนวดคัดทำความสะอาดทำได้โดยใช้เครื่องมือวัดแรงแบบ ECR ซึ่งสามารถวัดแรงได้สามแนวแกนติดตั้งเพื่อวัดภาระที่ถ่ายเทให้กับโครงช่วงล่างในตำแหน่ง 3, 4, 5, และ 6 ดังแสดงในรูปที่ 3.10

การวัดภาระจากระบบเกี่ยวตัดและลำเลียงในตำแหน่ง 1 และ 2 ซึ่งเป็นตำแหน่งที่ติดตั้งกระบอกลูกสูบไฮดรอลิกส์เพื่อควบคุมการยกวางหัวเกี่ยวขณะปฏิบัติงาน การวัดภาระจากระบบนี้จึงใช้เครื่องมือวัดแรงดันมาติดตั้งเพื่อวัดแรงดันน้ำมันในกระบอกลูกสูบไฮดรอลิกส์ทางด้านหน้าของเครื่องเกี่ยวขนาดข้าว ดังรูปที่ 3.11



(ก)

(ข)

รูปที่ 3.10 (ก) ตำแหน่งการติดตั้งเครื่องมือวัดแรงแบบ ECR (ข) การติดตั้งเสร็จสมบูรณ์



(ก)

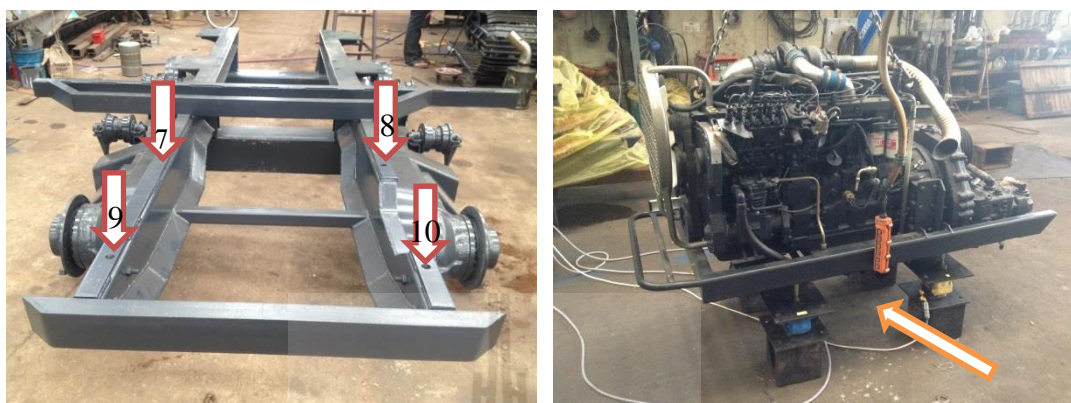
(ข)

รูปที่ 3.11 (ก) ตำแหน่งการติดตั้งเครื่องมือวัดความดัน (ข) การติดตั้งเสร็จสมบูรณ์

## 2) การวัดภาระของระบบเครื่องยนต์ต้นกำลัง

การวัดภาระของโครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวนวดข้าวในส่วนของระบบเครื่องยนต์ต้นกำลังถูกวัดแยกจากการวัดภาระของระบบเกี่ยวตัดและลำเลียง และภาระของระบบนวดคัดทำความสะอาดเนื่องจากข้อจำกัดของระยะห่างระหว่างศูนย์กลางกับชุดเครื่องยนต์เมื่อยกระบบเครื่องยนต์ต้นกำลังขึ้น ซึ่งการวัดจะไม่ส่งผลกระทบต่อภาระของระบบเครื่องยนต์ต้นกำลัง เนื่องจากระบบเครื่องยนต์ต้นกำลังถูกติดตั้งอยู่ในส่วนท้ายของเครื่องเกี่ยวนวดข้าว ซึ่งไม่มีภาระจาก

ส่วนอื่นที่เกี่ยวข้อง การวัดภาระที่ถ่ายเทให้กับโครงช่วงล่างทำโดยติดตั้งเครื่องมือวัดแรงแบบ ECR ในตำแหน่ง 7, 8, 9 และ 10 แสดงในรูปที่ 3.12



(ก)

(ข)

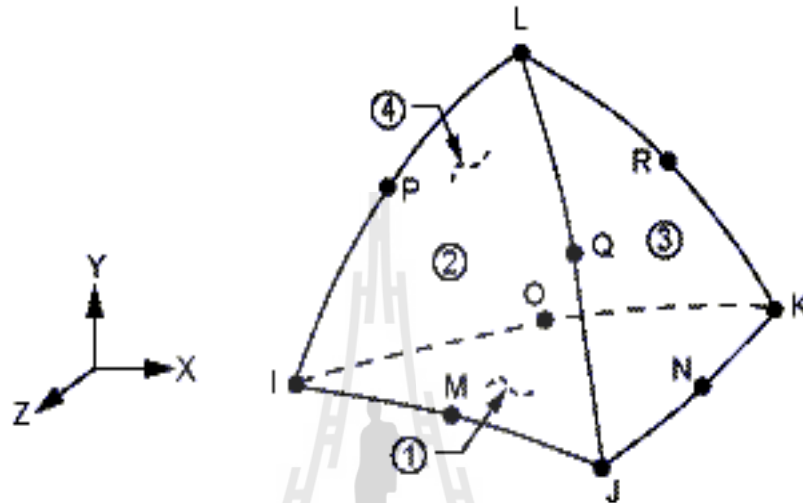
รูปที่ 3.12 (ก) ตำแหน่งการติดตั้งเครื่องมือวัดแรงแบบ ECR (ข) การติดตั้งเสร็จสมบูรณ์

### 3.2.2 การวิเคราะห์ความแข็งแรงด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (Strength Analysis Using Finite Element Method)

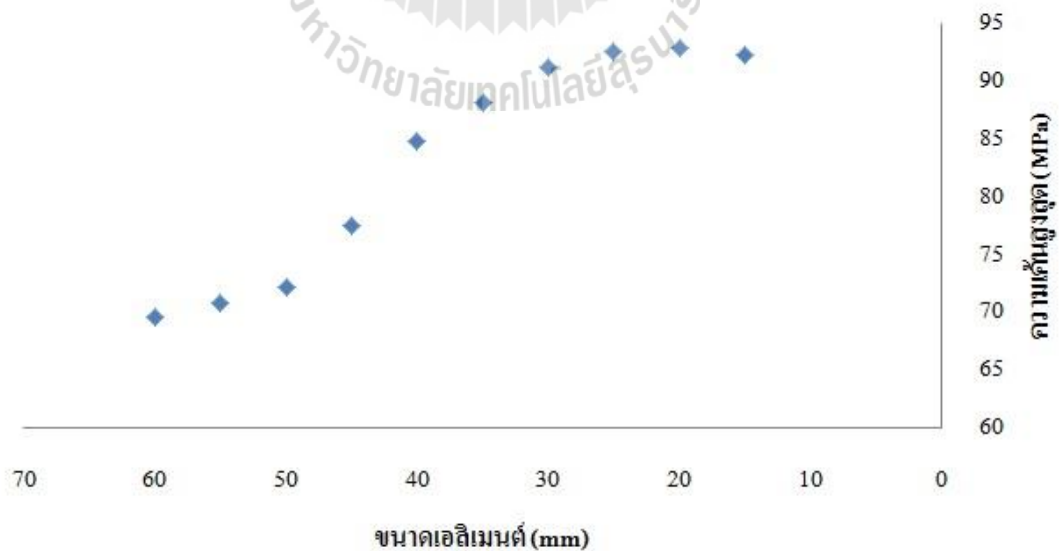
การวิเคราะห์ความแข็งแรงด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ถูกแบ่งออกเป็น 3 ขั้นตอน ดังนี้ 1) การสร้างแบบจำลองไฟไนต์เอลิเมนต์ (Finite Element Model) ด้วยโปรแกรม SolidWorks ตามสัดส่วนจริง 2) การกำหนดเงื่อนไข คุณสมบัติวัสดุของแบบจำลอง และแรงกระทำบนโครงช่วงล่างตามลักษณะการทำงาน และ 3) การวิเคราะห์ความเค้นและการโก่งตัวของแบบจำลอง

แบบจำลองไฟไนต์เอลิเมนต์ของโครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวขนาดข้าวไทยถูกสร้างให้เอลิเมนต์เป็นแบบสามเหลี่ยมสี่หน้าสิบจุดต่อ (10-node tetrahedral) และมีขนาดไม่เท่ากัน เพราะโครงสร้างมีความซับซ้อน โดยในหนึ่งเอลิเมนต์ประกอบไปด้วยจุดต่อ (Node) ทั้งหมด 10 จุดต่อคือ I, J, K, L, M, N, O, P, Q และ R (ธรรมนัญ สีดาการ และสำรวจ อินเบน, 2550) มีระดับขั้นความเสรี (Degree of Freedom) ของแต่ละจุดต่อเอลิเมนต์เท่ากับ 3 คือ ในแนวแกน X, Y และ Z ดังรูปที่ 3.13 ดังนั้นแบบจำลองมีขนาด Mesh ที่เหมาะสมอยู่ในช่วง 150-19 mm (รูปที่ 3.14) ซึ่งทำให้มีเอลิเมนต์จำนวน 45,360 elements และ โหนดจำนวน 89,887 nodes ดังรูปที่ 3.15

การวิเคราะห์โครงสร้างแบบสถิตย์ (Static Structural Analysis) ถูกนำมากำหนดเงื่อนไขของแบบจำลองทางไฟไนต์เอลิเมนต์ของโครงช่วงล่าง และคุณสมบัติวัสดุถูกกำหนดดังตารางที่ 3.1 ทฤษฎีความเสียหายวอนมิส (Von Mises Failure Theory) ถูกนำมาวิเคราะห์ความแข็งแรงของแบบจำลอง

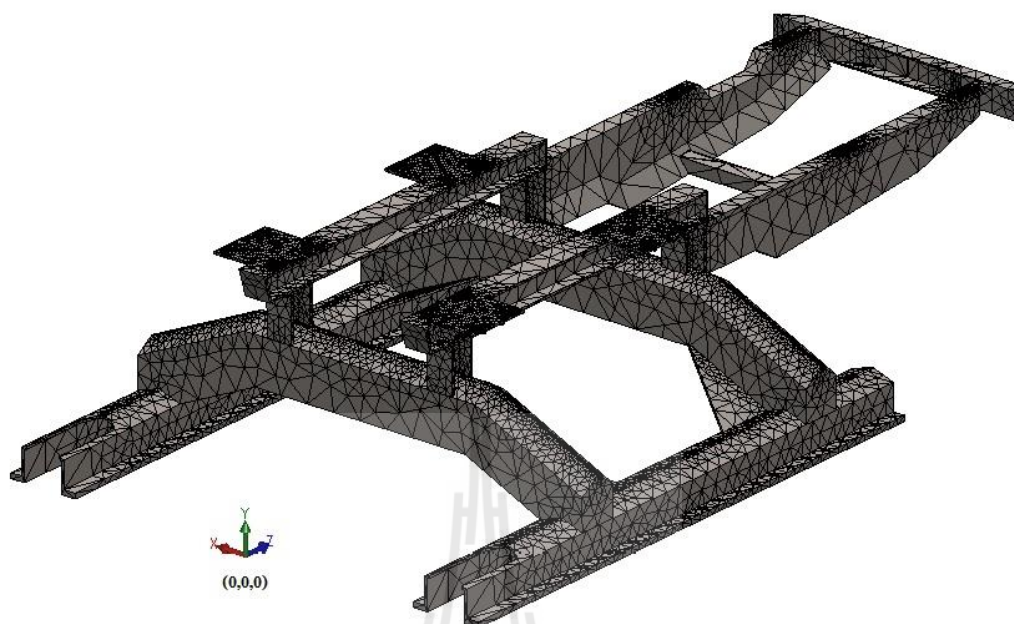


รูปที่ 3.13 รูปร่างเอลิเมนต์แบบสามมิติแบบสามเหลี่ยมสี่หน้าสิบจุดต่อ



รูปที่ 3.14 การเปลี่ยนแปลงขนาดเอลิเมนต์กับความเค้นสูงสุดของแบบจำลองโครงช่วงล่าง





รูปที่ 3.15 รูปร่าง Mesh ของแบบจำลองโครงช่วงล่าง

ตารางที่ 3.1 Material Property for FEM Analysis

Property	Mild Steel
Young's modulus (GPa)	200
Shear modulus (GPa)	79.3
Yield stress (MPa)	250
Tensile strength (MPa)	400
Poisson ratio	0.26
Density (Mgm <sup>-3</sup> )	7.85

### 3.2.3 การวิเคราะห์ทางการจำลองรูป (Similitude Analysis)

วิธีการจำลองรูปสำหรับโครงสร้างยึดหยุ่นถูกนำมาปรับใช้กับโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย ความเค้น ( $\sigma$ ) และการโก่ง ( $\delta$ ) ขึ้นอยู่กับแรง (F) ความยาว (L) และสมบัติของวัสดุ ตามสมการดังนี้ (Langhaar, 1951)

$$\sigma = \frac{F}{L^2} f_1\left(\frac{F}{EL^2}, \frac{M}{FL}, \nu\right) \quad (3.1)$$

และ

$$\delta = \frac{F}{EL} f_2\left(\frac{F}{EL^2}, \frac{M}{FL}, \nu\right) \quad (3.2)$$

- โดยที่  $\sigma$  คือ ความเค้น,  $N/m^2$   
 $\delta$  คือ การโก่งตัว,  $N/m^2$   
 $F$  คือ แรง,  $N$   
 $L$  คือ ความยาว,  $m$   
 $E$  คือ มอดูลัสของความยืดหยุ่น,  $N/m^2$   
 $M$  คือ โมเมนต์,  $N.m$   
 $\nu$  คือ อัตราส่วนปัวซอง

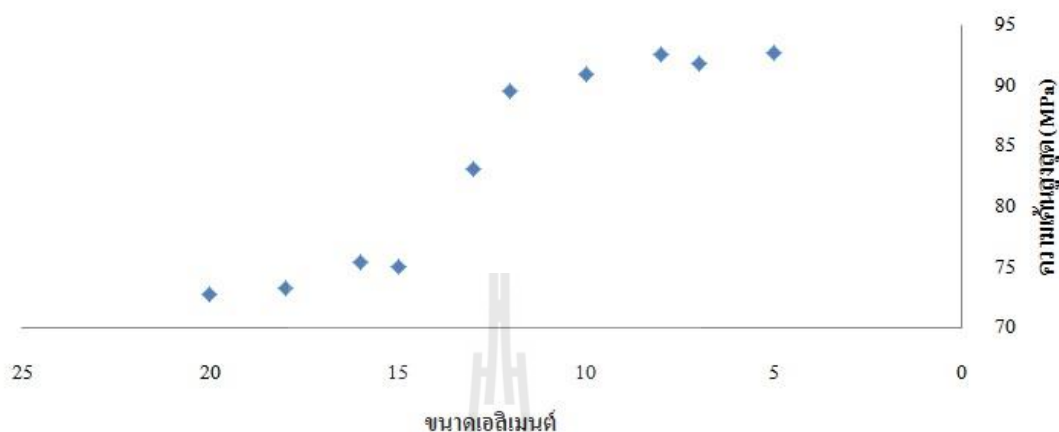
จากสมการ 1 และ 2 จะได้ความสัมพันธ์ระหว่างแบบจำลองต้นแบบกับแบบจำลองย่อส่วนเป็นไปตามสมการดังต่อไปนี้

$$K_\nu = 1, K_F = K_E K_L^2, K_M = K_F K_L, K_\sigma = \frac{K_F}{K_L^2}, K_\delta = K_L \quad (3.3)$$

- โดยที่  $K_\nu$  คือ สัดส่วนของอัตราส่วนปัวซอง  
 $K_F$  คือ สัดส่วนของแรง  
 $K_E$  คือ สัดส่วนของมอดูลัสของความยืดหยุ่น  
 $K_L$  คือ สัดส่วนของความยาว  
 $K_M$  คือ สัดส่วนของโมเมนต์  
 $K_\sigma$  คือ สัดส่วนของความเค้น  
 $K_\delta$  คือ สัดส่วนของการโก่งตัว

จากสมการที่ 3 เมื่อสัดส่วนของมอดูลัสของความยืดหยุ่นและสัดส่วนของอัตราส่วนปัวซองมีค่าเท่ากับ 1 (วัสดุเดิม) และสัดส่วนของความยาวมีค่าเท่ากับ 3 จะได้สัดส่วนของแรง, ความเค้น และการโก่งตัวมีค่าเท่ากับ 1:9, 1:1 และ 1:3 ตามลำดับ

แบบจำลอง โครงช่วงล่างย่อส่วนมีขนาด Mesh ที่เหมาะสมในช่วง 50-7.2 mm (รูปที่ 3.16) ซึ่งทำให้มีเอลิเมนต์จำนวน 44,553 elements และ โหนดจำนวน 88,217 nodes



รูปที่ 3.16 การเปลี่ยนแปลงขนาดเอลิเมนต์กับความเค้นสูงสุดของแบบจำลอง โครงช่วงล่างย่อส่วน

### 3.2.4 แบบจำลองการทดลองของโครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวขนาดข้าวไทย และการทดสอบแรง (Experimental Model and Loading Test)

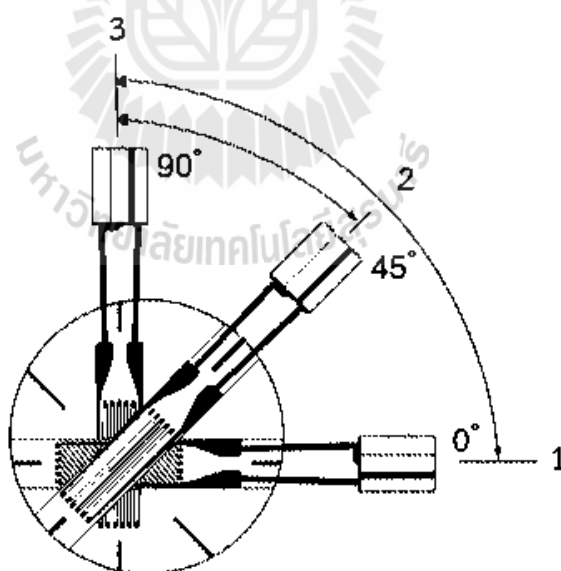
แบบจำลองการทดลอง (Experimental Model) ของโครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวขนาดข้าวไทยถูกสร้างเพื่อยืนยันความถูกต้องของการวิเคราะห์ความแข็งแรงด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ การตรวจสอบความถูกต้องทำได้โดยการเปรียบเทียบค่าความเค้นและค่าการโก่งตัวระหว่างวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (FEM) กับการทดสอบแรง (Loading Test) ภายใต้โหลดที่กำหนด แบบจำลองการทดลองถูกสร้างจากเหล็ก SS400 (Mild Steel) มีคุณสมบัติดังตารางที่ 3.1 และถูกเชื่อมประสานให้เป็นโครงสร้างเดียวกันด้วยการเชื่อมไฟฟ้า (Arc Welding)

ความเครียดที่เกิดขึ้นบนแบบจำลองการทดลองถูกวัดโดยใช้สเตรนเกจ ยี่ห้อ TML แบบ 45° 3-element Rosette, Stacked Type รุ่น FRA-1-11-1L และถูกขยายสัญญาณด้วยชุดขยายสัญญาณยี่ห้อ Yokogawa รุ่น MW100 ไดอัลเกจยี่ห้อ Kennedy รุ่น 300-7520K ซึ่งมีค่าความละเอียด 0.01 mm ถูกใช้วัดค่าการโก่งตัวของแบบจำลองนี้

เนื่องจากข้อจำกัดในการกำหนดโหลดให้กับแบบจำลองการทดลองของโครงช่วงล่าง ดังนั้นการทดสอบแรงจึงถูกแบ่งออกเป็น 2 แบบ ดังนี้ การทดสอบแรงแบบที่ 1 (รูปที่ 3.21)

เป็นการทดสอบแรงอย่างง่าย โดยการให้โหลดขนาด 97 N, 194 N, 349 N, 502 N, 726 N, 852 N, 1,007 N และ 1,257 N กระทำในแนวตั้งตรงตำแหน่งศูนย์กลางมวล (CG) ของแบบจำลอง และวัดค่าความเครียดที่เกิดขึ้นบนตำแหน่ง C ส่วนการทดสอบแรงแบบที่ 2 (รูปที่ 3.22) ถูกทำเพื่อจำลองสถานการณ์การรับภาระของโครงช่วงล่าง โดยการกำหนดโหลดขนาด 500 N กระทำในแนวตั้งตรงตำแหน่ง A, B, E และ F และโหลดขนาด 225 N กระทำในแนวตั้งบนตำแหน่ง C, D, G และ H เพื่อวัดค่าความเครียดที่เกิดขึ้นพร้อม ๆ กันบนตำแหน่ง A, B, C และ D พร้อมกับวัดค่าการโก่งตัวของแบบจำลองการทดลองที่ตำแหน่ง I ดังแสดงในรูปที่ 3.18 ตำแหน่งการติดตั้งสเตรนเกจและไดอัลเกจบนแบบจำลองการทดลอง แสดงในรูปที่ 3.19 และ 3.20 ตามลำดับ

การคำนวณหาค่าความเค้นจากค่าความเครียดที่อ่านได้จากแบบจำลองการทดลองสามารถอ่านค่าความเครียดได้ใน 3 ทิศทางดังรูปที่ 3.17 โดยค่าที่อ่านได้ทั้ง 3 ทิศทาง ( $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$ ) จะถูกปรับแก้ด้วยค่าสัมประสิทธิ์ความไวในแนวขวาง (Coefficient of Transverse Sensitivity) ดังสมการ 3.4, 3.5 และ 3.6 เพื่อให้ค่าความเครียดที่ได้จากการอ่านในแต่ละทิศทางมีความถูกต้องสูง ก่อนจะถูกนำไปคำนวณค่าความเครียดสูงสุดและต่ำสุด ดังสมการ 3.7 และ 3.8 และค่าความเค้นสูงสุดและต่ำสุด ดังสมการ 3.9 และ 3.10 ตามลำดับ



รูปที่ 3.17 Three-Element Rectangular Rosette Gage

$$\varepsilon_1 = \frac{1 - \nu K_t}{1 - K_t^2} (Q_1 - K_t Q_3) \quad (3.4)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1 - \nu K_t}{1 - K_t^2} (Q_2 - K_t (Q_1 + Q_3 - Q_2)) \quad (3.5)$$

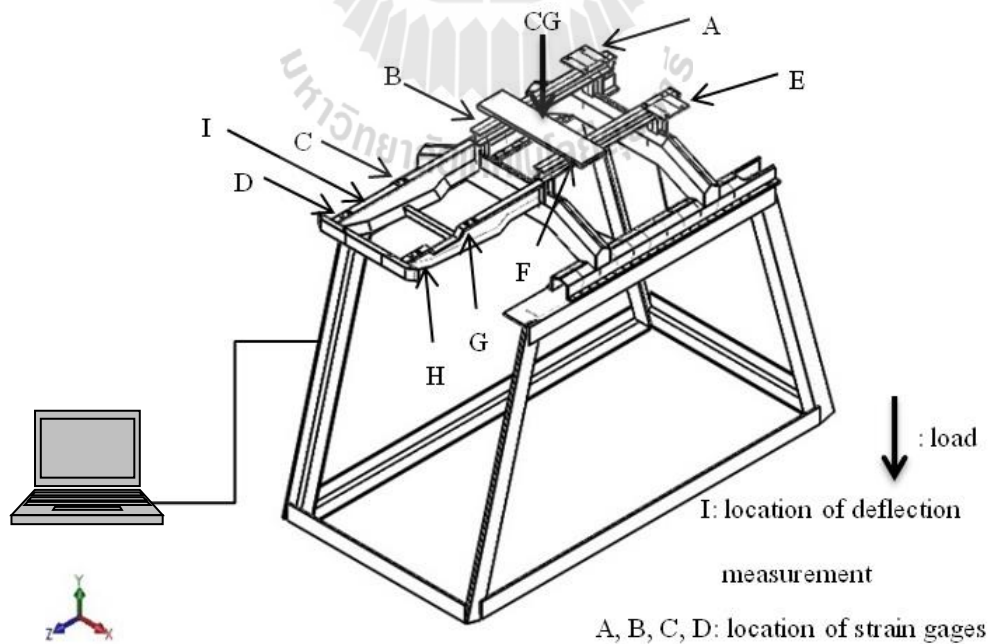
$$\varepsilon_3 = \frac{1 - \nu K_t}{1 - K_t^2} (Q_3 - K_t Q_1) \quad (3.6)$$

$$\varepsilon_{\max} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_3}{2} + \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2} \quad (3.7)$$

$$\varepsilon_{\min} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_3}{2} - \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2} \quad (3.8)$$

$$\sigma_1 = \frac{E}{1 - \nu^2} (\varepsilon_{\max} + \nu \varepsilon_{\min}) \quad (3.9)$$

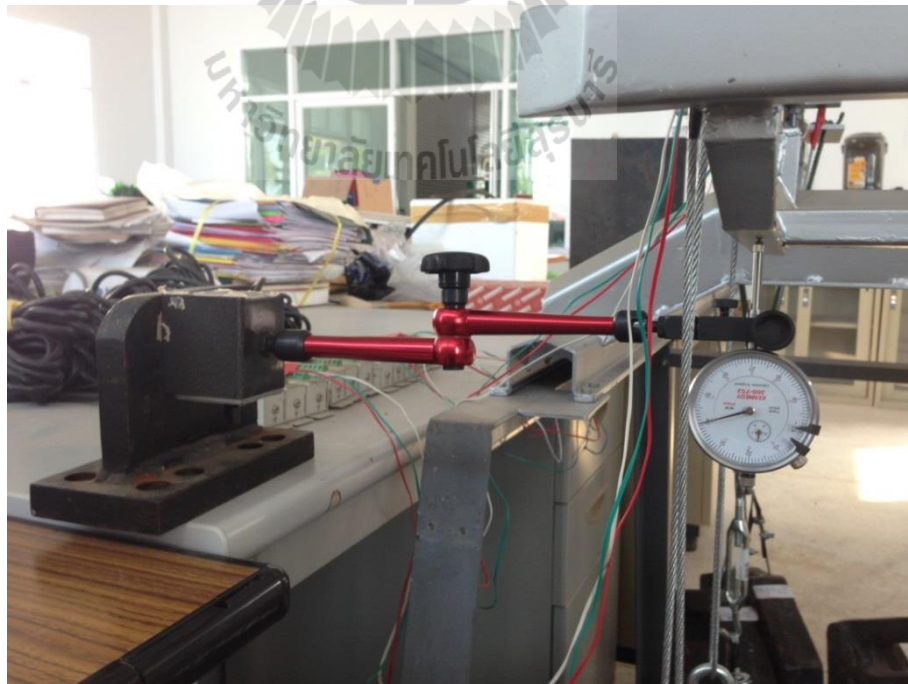
$$\sigma_2 = \frac{E}{1 - \nu^2} (\varepsilon_{\min} + \nu \varepsilon_{\max}) \quad (3.10)$$



รูปที่ 3.18 Loading Test Set-Up.



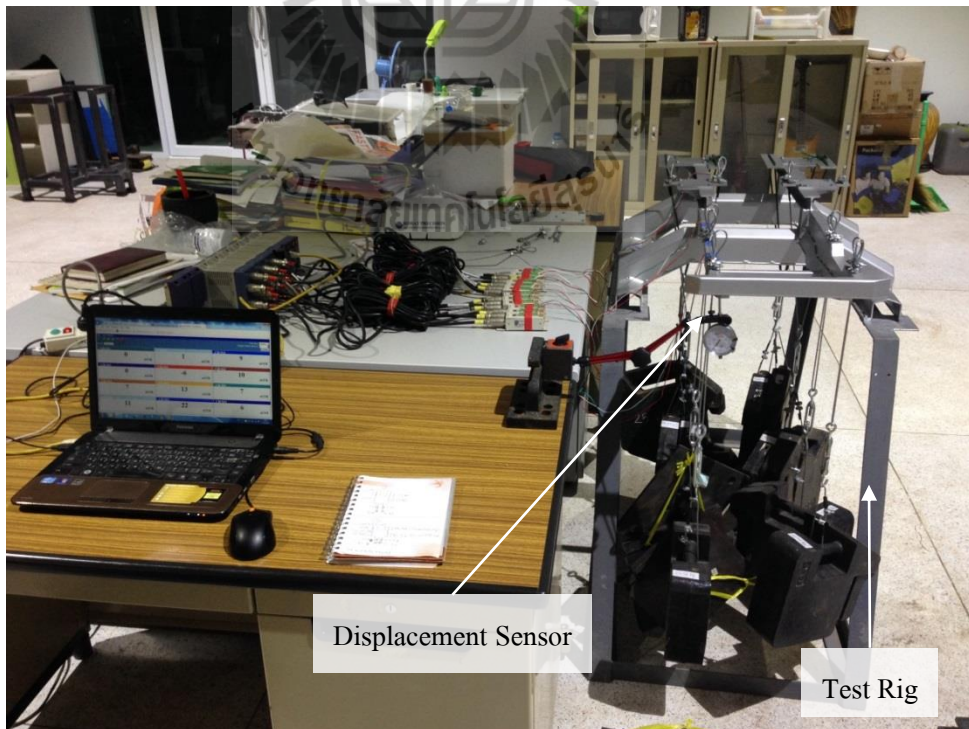
รูปที่ 3.19 ตำแหน่งการติดตั้งทรานสดิวเซอร์แบบจำลองการทดลอง



รูปที่ 3.20 ตำแหน่งการติดตั้งไดอัลเกจแบบจำลองการทดลอง



รูปที่ 3.21 Loading Test 1



รูปที่ 3.22 Loading Test 2

### 3.2.5 การปรับปรุงแบบจำลองโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวขนาดข้าวไทย

โครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวขนาดข้าวไทยจะถูกออกแบบใหม่ให้มีความแข็งแรงเป็นไปตามหลักการออกแบบเครื่องจักรกลเกษตรและมีมวลลดลง แต่ยังคงคล้องกับชิ้นส่วนของระบบเดิมที่ผู้ประกอบการผลิตอยู่แล้ว โดยนำหลักการวิเคราะห์ทางวิศวกรรมและการออกแบบเครื่องจักรกลเกษตรมาใช้เป็นเครื่องมือ ซึ่งมีขั้นตอนดังต่อไปนี้

#### 1) การออกแบบแบบจำลองโครงช่วงล่าง

แบบจำลองโครงช่วงล่างแบบใหม่ถูกออกแบบให้มีความแข็งแรงเป็นไปตามหลักการออกแบบเครื่องจักรกลเกษตร แต่ยังคงคล้องกับชิ้นส่วนของระบบเดิมที่ผู้ประกอบการผลิตอยู่แล้ว โดยอาศัยข้อมูลการวิเคราะห์ความแข็งแรงของโครงช่วงล่างแบบเดิมด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับการออกแบบทางวิศวกรรม

#### 2) การวิเคราะห์ความแข็งแรงของแบบจำลองโดยใช้วิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์

แบบจำลองโครงช่วงล่างแบบใหม่ในแต่ละรูปแบบถูกวิเคราะห์ความแข็งแรงของแบบจำลองโครงช่วงล่างด้วยวิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์โดยการใส่แรงที่กระทำบนแบบจำลองโครงช่วงล่างตามลักษณะการทำงาน แบบจำลองโครงช่วงล่างในแต่ละรูปแบบถูกนำมาเปรียบเทียบและคัดเลือกรูปแบบที่เหมาะสมด้วยผลการวิเคราะห์วิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์

#### 3) การวิเคราะห์ค่าความถี่ธรรมชาติของแบบจำลองโครงช่วงล่าง

แบบจำลองโครงช่วงล่างแบบใหม่ในแต่ละรูปแบบถูกนำมาวิเคราะห์หาค่าความถี่ธรรมชาติ (Natural Frequency) เปรียบเทียบกับแบบจำลองโครงช่วงล่างรูปแบบเดิมตามลักษณะการทำงานใน 5 Mode Shape ดังนี้ 1) Mode Shape 1 คือ โครงช่วงล่างจะเกิดการสั่นสะเทือนในแนวราบ (Lateral) 2) Mode Shape 2 คือ โครงช่วงล่างจะเกิดการสั่นสะเทือนในแนวราบ แนวตั้ง และแนวแกน (Lateral, Vertical and Longitudinal) 3) Mode Shape 3 คือ โครงช่วงล่างจะเกิดการสั่นสะเทือนในแนวตั้งร่วมกับแนวแกน (Vertical and Longitudinal) 4) Mode Shape 4 คือ โครงช่วงล่างจะเกิดการสั่นสะเทือนในแนวตั้งร่วมกับแนวราบ (Vertical and Lateral) และ 5) Mode Shape 5 คือ โครงช่วงล่างจะเกิดการสั่นสะเทือนในตั้ง (Vertical) โดยใช้วิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์ เพื่อป้องกันการเกิดการสั่นพ้อง (Resonance) ซึ่งจะทำให้โครงช่วงล่างเกิดความเสียหายได้

### 3.3 สถานที่ทำการทดสอบ

- 3.3.1 อาคารจักรกลเกษตร ฟาร์มมหาวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
- 3.3.2 บริษัท ทะเลทอง แฟคตอรี จำกัด อ.พนัสนิคม จ.ชลบุรี
- 3.3.3 ศูนย์ความเป็นเลิศทางด้านชีวมวล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



## บทที่ 4

### ผลการวิจัยและการอภิปรายผล

บทนี้จะเป็นการนำเสนอผลการศึกษา รวมถึงการวิเคราะห์ผลทั้งหมด ซึ่งสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ส่วนใหญ่ ๆ ด้วยกันคือ การตรวจสอบความแข็งแรงของโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย และการปรับปรุงโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยให้มีน้ำหนักลดลง และความแข็งแรงเป็นไปตามหลักการออกแบบเครื่องจักรกลเกษตร โดยแบ่งผลการวิจัยและการวิเคราะห์ผลดังต่อไปนี้

#### 4.1 การตรวจสอบความแข็งแรงของโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย

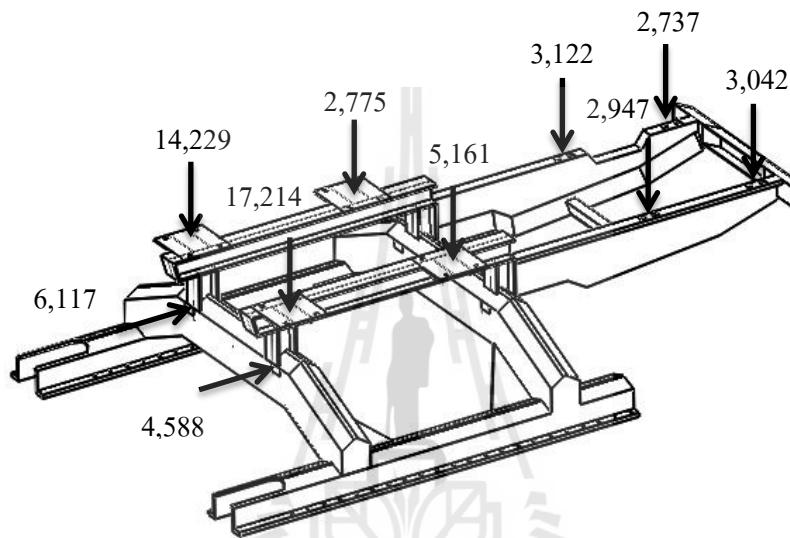
การตรวจสอบความแข็งแรงของโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยถูกแบ่งออกเป็น 4 ขั้นตอน ดังนี้

##### 4.1.1 ผลการวัดภาระที่กระทำบนโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย

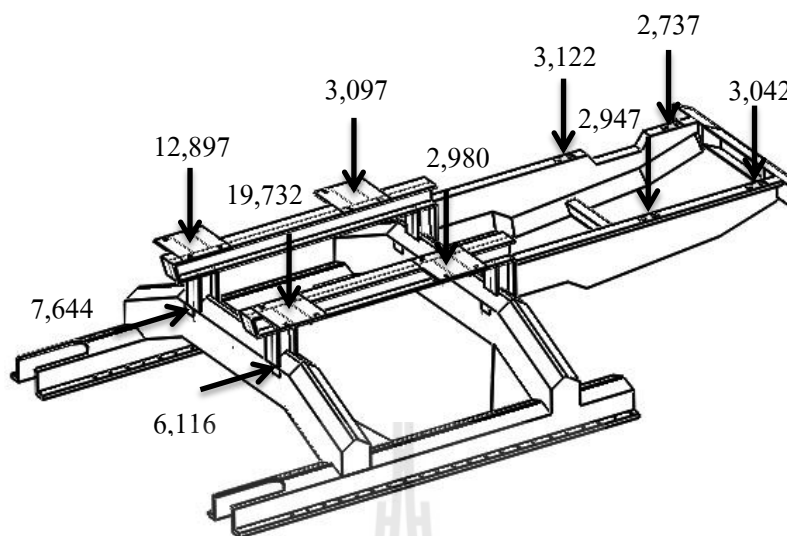
จากการวัดภาระที่กระทำบนโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวพบว่า ตำแหน่งที่ 3 รับภาระสูงสุด ซึ่งมีค่าเท่ากับ 17,214 N และ 19,732 N สำหรับกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุด ตามลำดับ โดยภาระเหล่านี้มาจากระบบนวดคัดทำความสะอาด และระบบเกี่ยวตัดและลำเลียง ในขณะเดียวกัน ตำแหน่งที่ 10 รับภาระน้อยสุด ซึ่งมีค่าเท่ากับ 2,737 N ทั้งสองกรณี โดยภาระเหล่านี้มาจากระบบเครื่องขนัต้นกำลัง ดังแสดงในตารางที่ 4.1 และรูปที่ 4.1 ตารางที่ 4.1 ภาระที่เกิดขึ้นบนโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย

กรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้น		กรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุด	
ตำแหน่ง	ขนาดแรงลัพธ์ (N)	ตำแหน่ง	ขนาดแรงลัพธ์ (N)
1	4,587.70	1	6,115.5
2	6,116.60	2	7,644.4
3	17,214.40	3	19,731.9
4	14,228.50	4	12,896.6
5	5,160.50	5	2,979.9
6	2,775.20	6	3,096.9
7	2,947.40	7	2,947.4
8	3,122.30	8	3,122.3

กรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้น		กรณีหัวเกี่ยวอุกยสูงสุด	
ตำแหน่ง	ขนาดแรงลัพธ์ (N)	ตำแหน่ง	ขนาดแรงลัพธ์ (N)
9	3,041.90	9	3,041.9
10	2,737.40	10	2,737.4



(ก) หัวเกี่ยวขนานกับพื้น

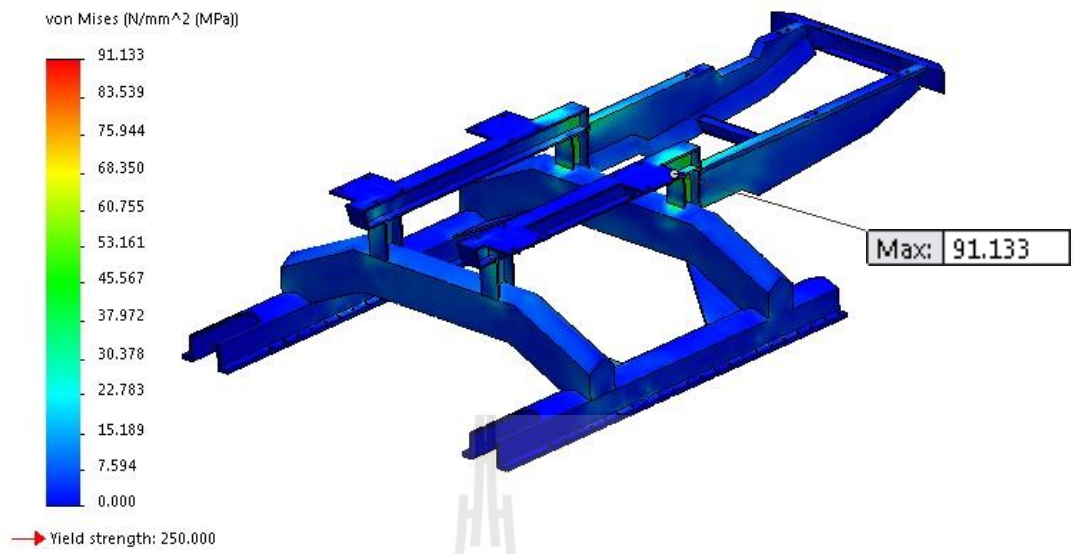


(ข) หัวเกี้ยวถูกยกสูงสุด

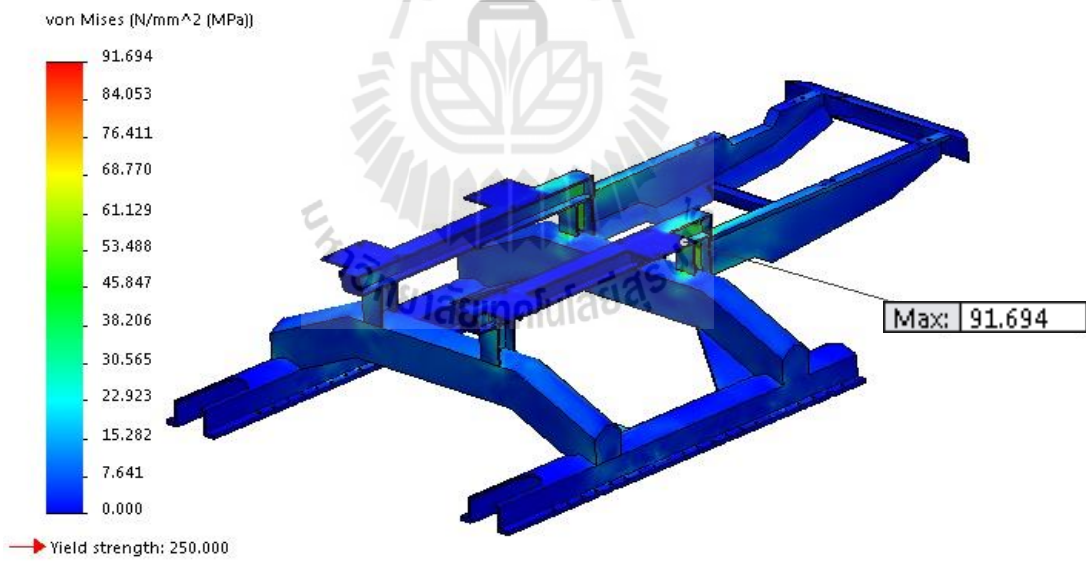
รูปที่ 4.1 ขนาด ตำแหน่งและทิศทางของแรงกระทำกับแบบจำลองโครงสร้าง

#### 4.1.2 ผลการวิเคราะห์ความแข็งแรงด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

ผลการวิเคราะห์ความเค้นแสดงให้เห็นว่า บริเวณที่แสดงผลสีแดงเป็นบริเวณที่มีการกระจายตัวของความเค้นที่สูงที่สุด สีส้ม สีเหลือง สีเขียว และสีฟ้าคือบริเวณที่มีค่าการกระจายตัวของความเค้นลดลงตามลำดับ ส่วนสีน้ำเงินคือบริเวณที่มีการกระจายตัวของความเค้นต่ำที่สุด ความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นในกรณีหัวเกี้ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี้ยวถูกยกสูงสุดมีค่าเท่ากับ 91.133 MPa และ 91.694 MPa ตามลำดับ ความเค้นสูงสุดเหล่านี้เกิดขึ้นที่ตำแหน่ง  $X = -325$ ,  $Y = 616.78$ ,  $Z = 1,717$  หรือ โหนดที่ (50,985) ซึ่งอยู่ตรงกลางรอยต่อระหว่างคานด้านซ้ายกับเสาหลังด้านซ้ายใต้ระบบนวดคัดทำความสะอาด ดังแสดงในรูปที่ 4.2 ผลการวิเคราะห์การโก่งตัวแสดงให้เห็นว่าบริเวณสีแดงแสดงค่าการโก่งที่เกิดขึ้นสูงที่สุด สีส้ม สีเหลือง สีเขียว สีฟ้า และสีน้ำเงิน มีค่าการโก่งตัวที่เกิดขึ้นลดลงตามลำดับ การโก่งตัวสูงสุดที่เกิดขึ้นในกรณีหัวเกี้ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี้ยวถูกยกสูงสุดมีค่าเท่ากับ 2.313 mm และ 2.355 mm ตามลำดับ ณ ตำแหน่ง  $X = -430$ ,  $Y = 619.78$ ,  $Z = 3,270$  หรือ โหนดที่ 198 ซึ่งอยู่ตรงบริเวณด้านซ้ายของคานหลังที่รับน้ำหนักจากระบบเครื่องยนต์ต้นกำลัง ดังแสดงในรูปที่ 4.3

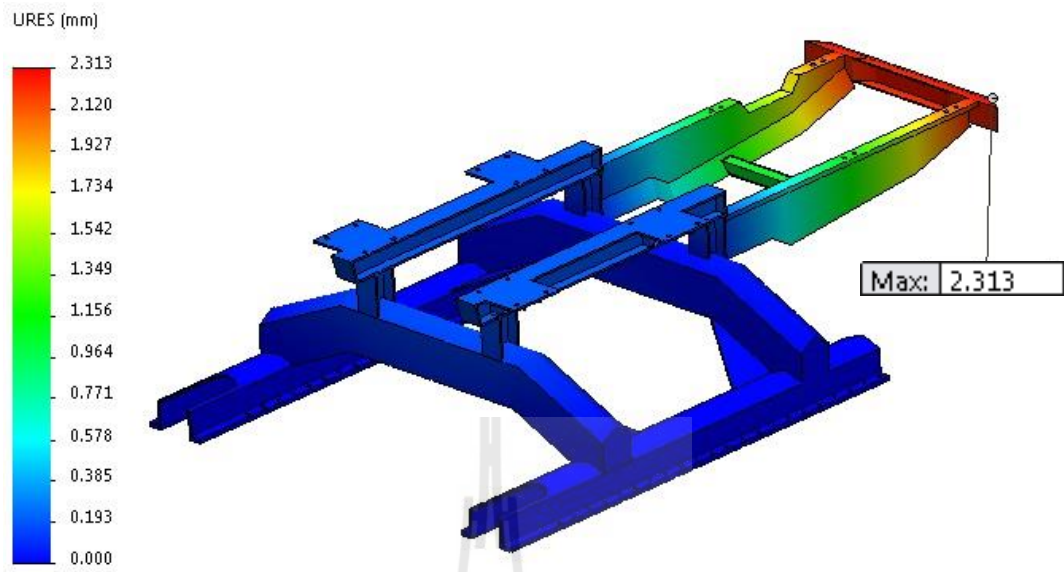


(ก) หัวเกี่ยวขนานกับพื้น

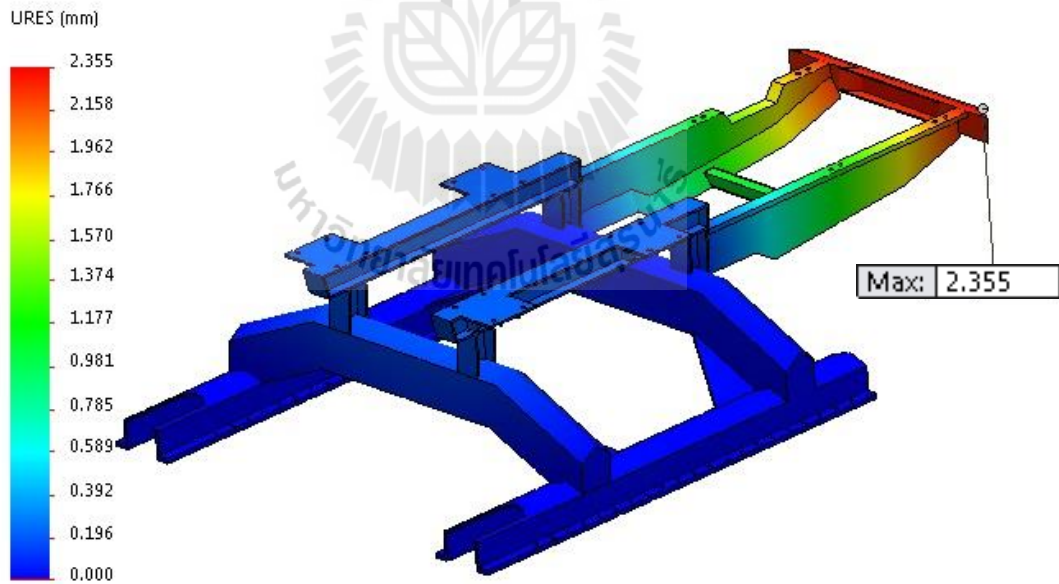


(ข) หัวเกี่ยวถูกยกสูงสุด

รูปที่ 4.2 ค่าการกระจายตัวของความเค้นแบบ Von-Mises



(ก) หัวเกี่ยวขนานกับพื้น



(ข) หัวเกี่ยวถูกยกสูงสุด

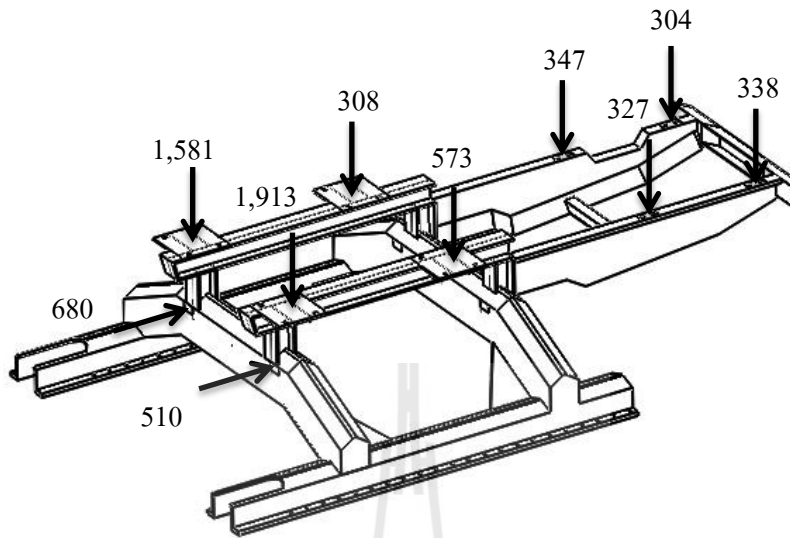
รูปที่ 4.3 ค่าการกระจายตัวของการโก่งตัวของแบบจำลองโครงช่วงล่าง

### 4.1.3 ผลการวิเคราะห์ทางการจำลองรูป

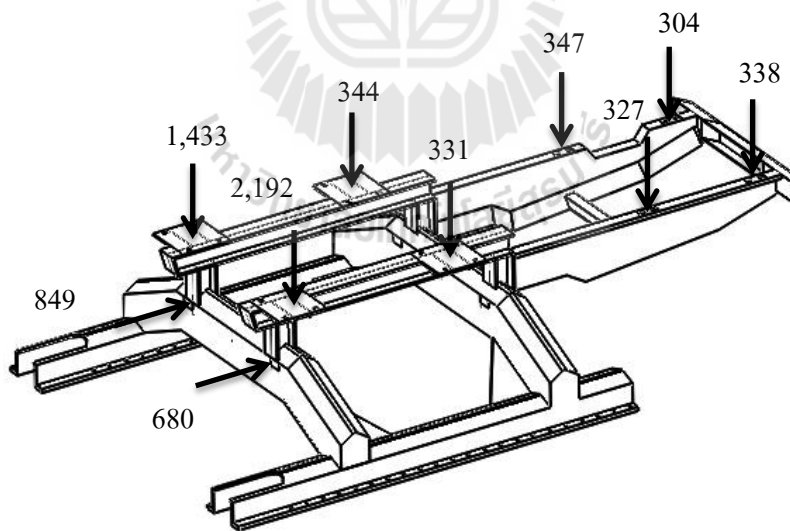
รูปที่ 4.4 แสดงแรงกระทำบนแบบจำลองย่อส่วนที่ตำแหน่งต่าง ๆ ซึ่งมีขนาดลดลง 9 เท่า จากแบบจำลองต้นแบบ (ความสัมพันธ์ระหว่างแบบจำลองต้นแบบกับแบบจำลองย่อส่วนที่เหมาะสมสำหรับการสร้างแบบจำลองการทดลองคือ  $K_L = 1:3$ ,  $K_V = 1:1$ ,  $K_F = 1:9$ ,  $K_M = 1:27$ ,  $K_G = 1:1$  และ  $K_S = 1:3$  ตามลำดับ แสดงในตารางที่ 4.2) ผลการวิเคราะห์ความแข็งแรงแสดงให้เห็นว่า ความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุดมีค่าเท่ากับ 90.967 MPa และ 92.163 MPa ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 4.5 การโก่งตัวสูงสุดที่เกิดขึ้นในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุดมีค่าเท่ากับ 0.773 mm และ 0.787 mm ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 4.6 ซึ่งเกิดขึ้นตรงตำแหน่งเดิมในรูปที่ 4.2 และ รูปที่ 4.3 ค่าความเค้นและค่าการโก่งตัวที่เกิดขึ้นบนแบบจำลองต้นแบบกับแบบจำลองย่อส่วนมีความสัมพันธ์กันตามสมการที่ 3.3 จึงทำให้การกระจายตัวของความเค้นบนแบบจำลองทั้งสองคล้ายคลึงกัน ซึ่งค่าความแตกต่างที่เกิดขึ้นเพียงเล็กน้อยเนื่องมาจากการแบ่งขนาดเอลิเมนต์ของแบบจำลอง ดังนั้นจึงสรุปได้ว่าผลการจำลองรูปของโครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวขนาดข้าวไทยมีความถูกต้อง

ตารางที่ 4.2 ความสัมพันธ์ระหว่างแบบจำลองต้นแบบกับแบบจำลองย่อส่วนของโครงช่วงล่าง

Length scale	Poisson's ratio	Force	Young's modulus	Moment	Stress	Deflection
<b>Model : Prototype</b>						
1:2.0	1:1	1:4.0	1:1	1:8.0	1:1	1:2.0
1:2.5	1:1	1:6.3	1:1	1:15.6	1:1	1:2.5
1:3.0	1:1	1:9.0	1:1	1:27.0	1:1	1:3.0
1:3.5	1:1	1:12.3	1:1	1:42.9	1:1	1:3.5
1:4.0	1:1	1:16.0	1:1	1:64.0	1:1	1:4.0
1:4.5	1:1	1:20.3	1:1	1:91.1	1:1	1:4.5
1:5.0	1:1	1:25.0	1:1	1:125.0	1:1	1:5.0
1:5.5	1:1	1:30.3	1:1	1:166.4	1:1	1:5.5
1:6.0	1:1	1:36.0	1:1	1:216.0	1:1	1:6.0

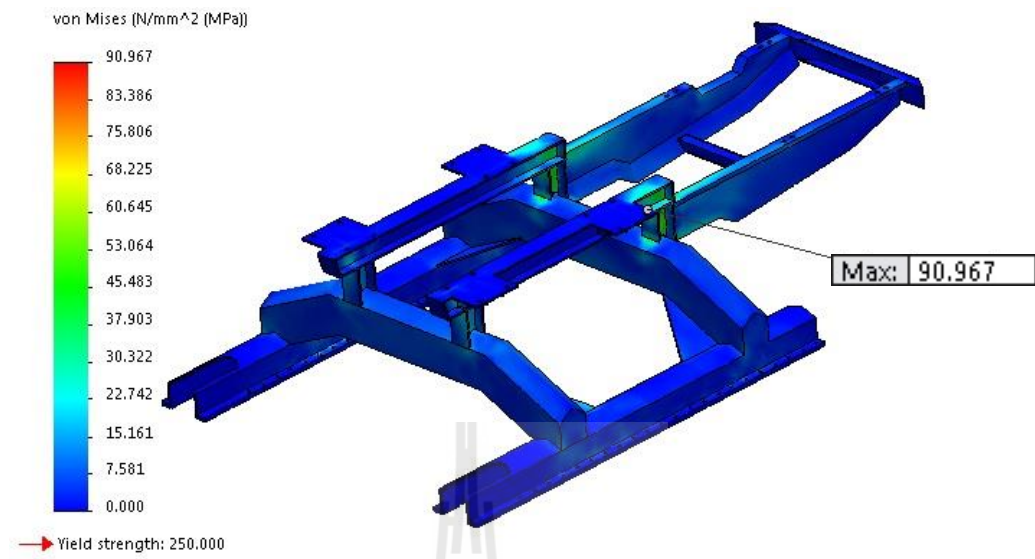


(ก) หัวเกี่ยวขนานกับพื้น

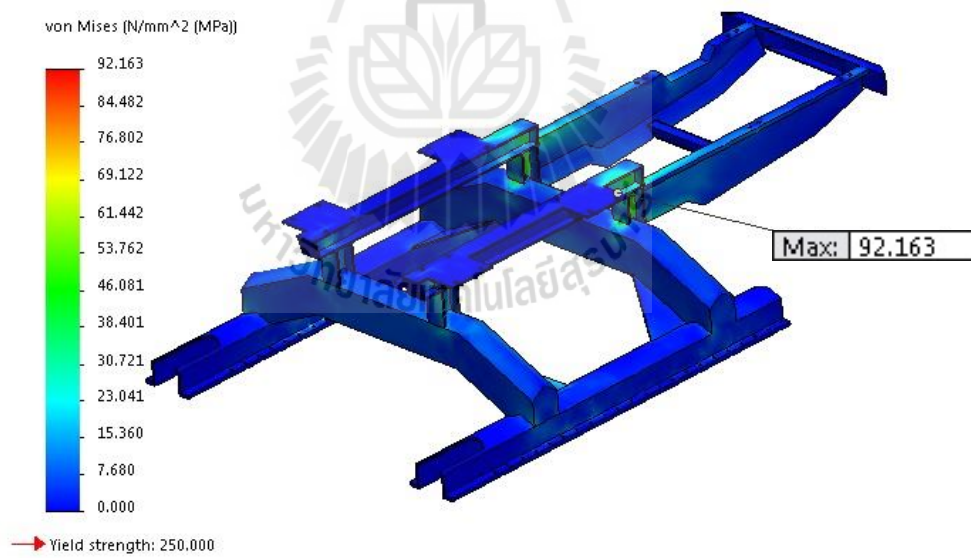


(ข) หัวเกี่ยวถูกยกสูงสุด

รูปที่ 4.4 ขนาดและทิศทางของแรงที่กระทำกับแบบจำลองโครงช่วงล่างข้อต่อ



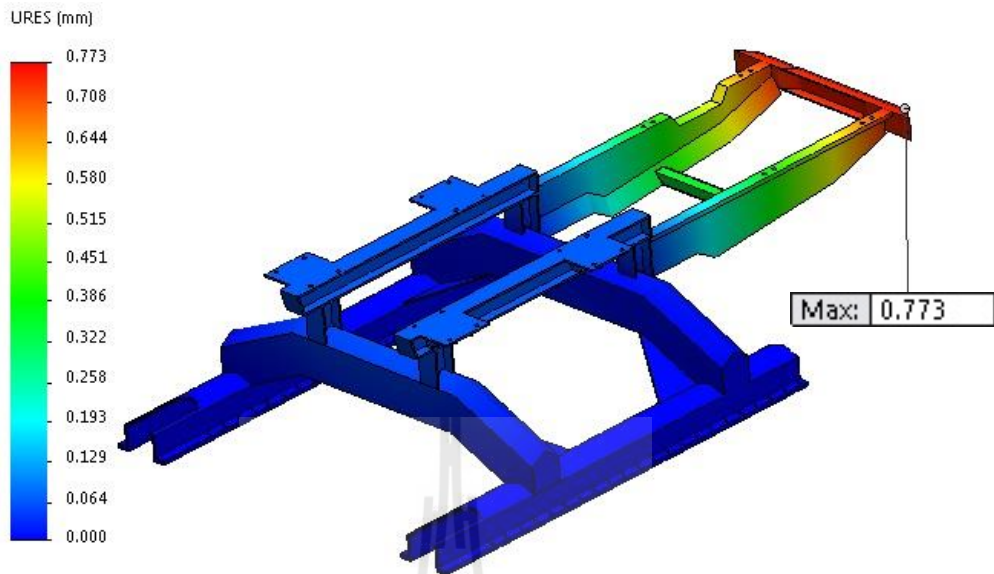
(ก) หัวเกี่ยวขนานกับพื้น



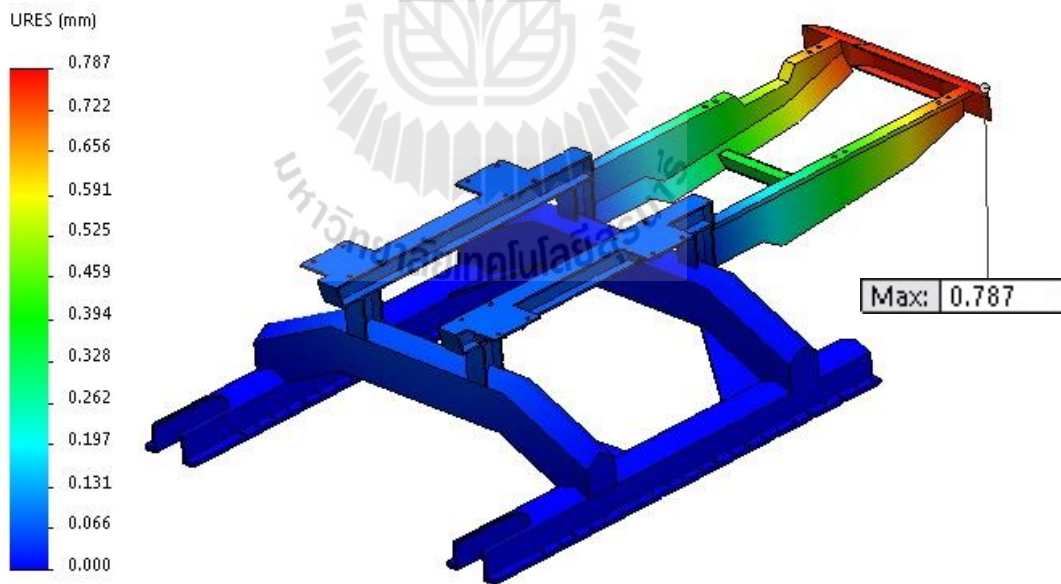
(ข) หัวเกี่ยวฉากกยสูงสุด

รูปที่ 4.5 การกระจายตัวของค่าความเค้น Von-Mises บนแบบจำลองข้อส่วน





(ก) หัวเกี่ยวขนานกับพื้น



(ข) หัวเกี่ยวถูกยกสูงสุด

รูปที่ 4.6 การกระจายตัวของค่าการโก่งตัวบนแบบจำลองข้อส่วน

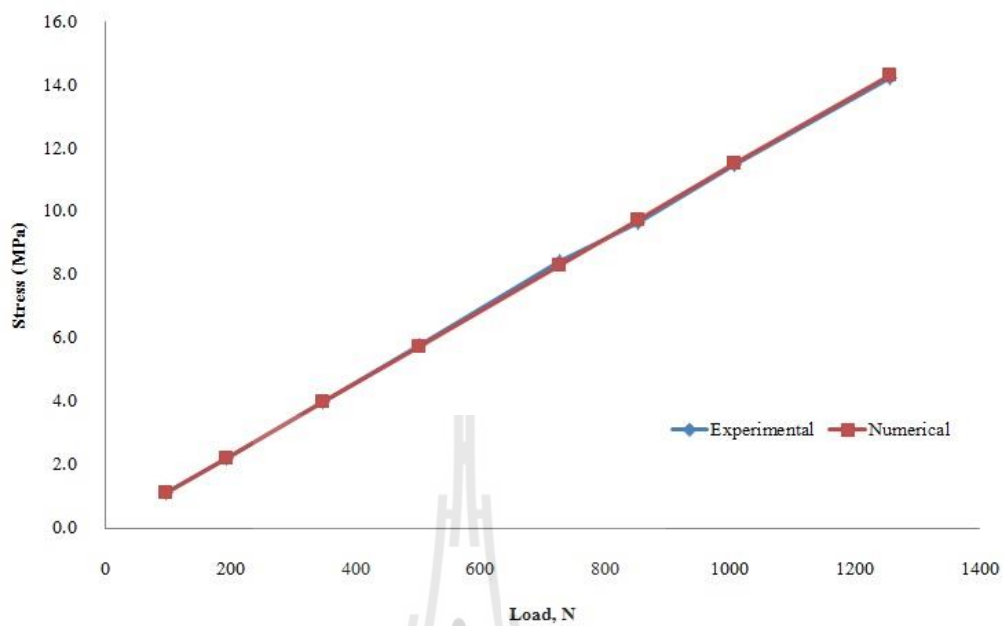
#### 4.1.4 ผลการทดสอบแรง (Loading test)

รูปที่ 4.7 แสดงการเปรียบเทียบที่ตำแหน่ง C ของการทดสอบแรงแบบที่ 1 จากการเปรียบเทียบพบว่า ค่าความเค้นจากวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (FEM) กับค่าที่อ่านได้จริงจากแบบจำลองการทดลอง (Experimental Model) มีค่าแตกต่างกัน  $\pm 1\%$  ส่วนในการทดสอบแรงแบบที่ 2 ค่าความเค้นจากวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับค่าที่อ่านได้จริงจากแบบจำลองการทดลองมีค่าแตกต่างกันต่ำกว่า 5% ดังแสดงในรูปที่ 4.8

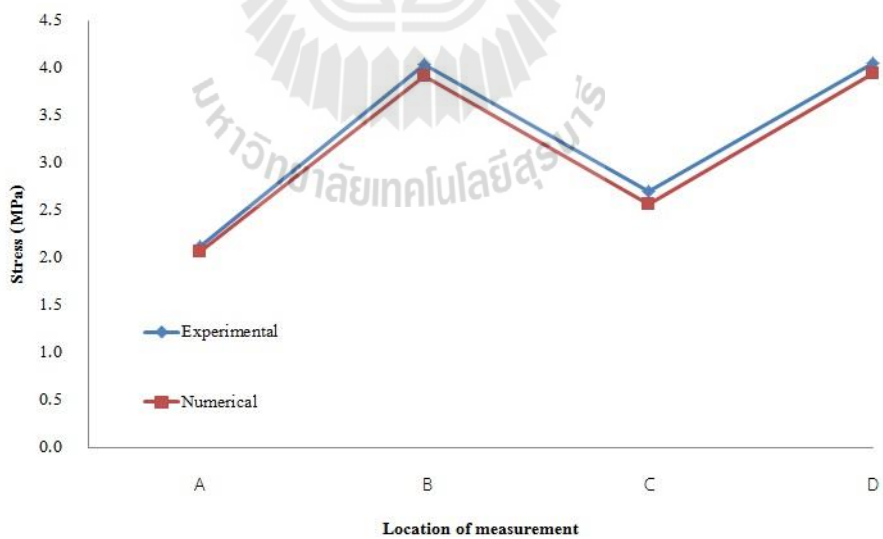
จากการวัดการโก่งตัวของแบบจำลองย่อส่วนพบว่า ในการทดสอบแรงแบบที่ 1 การโก่งตัวจากวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์มีค่า 0.008 mm ส่วนการโก่งตัวจากแบบจำลองการทดลองไม่สามารถวัดค่าได้เนื่องจากข้อจำกัดของเครื่องมือวัด การทดสอบแรงแบบที่ 2 การโก่งตัวจากวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์มีค่า 0.396 mm และค่าการโก่งตัวจากแบบจำลองการทดลองมีค่า 0.40 mm ซึ่งมีค่าการโก่งตัวไม่แตกต่างกัน

ค่าความผิดพลาดที่เกิดขึ้น เนื่องมาจากแบบจำลองทาง FEM มีการกำหนดคุณสมบัติของวัสดุเป็นแบบเนื้อเดียวกัน (Homogeneous) ในทุก ๆ ตำแหน่งของเนื้อวัสดุของโครงสร้าง ซึ่งไม่ถูกต้องสำหรับแบบจำลองการทดลอง เพราะการสร้างแบบจำลองการทดลองต้องผ่านกระบวนการเชื่อมประสาน การตัด และการขัดสี เป็นต้น จึงทำให้คุณสมบัติทางกลและกระบวนการทางความร้อนเปลี่ยนแปลง

การทดลองนี้แสดงให้เห็นว่า การวิเคราะห์ความแข็งแรงของโครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยด้วยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์มีความถูกต้องในระดับเชื่อถือได้



รูปที่ 4.7 Calculated and measured stress at C with loading test 1.



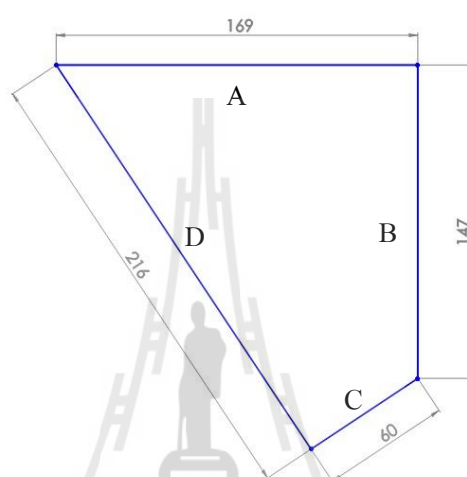
รูปที่ 4.8 Calculated and measured stress at A, B, C, and D with loading test 2.

## 4.2 การปรับปรุงโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย

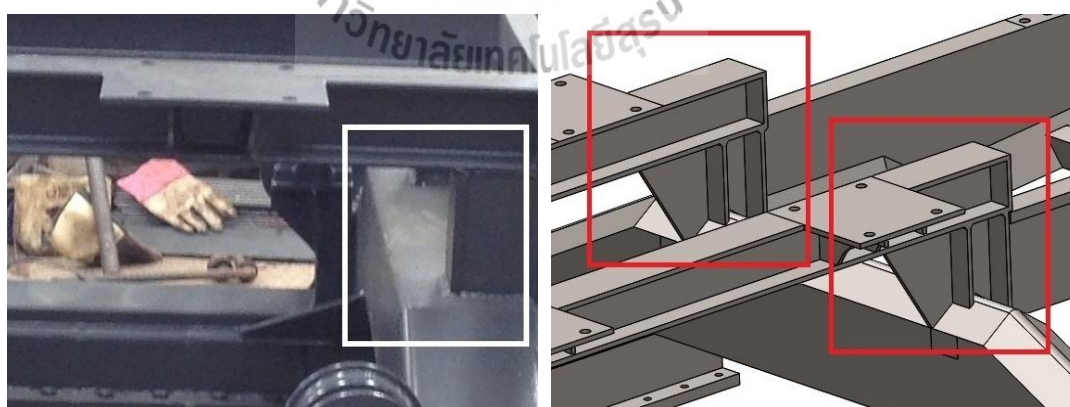
### 4.2.1 การออกแบบแบบจำลองโครงช่วงล่าง

แบบจำลองโครงช่วงล่างถูกออกแบบใหม่ มี 3 รูปแบบ ดังนี้

1) รูปแบบที่ 1 ติดตั้งคานเหล็กที่มีความหนา 9 mm ขนาดแสดงในรูปที่ 4.9 เพื่อเพิ่มความแข็งแรงที่ตำแหน่งกลางเสาหลังทั้ง 2 ของโครงช่วงล่าง ดังรูปที่ 4.10

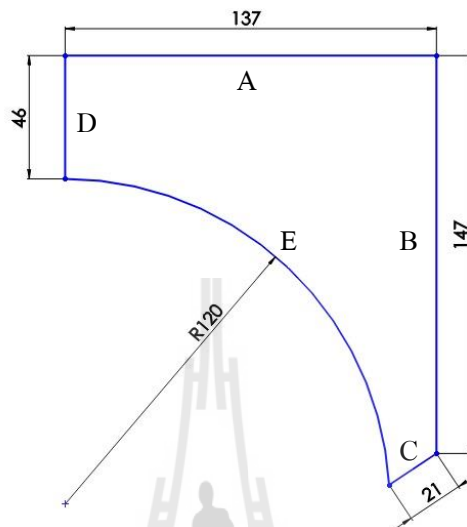


รูปที่ 4.9 ขนาดของคานเหล็กที่ติดตั้งในรูปแบบที่ 1

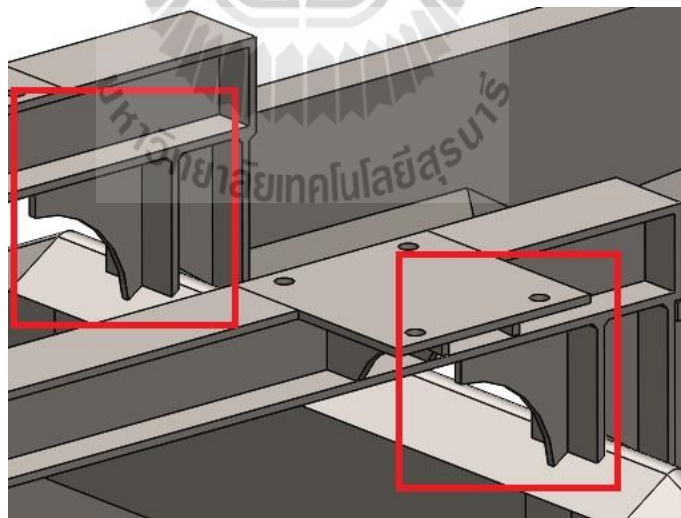


รูปที่ 4.10 ตำแหน่งติดตั้งคานเหล็กหนา 9 mm ในรูปแบบที่ 1

2) รูปแบบที่ 2 ติดตั้งคานเหล็กที่มีความหนา 9 mm ขนาดแสดงในรูปที่ 4.11 เพื่อเพิ่มความแข็งแรงที่ตำแหน่งกลางเสาหลังทั้ง 2 ของโครงช่วงล่าง ดังรูปที่ 4.12

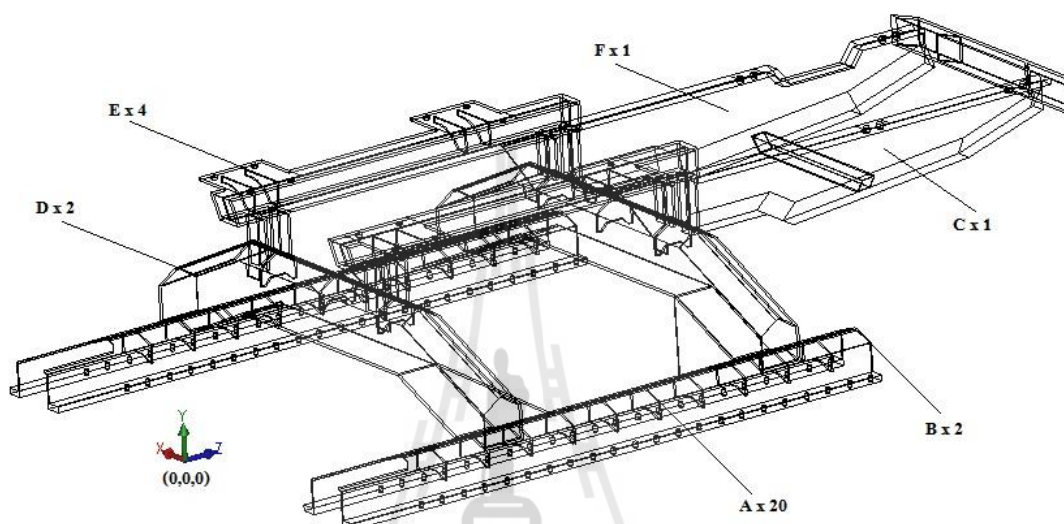


รูปที่ 4.11 ขนาดของคานเหล็กที่ติดตั้งในรูปแบบที่ 2



รูปที่ 4.12 ตำแหน่งติดตั้งคานเหล็กหนา 9 mm ในรูปแบบที่ 2

3) รูปแบบที่ 3 ติดตั้งคานเหล็กที่มีความหนา 9 mm ขนาดแสดงในรูปที่ 4.9 เพื่อเพิ่มความแข็งแรงที่ตำแหน่งกลางเสาหลังทั้ง 2 ของโครงช่วงล่าง ดังรูปที่ 4.10 และลดขนาดความหนาของชิ้นส่วน A, B, C, D, E และ F จำนวน 20, 2, 1, 2, 4 และ 1 ชิ้น ตามลำดับ จาก 9 mm ลงเหลือ 6 mm เพื่อลดน้ำหนักของ โครงช่วงล่างและความแข็งแรงที่เหมาะสม ดังรูปที่ 4.13



รูปที่ 4.13 ชิ้นส่วนที่ลดขนาดในรูปแบบที่ 3

#### 4.2.2 การวิเคราะห์ความแข็งแรงของแบบจำลองแบบใหม่โดยใช้วิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์

ผลการวิเคราะห์ความแข็งแรงของแบบจำลองแบบใหม่โดยใช้วิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์แสดงให้เห็นว่า แบบจำลองโครงช่วงล่างรูปแบบที่ 1 มีความเค้นสูงสุดเกิดขึ้นในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุดมีค่าเท่ากับ 56.122 MPa และ 56.094 MPa ตามลำดับ ดังรูปที่ 4.14 การโก่งตัวสูงสุดที่เกิดขึ้นในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุดมีค่าเท่ากับ 1.777 mm และ 1.817 mm ตามลำดับ ดังรูปที่ 4.15 และค่าความปลอดภัยต่ำสุดในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุดมีค่าเท่ากับ 4.455 และ 4.457 ตามลำดับ แบบจำลองโครงช่วงล่างรูปแบบที่ 2 มีความเค้นสูงสุดเกิดขึ้นในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุดมีค่าเท่ากับ 66.295 MPa และ 66.962 MPa ตามลำดับ ดังรูปที่ 4.16 การโก่งตัวสูงสุดที่เกิดขึ้นในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุดมีค่าเท่ากับ 1.931 mm และ 1.967 mm ตามลำดับ ดังรูปที่ 4.17 และค่าความปลอดภัยต่ำสุดในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุดมีค่าเท่ากับ 3.771 และ 3.733 ตามลำดับ และแบบจำลองโครงช่วงล่างรูปแบบที่ 3

มีความเค้นสูงสุดเกิดขึ้นในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุดมีค่าเท่ากับ 59.635 MPa และ 60.548 MPa ตามลำดับ ดังรูปที่ 4.18 การโก่งตัวสูงสุดที่เกิดขึ้นในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุดมีค่าเท่ากับ 1.985 mm และ 2.018 mm ตามลำดับ ดังรูปที่ 4.19 และค่าความปลอดภัยต่ำสุดในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุดมีค่าเท่ากับ 4.192 และ 4.129 ตามลำดับ

การวิเคราะห์แบบจำลองโครงช่วงล่างทั้ง 3 รูปแบบ ตามลักษณะการทำงาน โดยพิจารณาค่าความเค้น ค่าการโก่งตัว และค่าความปลอดภัย ตามหลักการวิเคราะห์ทางวิศวกรรมและการออกแบบเครื่องจักรกลเกษตร แบบจำลองโครงช่วงล่างทั้ง 3 รูปแบบ ถูกออกแบบเพื่อลดค่าความเค้นและเพิ่มค่าความปลอดภัยให้มีค่าไม่น้อยกว่า 4 ตามหลักการออกแบบ โครงสร้างแชสซีส (Chassis) ของยานยนต์ที่ภาวะสถิตย์และการใช้งานนอกถนน (Off-Road or Cross-Country) ในตำแหน่งวิกฤติ (J.H.Smith, 2002) พบว่า

แบบจำลองโครงช่วงล่างรูปแบบที่ 1 ผลการวิเคราะห์แสดงให้เห็นว่า ความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุดมีค่าเท่ากับ 56.122 MPa (ลดลง 38.42%) และ 56.094 MPa (ลดลง 38.83%) ตามลำดับ ความเค้นสูงสุดเหล่านี้เกิดขึ้นที่ตำแหน่ง  $X = -320.5$ ,  $Y = 619.78$ ,  $Z = 1849.625$  ซึ่งอยู่ตรงบริเวณขอบด้านในฝั่งซ้ายของคานใกล้กับเสาหลังด้านซ้ายใต้ระบบนวดคัดทำความสะอาด ดังรูปที่ 4.14 การโก่งตัวสูงสุดที่เกิดขึ้นในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุดมีค่าเท่ากับ 1.777 mm และ 1.817 mm ตามลำดับ ณ ตำแหน่ง  $X = -430$ ,  $Y = 619.78$ ,  $Z = 3270$  ซึ่งอยู่ตรงบริเวณด้านซ้ายของคานหลังที่รับน้ำหนักจากระบบเครื่องยนต์ต้นกำลัง ดังแสดงในรูปที่ 4.15 ส่วนที่ตำแหน่งวิกฤติเดิม ความเค้นมีค่าเท่ากับ 8.949 MPa และ 8.812 MPa การโก่งตัวมีค่าเท่ากับ 0.123 mm และ 0.134 mm และค่าความปลอดภัยมีค่าเท่ากับ 27.935 และ 28.371 ในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุดตามลำดับ การปรับปรุงรูปแบบนี้สามารถเพิ่มความแข็งแรงให้แก่โครงช่วงล่างได้ดี แต่ทำให้มีมวลเพิ่มขึ้น 0.3%

แบบจำลองโครงช่วงล่างรูปแบบที่ 2 ถูกพัฒนาให้มีมวลลดลง 50% จากแบบจำลองโครงช่วงล่างรูปแบบที่ 1 (รูปที่ 4.11) ผลการวิเคราะห์แสดงให้เห็นว่า ความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุดมีค่าเท่ากับ 66.295 MPa (ลดลง 27.26%) และ 66.962 MPa (ลดลง 26.97%) ตามลำดับ ความเค้นสูงสุดเหล่านี้เกิดขึ้นที่ตำแหน่ง  $X = -329.5$ ,  $Y = 535.129$ ,  $Z = 1671.39$  ซึ่งอยู่ตรงกลางส่วน โถ้งของคานด้านซ้ายที่ติดตั้งเพิ่มใต้ระบบนวดคัดทำความสะอาด ดังรูปที่ 4.16 การโก่งตัวสูงสุดที่เกิดขึ้นในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุดมีค่าเท่ากับ 1.931 mm และ 1.967 mm ตามลำดับ ณ ตำแหน่ง  $X = -430$ ,  $Y = 619.78$ ,  $Z = 3270$  ซึ่งอยู่ตรงบริเวณด้านซ้ายของคานหลังที่รับน้ำหนักจากระบบเครื่องยนต์ต้น

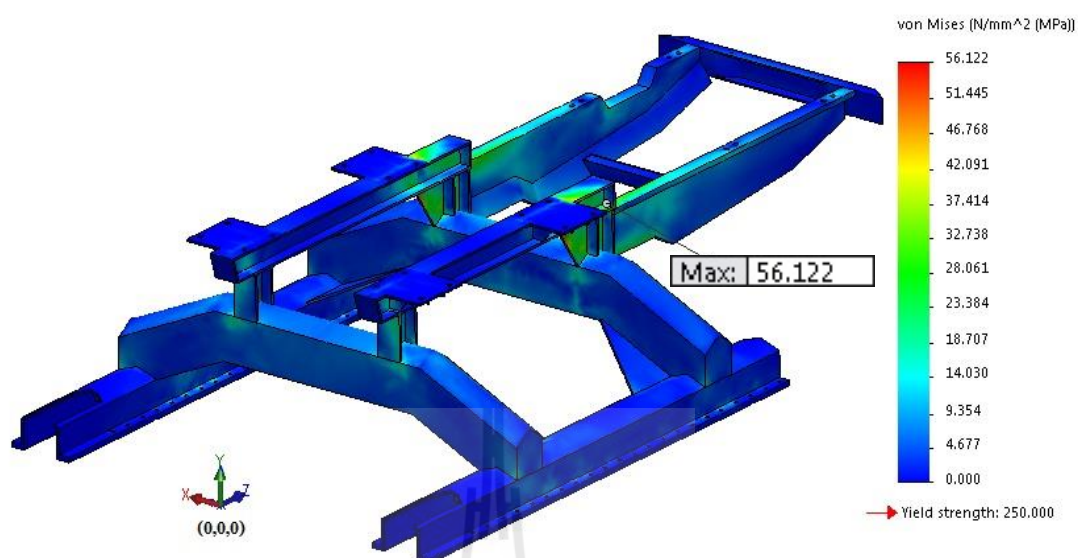
กำลัง ดังแสดงในรูปที่ 4.17 ส่วนที่ตำแหน่งวิกฤติเดิม ความเค้นมีค่าเท่ากับ 7.745 MPa และ 7.500 MPa การโก่งตัวมีค่าเท่ากับ 0.136 mm และ 0.146 mm และค่าความปลอดภัยมีค่าเท่ากับ 32.278 และ 33.335 ในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุด ตามลำดับ การปรับปรุงลักษณะนี้ยังไม่สามารถเพิ่มความแข็งแรงให้แก่โครงช่วงล่างได้เพียงพอ อีกทั้งยังทำให้มีมวลเพิ่มขึ้น 0.16%

แบบจำลองโครงช่วงล่างรูปแบบที่ 3 ถูกพัฒนาจากแบบจำลองโครงช่วงล่างรูปแบบที่ 1 ให้มีมวลลดลง ผลการวิเคราะห์แสดงให้เห็นว่า ความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุดมีค่าเท่ากับ 59.635 MPa (ลดลง 34.56%) และ 60.548 MPa (ลดลง 33.97%) ตามลำดับ ความเค้นสูงสุดเหล่านี้เกิดขึ้นที่ตำแหน่ง  $X = -320.5$ ,  $Y = 619.78$ ,  $Z = 1831.34$  ซึ่งอยู่ตรงบริเวณขอบด้านในฝั่งซ้ายของคานใกล้กับเสาหลังด้านซ้ายใต้ระบบนวดคัดทำความสะอาดดังรูปที่ 4.18 การโก่งตัวสูงสุดที่เกิดขึ้นในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุดมีค่าเท่ากับ 1.985 mm และ 2.018 mm ตามลำดับ ณ ตำแหน่ง  $X = -430$ ,  $Y = 619.78$ ,  $Z = 3270$  ซึ่งอยู่ตรงบริเวณด้านซ้ายของคานหลังที่รับน้ำหนักจากระบบเครื่องยนต์ต้นกำลัง ดังแสดงในรูปที่ 4.19 ส่วนที่ตำแหน่งวิกฤติเดิม ความเค้นมีค่าเท่ากับ 5.475 MPa และ 7.793 MPa การโก่งตัวมีค่าเท่ากับ 0.160 mm และ 0.171 mm และค่าความปลอดภัยมีค่าเท่ากับ 45.665 และ 32.080 ในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุด ตามลำดับ การปรับปรุงรูปแบบนี้สามารถเพิ่มความแข็งแรงให้แก่โครงช่วงล่างได้ดี อีกทั้งยังสามารถลดมวลลงได้ 19.5%

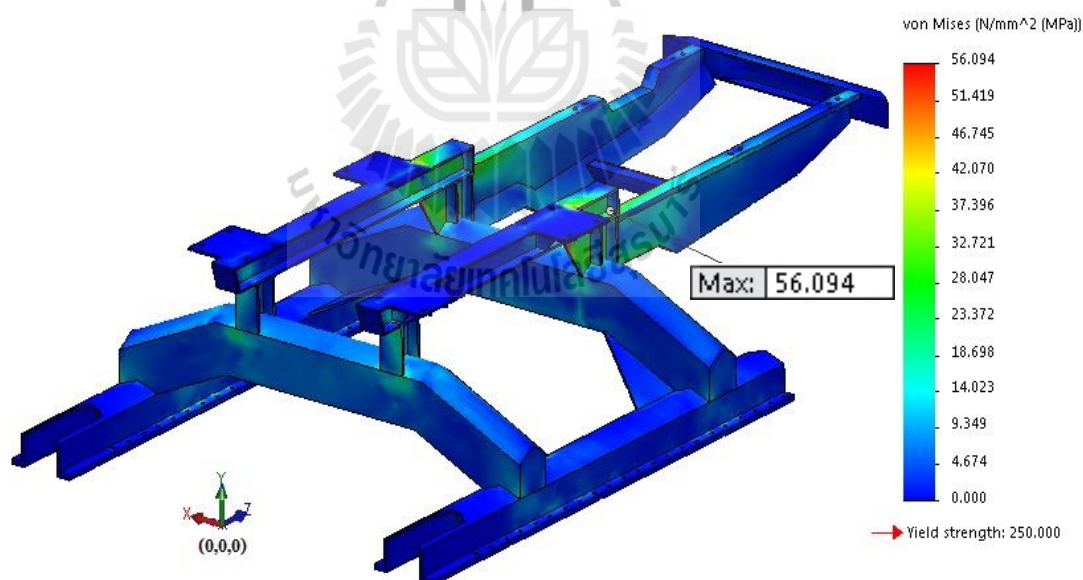
#### 4.2.3 การวิเคราะห์ค่าความถี่ธรรมชาติของแบบจำลองโครงช่วงล่าง

ตารางที่ 4.3 แสดงค่าความถี่ธรรมชาติของแบบจำลองโครงช่วงล่างรูปแบบต่าง ๆ ที่โหมดการสั่นสะเทือน 1-5 โดยปกติโครงสร้างทั่วไปจะถูกออกแบบให้มีค่าความถี่ธรรมชาติของโครงสร้างสูงกว่าหรือต่ำกว่าความถี่ธรรมชาติของระบบที่นำไปใช้งาน เพราะหากความถี่ธรรมชาติของโครงสร้างมีค่าเท่ากับความถี่ธรรมชาติของระบบหรือเรียกว่า "การสั่นพ้อง (Resonance)" จะทำให้โครงสร้างสั่นสะเทือนจนเกิดความเสียหายได้ ความถี่ธรรมชาติของแชสซีของเครื่องจักรกลหนักทางการเกษตรทั่วไปมีค่าอยู่ในช่วง 1-20 Hz ตัวอย่างเช่น แชสซีของแทรกเตอร์เกษตรมีการสั่นสะเทือนอยู่ในช่วง 2-4 Hz การสั่นสะเทือนในแนวราบและแนวแกน (Longitudinal and Lateral) ที่เกิดจากการเคลื่อนที่อยู่ในช่วง 2-12.4 Hz และการสั่นสะเทือนในแนวตั้ง (Vertical) ที่เกิดจากสภาพพื้นที่อยู่ในช่วง 1-10 Hz (Muhaemin M., 1999) ซึ่งแบบจำลองโครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวนวดข้าวรูปแบบเดิมมีค่าความถี่ธรรมชาติอยู่ในเกณฑ์ดีอยู่แล้ว ส่วนแบบจำลองโครงช่วงล่างรูปแบบที่ถูกรับปรุงใหม่ไม่ได้ปรับเปลี่ยนไปจากแบบเดิมมาก เป็นเพียงการปรับปรุงมวลของโครงช่วงล่างรูปแบบที่ 1 และ 2 มีมวลเพิ่มขึ้น 0.3% และ 0.16% ตามลำดับ และรูปแบบที่ 3 มีมวลลดลง 19.5% จึงทำให้ค่าความถี่ธรรมชาติของโครงช่วงล่างอยู่ในเกณฑ์ที่ดีและมีความปลอดภัยเช่นเดิม



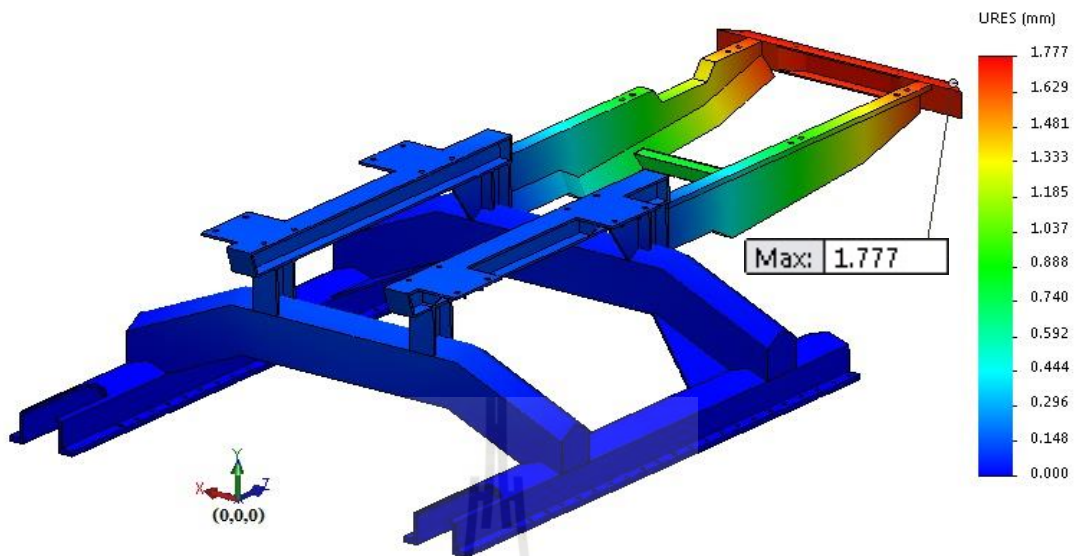


(ก) หัวเกี่ยวขนานกับพื้น

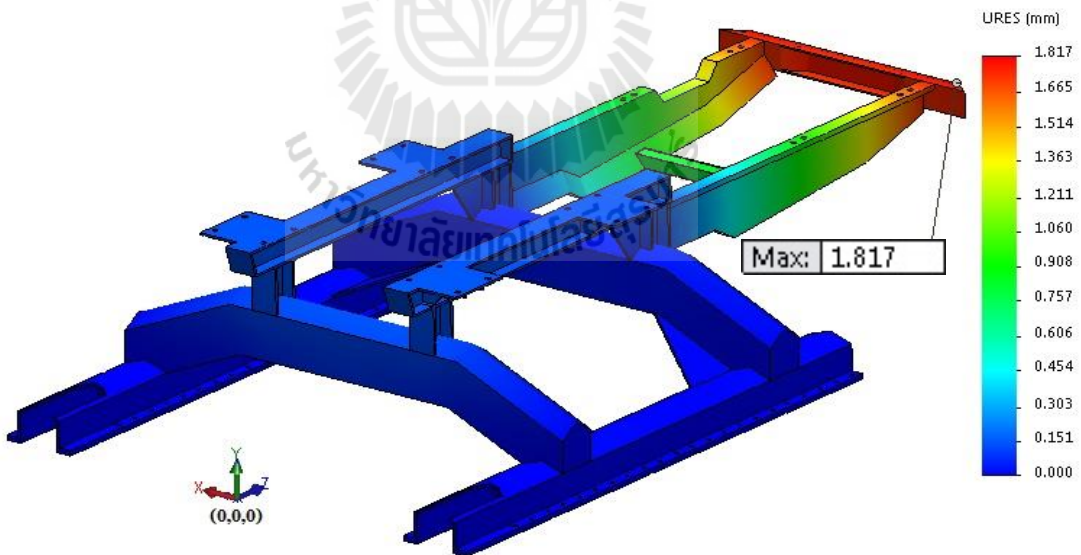


(ข) หัวเกี่ยวถูกยกสูงสุด

รูปที่ 4.14 การกระจายตัวของค่าความเค้น Von-Mises บนแบบจำลองรูปแบบที่ 1

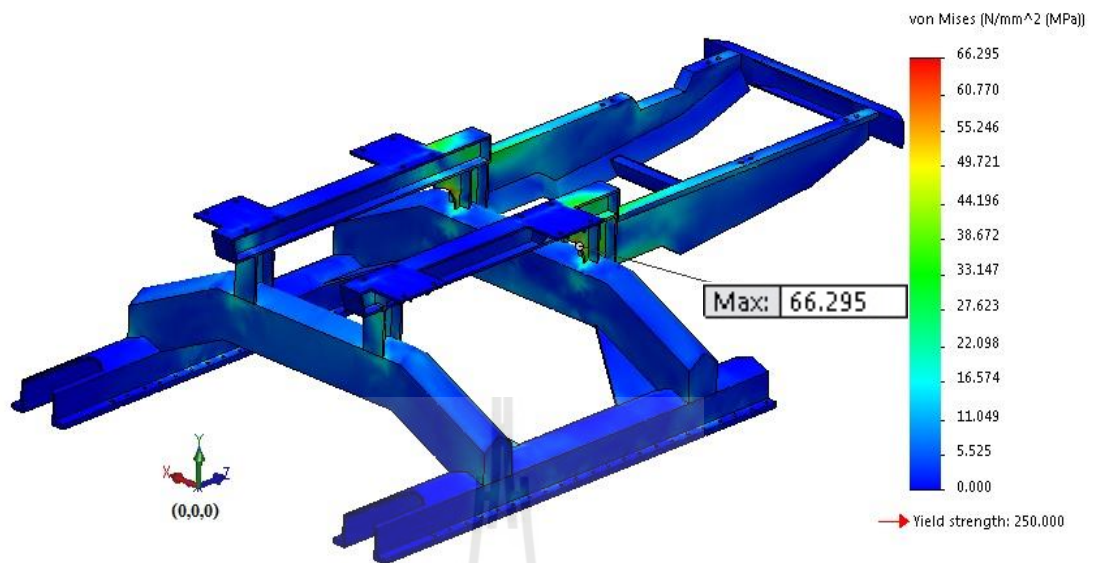


(ก) หัวเกี้ยวขนานกับพื้น

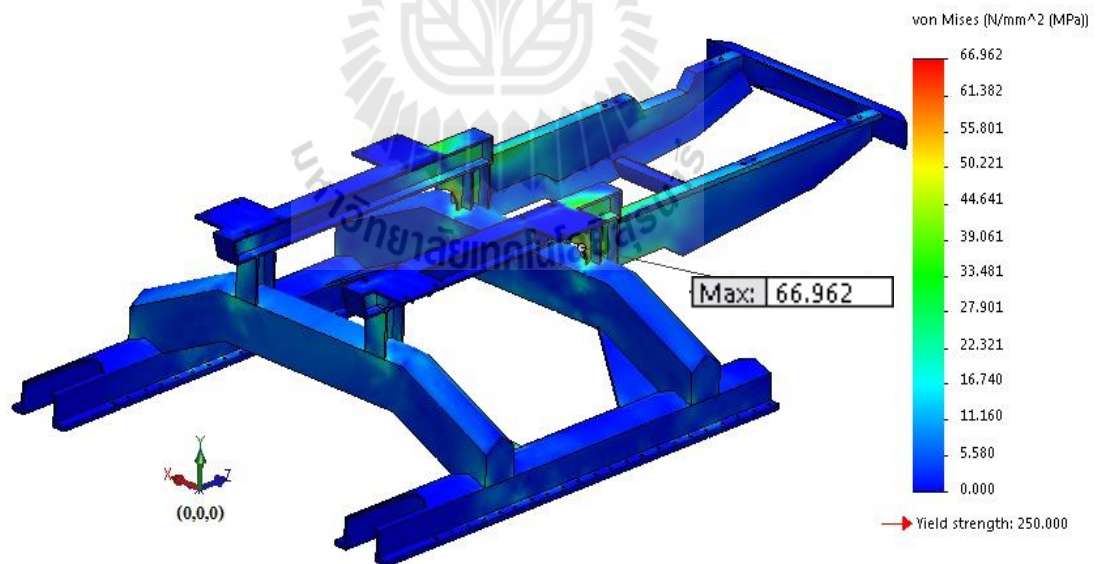


(ข) หัวเกี้ยวถูกยกสูงสุด

รูปที่ 4.15 การกระจายตัวของค่าการโก่งตัวของแบบจำลองโครงช่วงล่างรูปแบบที่ 1

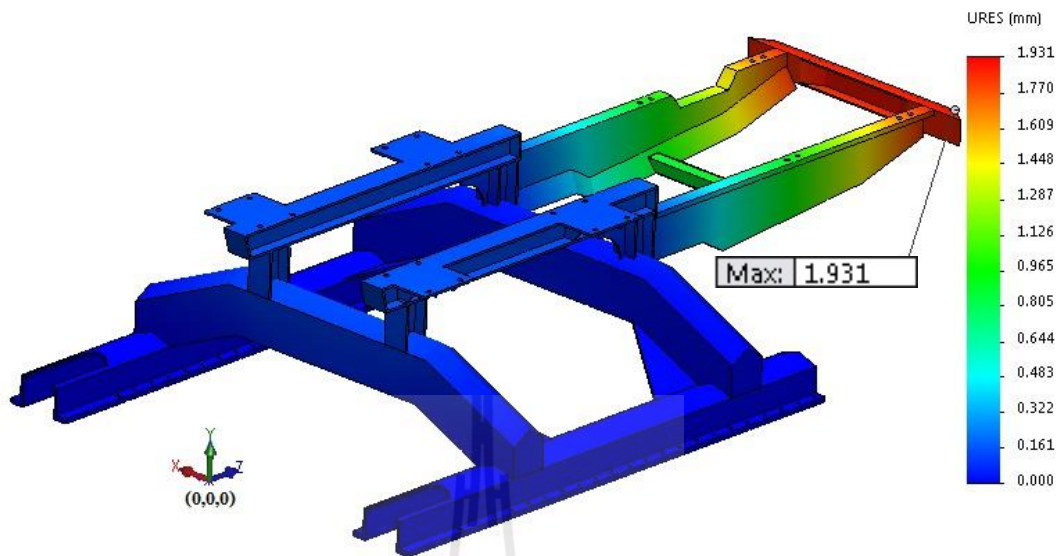


(ก) หัวเกี่ยวนานกับพื้น

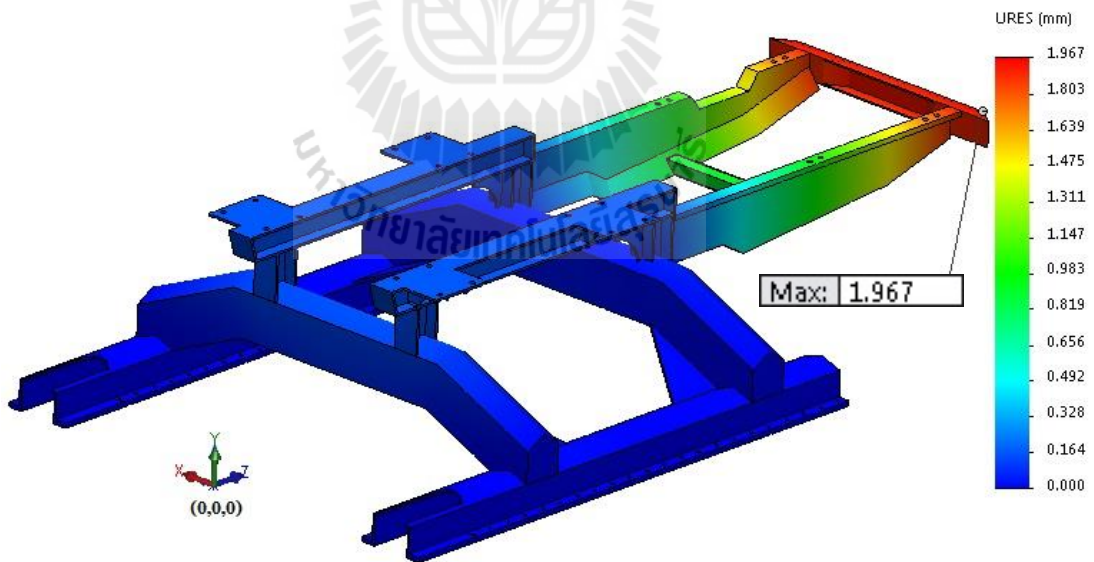


(ข) หัวเกี่ยวถูกยกสูงสุด

รูปที่ 4.16 การกระจายตัวของค่าความเค้น Von-Mises บนแบบจำลองรูปแบบที่ 2

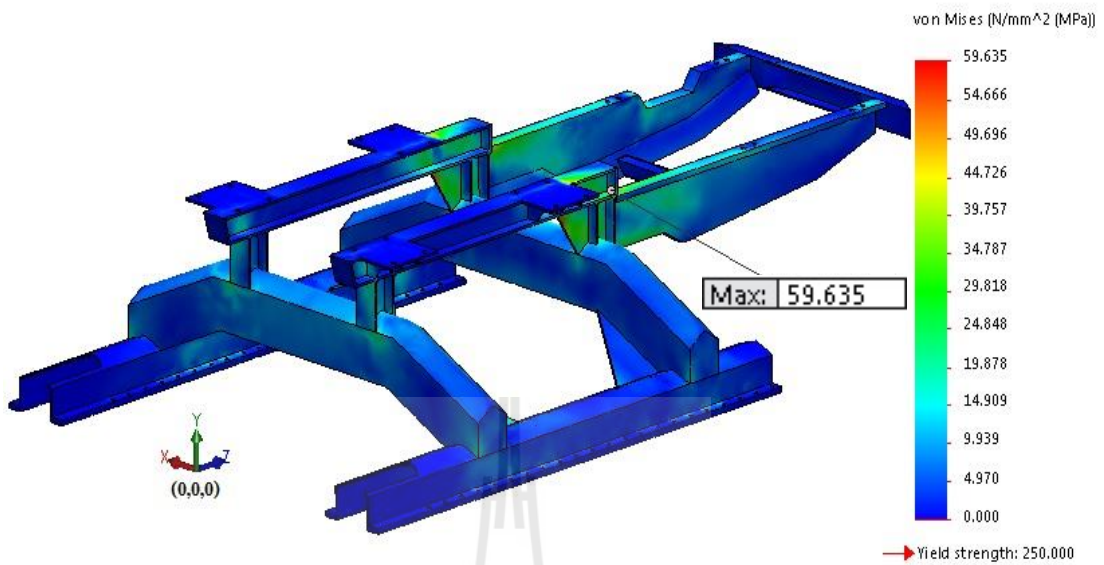


(ก) หัวเกี่ยวขนานกับพื้น

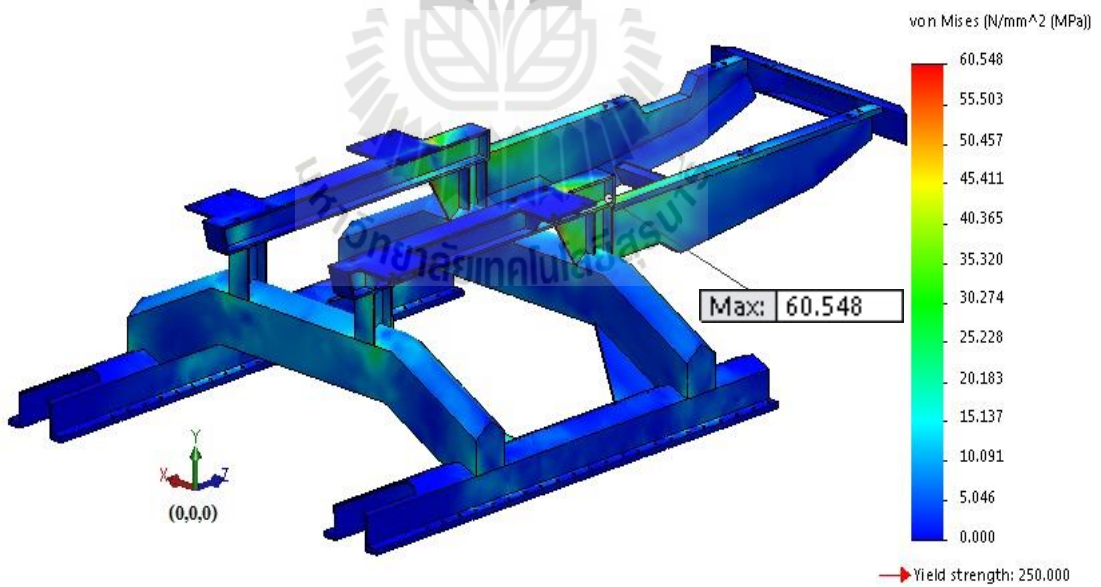


(ข) หัวเกี่ยวถูกยกสูงสุด

รูปที่ 4.17 การกระจายตัวของค่าการโก่งตัวบนแบบจำลองโครงช่วงล่างรูปแบบที่ 2

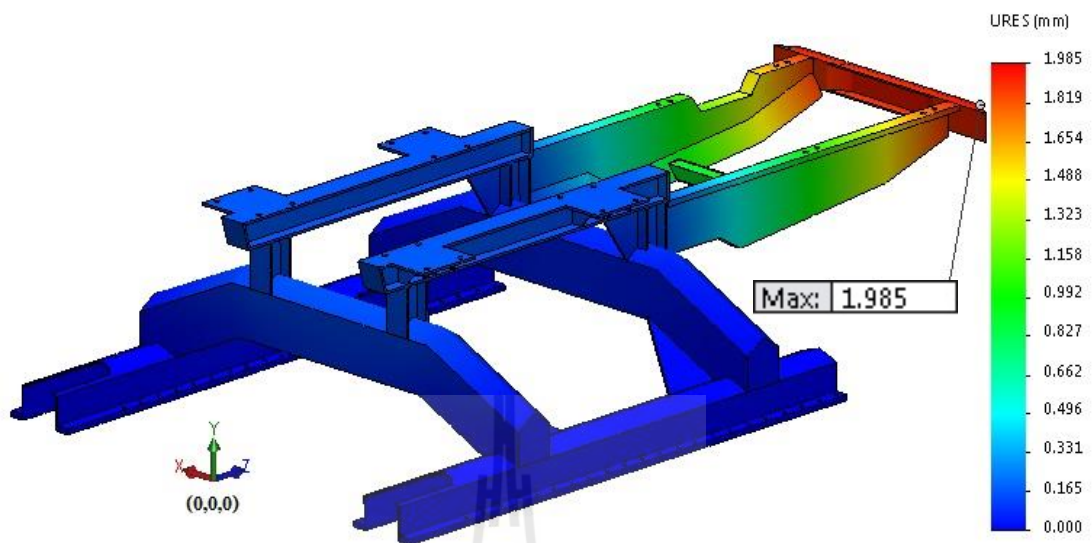


(ก) หัวเกี่ยวขนานกับพื้น

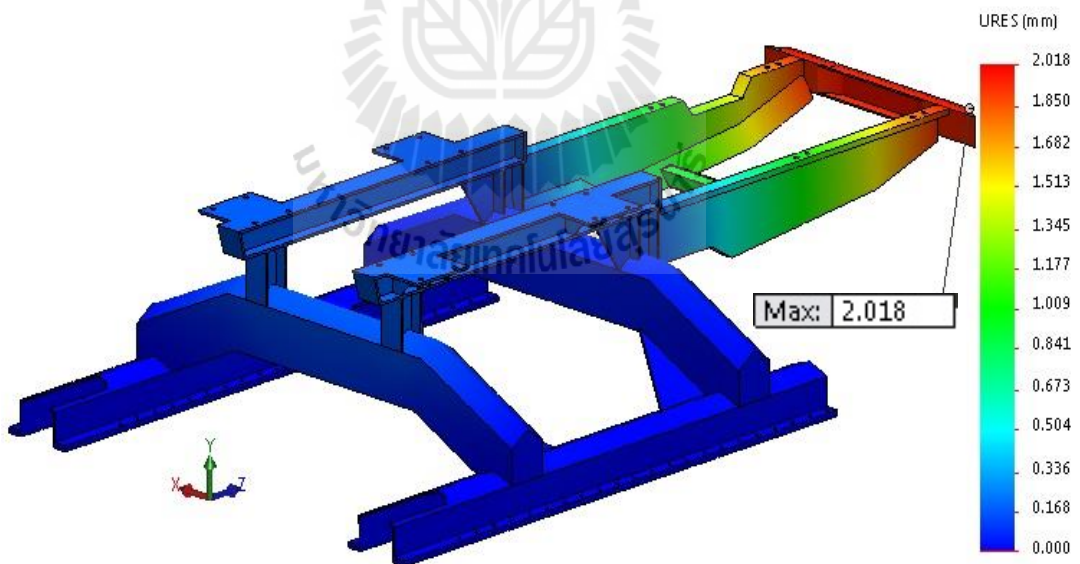


(ข) หัวเกี่ยวถูกยกสูงสุด

รูปที่ 4.18 การกระจายตัวของค่าความเค้น Von-Mises บนแบบจำลองรูปแบบที่ 3



(ก) หัวเกี่ยวขนานกับพื้น

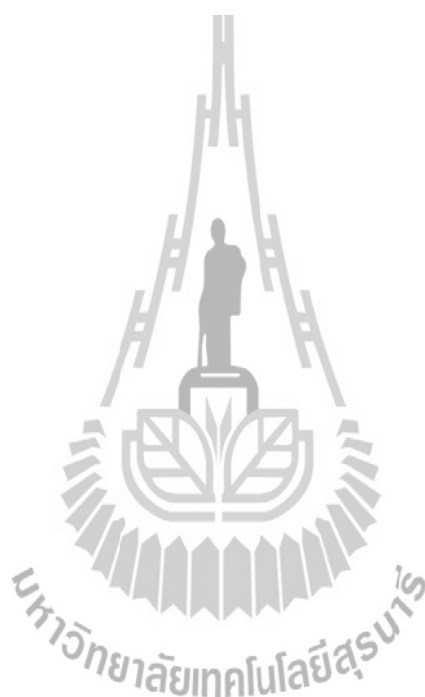


(ข) หัวเกี่ยวถูกยกสูงสุด

รูปที่ 4.19 การกระจายตัวของค่าการโก่งตัวบนแบบจำลองโครงสร้างรูปแบที่ 3

ตารางที่ 4.3 ความถี่ธรรมชาติ (Hz) ของแบบจำลองโครงช่วงล่างรูปแบบต่าง ๆ

Mode no.	รูปแบบดั้งเดิม	รูปแบบที่ 1	รูปแบบที่ 2	รูปแบบที่ 3
1	28.431	28.349	28.33	28.255
2	38.181	36.426	36.01	34.519
3	45.358	45.115	43.607	41.600
4	52.267	52.855	51.132	48.062
5	67.541	68.301	67.14	63.817



## บทที่ 5

### บทสรุปและข้อเสนอแนะ

#### 5.1 สรุปผลการวิจัย

1) โครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยรับภาระสูงสุดในตำแหน่งที่ 3 ซึ่งมีค่าเท่ากับ 17,214 N และ 19,732 N สำหรับกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุด ตามลำดับ และภาระที่กระทำบนโครงช่วงล่างน้อยสุดในตำแหน่งที่ 10 ซึ่งมีค่าเท่ากับ 2,737 N ทั้งสองกรณี

2) ความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุดมีค่าเท่ากับ 91.1 MPa และ 91.7 MPa ตามลำดับ ส่วนการโก่งตัวสูงสุดที่เกิดขึ้นมีค่าเท่ากับ 2.313 mm และ 2.355 mm ในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุด ตามลำดับ

3) ความเค้นและการโก่งตัวที่เกิดขึ้นบนแบบจำลองต้นแบบกับแบบจำลองย่อส่วนมีความสัมพันธ์กันตามหลักการการจำลองรูป ดังนั้นผลการจำลองรูปของโครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยจึงมีความถูกต้อง

4) ความเค้นและการโก่งตัวจากการทดสอบแรงแบบที่ 1 และ 2 แสดงให้เห็นว่า ค่าที่ได้จากวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับค่าที่วัดได้จริงจากแบบจำลองการทดลองมีค่าแตกต่างกันต่ำกว่า 5% ดังนั้นการวิเคราะห์ความแข็งแรงของโครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยด้วยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์จึงมีความถูกต้อง สามารถใช้งานได้จริง

5) แบบจำลองโครงช่วงล่างรูปแบบที่ 3 สามารถเพิ่มความแข็งแรงให้แก่โครงช่วงล่างได้ดี อีกทั้งยังสามารถลดมวลลงได้ 19.5% และมีค่าความถี่ธรรมชาติอยู่ในช่วงการใช้งานที่ปลอดภัย

#### 5.2 ข้อเสนอแนะ

- 1) ควรศึกษาเพิ่มเติมถึงผลกระทบเมื่อมีการลดน้ำหนักของโครงช่วงล่าง
- 2) ควรศึกษาเพิ่มเติมถึงภาระที่เกิดขึ้นในสภาวะพลศาสตร์
- 3) ควรปรับความสมดุลของไหลดจริง



## รายการอ้างอิง

- กรมพัฒนาที่ดิน. (2553). **ความรู้เรื่องดินสำหรับเยาวชน**. ฉบับปรับปรุงครั้งที่ 2. กรุงเทพฯ: สำนักสำรวจและวิจัยทรัพยากรดิน กรมพัฒนาที่ดิน กระทรวงเกษตรและสหกรณ์.
- กระวี ตรีอำนรรค. (2554). **การจำลองรูปแบบทางวิศวกรรมเกษตรและอาหาร**. เอกสารประกอบการสอน. นครราชสีมา: มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี.
- โกศล ชื่นศิริพงษ์. (2539). การวิเคราะห์การสันตะเทือนโครงรถสามล้อเครื่องโดยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์. วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ.
- คงเดช พะสีนাম, พยุงศักดิ์ จุลยุเสน, คธา วาทกิจ และจรรยาศักดิ์ สมพงษ์. (2555). การศึกษาความแข็งแรงของโครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย. ใน **การประชุมวิชาการสมาคมวิศวกรรมเกษตรแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 13** (หน้า 66-71). เชียงใหม่: มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.
- คงเดช พะสีนาม, พยุงศักดิ์ จุลยุเสน, คธา วาทกิจ และจรรยาศักดิ์ สมพงษ์. (2556). การศึกษาความแข็งแรงและสัดส่วนที่เหมาะสมของแบบจำลองโครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย. ใน **การประชุมวิชาการสมาคมวิศวกรรมเกษตรแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 14** (หน้า 340-345). ประจวบคีรีขันธ์: สมาคมวิศวกรรมเกษตรแห่งประเทศไทย และกรมส่งเสริมการเกษตร.
- คงเดช พะสีนาม, พยุงศักดิ์ จุลยุเสน, จรรยาศักดิ์ สมพงษ์ และคธา วาทกิจ. (2557). การวิเคราะห์ความแข็งแรงของโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยโดยใช้วิธีไฟไนต์เอลิเมนต์. ใน **การประชุมวิชาการงานเกษตรแฟร์นนทรีอีสาน ครั้งที่ 2 “วิชาการก้าวหน้า ภูมิปัญญาแห่งลุ่มน้ำโขง”** (หน้า 62-71). สกลนคร: มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตเฉลิมพระเกียรติ จังหวัดสกลนคร.
- คณิศศักดิ์ เกียรตินัยกุล, จารุวัฒน์ มงคลชนทรพรศ, สาทิส เวณจันทร์, มงคล ตุ่นเข้า, มานพ กันธามารัตน์, สุทิน จูฑะสุวรรณ, บาลทิพย์ ทองแดง, ทรงยศ จันทรมานิตย์ ทองหยด จีราพันธ์ และวีระ สุขประเสริฐ. (2551). **รายงานการวิจัยเรื่อง วิจัยและพัฒนาเครื่องเกี่ยวข้าวโพดแบบขับเคลื่อนด้วยตัวเอง**. สถาบันวิจัยเกษตรวิศวกรรม กรมวิชาการเกษตร.
- จิรายุทธ กิจกล้า และศิริศักดิ์ เชิดเกียรติพล. (2555). การสันตะเทือนและการส่งผ่านการสันตะเทือนของเครื่องพรวนจอบหมุนติครถไถเดินตาม. ใน **การประชุมวิชาการแห่งชาติ**

- มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตกำแพงแสน ครั้งที่ 9 (หน้า 1-8). นครปฐม: มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตกำแพงแสน.
- คูสิต อังกรบุตร. (2544). การศึกษาโครงสร้างรถพ่วงและรถกึ่งพ่วงโดยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์. วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
- ธรรมบุญ สีดาการ และสำราจ อินแบน. (2550). การวิเคราะห์และปรับปรุงความแข็งแรงของป่าเพลาลูกหีบ. ใน การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 21 (หน้า 1087-1092). ชลบุรี:ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล โรงเรียนนายเรืออากาศ กองบัญชาการฝึกศึกษาทหารอากาศ.
- ชัยญา นิยมภา. (2548). การออกแบบเครื่องจักรกลเกษตร 1. เอกสารประกอบการสอน. นครปฐม: ภาควิชาวิศวกรรมเกษตร คณะวิศวกรรมศาสตร์กำแพงแสน มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์.
- บริษัท ทะเลทอง แฟคตอรี จำกัด. (2555). ข้อมูลจำเพาะของรถเกี่ยวขนาดทะเลทอง. เอกสารแผ่นพับ.
- ปราโมทย์ เดชะอำไพ. (2539). รายงานการวิจัยเรื่อง การวิจัยและพัฒนาระเบียงวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ เพื่อการออกแบบงานทางวิศวกรรมเครื่องกล. สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย.
- ปราโมทย์ เดชะอำไพ. (2547). ไฟไนต์เอลิเมนต์ในงานวิศวกรรม. กรุงเทพฯ: สำนักพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.
- ปราโมทย์ เดชะอำไพ, วิโรจน์ ลิ้มตระการ, เสฏฐวรราช สุจริตภวัตสกุล และยศกร ประทุมวัลย์. (2553). การประยุกต์ใช้ไฟไนต์เอลิเมนต์ด้วย SolidWorks Simulation. พิมพ์ครั้งที่ 2. กรุงเทพฯ: สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น).
- พรเพ็ญ วิจัยฉวีประเสริฐ. (2535). การวิเคราะห์ในเชิงเศรษฐกิจของการลงทุนในเครื่องเกี่ยวขนาดข้าวในประเทศไทย. ปริญญาวิทยาศาสตรมหาบัณฑิต สาขาเศรษฐศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์.
- พลรัชต์ บุญมี, วรวิทย์ วรรณวิน และประกอบ ชาติภูศักดิ์. (2555). รายงานการวิจัยเรื่อง การออกแบบเครื่องทดสอบการโค้งงอของคานยึดปลายแน่นสองข้างภายใต้แรงกระจายสม่ำเสมอ. มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร.
- พยุงค์ดี จุลยุเสน. (2552). การออกแบบเครื่องจักรกลเกษตร. เอกสารประกอบการสอน. นครราชสีมา: มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี.
- พยุงค์ดี จุลยุเสน, วันรัฐ อับดุลลาฮาซิม, ครา วาทกิจ, จรูญศักดิ์ สมพงษ์ และชาญชัย โรจนสโรช. (2555). รายงานการวิจัยเรื่อง การพัฒนาเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังสำหรับเกษตรกรรายย่อย. สำนักงานพัฒนาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งชาติ.

- พริยพงษ์ เส็งจีน. (2551). การออกแบบและพัฒนาห้องเก็บแบบเหล็กหล่อของรถไถเดินตาม. ปรินญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์.
- พริยพงษ์ เส็งจีน และธัญญา เกียรติวัฒน์. (2552). การออกแบบและพัฒนาห้องเก็บแบบเหล็กหล่อของรถไถเดินตาม. **วิศวกรรมสาร มก.** ปีที่ 22 (ฉบับที่ 68), 31-44.
- พิพัฒน์ อมตฉายา. (2556). **การวัดและเครื่องมือวัด.** นครราชสีมา: ศูนย์ปฏิบัติการผลิตสื่อสิ่งพิมพ์ คณะวิทยาศาสตร์และศิลปศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน.
- ยงยุทธ เนียมทรัพย์. (2547). การวิเคราะห์พฤติกรรมของโครงรถเพื่อเกษตรกรโดยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์. ปรินญานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ.
- วรพจน์ ขำพิศ. (2555). **Finite Element Method for Mechanical Engineering II.** เอกสารประกอบการสอน. นครราชสีมา: มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี.
- วารี ศรีสอน, สมชาย ชวนอุดม และวินิต ชินสุวรรณ. (2554ก). ผลของความเร็วขับเคลื่อน ดัชนีล้อไถ้ และความชื้นของเมล็ด ที่มีต่อความสูญเสียจากชุดหัวเกี่ยวของเครื่องเกี่ยวนวดข้าว. **วารสารวารสารวิจัย มข.** ปีที่ 16 (ฉบับที่ 6), 634-641.
- วารี ศรีสอน, สมชาย ชวนอุดม และวินิต ชินสุวรรณ. (2554ข). ผลของความเร็วขับเคลื่อนและดัชนีล้อไถ้ที่มีต่อความสูญเสียจากชุดหัวเกี่ยวของเครื่องเกี่ยวนวดข้าว. ใน **การประชุมวิชาการสมาคมวิศวกรรมเกษตรแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 12** (หน้า 1-4). ชลบุรี: สมาคมวิศวกรรมเกษตรแห่งประเทศไทยร่วมกับสาขาวิศวกรรมเครื่องกล (เกษตร) คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- วิชา หมั่นทำการ, เอนก สุขเจริญ และเขวาวน์ หมายตามกลาง. (2537). การวิจัยและพัฒนาเครื่องเกี่ยวนวดข้าว. ใน **การประชุมวิชาการทางวิศวกรรมเกษตร** (หน้า 49-62). นครปฐม: สถาบันวิจัยและพัฒนา มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตกำแพงแสน จังหวัดนครปฐม.
- วินิต ชินสุวรรณ. (2553). รายงานการวิจัยเรื่อง การศึกษาประเมินประสิทธิภาพเครื่องเกี่ยวนวดข้าวเพื่อลดความสูญเสียและเพิ่มศักยภาพในการส่งออก. สำนักงานพัฒนาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งชาติ (สวทช.).
- วินิต ชินสุวรรณ, นิพนธ์ ป้องจันทร์, สมชาย ชวนอุดม และวารัจิต พยอม. (2547). ผลของดัชนีล้อไถ้ที่มีต่อความสูญเสียในการเกี่ยวของเครื่องเกี่ยวนวดข้าว. **วารสารสมาคมวิศวกรรมเกษตรแห่งประเทศไทย.** ปีที่ 11 (ฉบับที่ 1), 7-9.
- สมชาย ชวนอุดม และวารี ศรีสอน. (2555). การศึกษาเปรียบเทียบการสันตะเทือนของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวเมื่อใช้ชุดขับเคลื่อนแบบต่าง ๆ, ใน **การประชุมวิชาการสมาคมวิศวกรรมเกษตรแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 13** (หน้า 257-262). เชียงใหม่: มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.

- สมนึก บุญพาไสว. (2550). การวัดและเครื่องมือวัด. กรุงเทพฯ: สำนักพิมพ์ท็อป.
- สมศักดิ์ ปรางทอง. (2538). การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนของโครงรถสามล้อเครื่องโดยวิธีการวิเคราะห์โมดัล. วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ.
- สันธาร์ นาคพัฒนานุกูล, ทรงยศ จันทรมานิตย์, วชิรพันธ์ ดันติภูมิอมร และมานพ คันธามารัตน์. (2544). ศึกษาและพัฒนาระบบการใช้เครื่องเกี่ยวขนาดข้าวในประเทศไทย, ใน การประชุมวิชาการสมาคมวิศวกรรมเกษตรแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 2. ขอนแก่น: มหาวิทยาลัยขอนแก่น.
- สาทิส เวณจันทร์, จารุวัฒน์ มงคลชนทรยศ, มานพ คันธามารัตน์ และทรงยศ จันทรมานิตย์. (2548). วิจัยและพัฒนาเครื่องเกี่ยวขนาดข้าวขนาดเล็ก, เอกสารวิชาการ, กองเกษตรวิศวกรรม กรมวิชาการเกษตร.
- สำนักงานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม. (2540). มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมเครื่องเกี่ยวขนาดข้าว. มอก. 1428-2540. กรุงเทพฯ.
- สำนักงานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม. (2544). มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมเครื่องเกี่ยวขนาดข้าว. มอก. 1428-2544. กรุงเทพฯ.
- หทัยเทพ วงศ์สุวรรณ. (2552). การตรวจสอบความสัมพันธ์เครื่องจักร. กรุงเทพฯ: ซีเอ็ดดูเคชั่น.
- อนุตร จำลองกุล. (2551). ทฤษฎีของระบบดิน-เครื่องจักรกล. พิมพ์ครั้งที่ 1. ปทุมธานี: มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี.
- อิสรา โรจนะ. (2551). การออกแบบและพัฒนาโครงคัสชีรดโดยสาร 2 ชั้น (มาตรฐาน 4). วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ.
- อุยวดี งามอาจุพิชัย. (2553). การออกแบบชุดจับยึดสำหรับการผลิตโครงสร้างหลักของรถโดยสาร. วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี.
- A.Purushotham. (2013). Static stress and deflection analysis of a three-wheeler-chassis. **International Journal of Engineering Science and Technology (IJEST)**. 5(5), 1016-1024.
- Budynas, R.G. and Nisbett, J.K. (2008). **Shigley's Mechanical Engineering Design**. Eighth Edition in SI Units, McGrawHill, Inc.
- G.R. Chegini. (2013). Determine of Optimum Operating Conditions of Combine Harvester with Stripper-Header. **World Applied Sciences Journal**. 23(10), 1399-1407.

- Grzegorz Koszalka, Hubert Debski, Marek Dziurka, and Maciej Kaczor. (2011). Design of a Frame to a Semi Low-Loader. **Journal of KONES Powertrain and Transport**. 18(2), 215-223.
- Huei-Huang Lee. (2012). **Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 14**. United States: Schroff Development Corporation.
- John R. Steffen. (2013). **Analysis of Machine Elements Using SolidWorks Simulation 2013**. United States: Schroff Development Corporation.
- Julian Happian-Smith. (2002). **An Introduction to Modern Vehicle Design**. Oxford: Butterworth-Heinemann.
- Kalsirisilp Roongruang and Gajendra Singh. (2001). Power requirement of a Thai-made rice combine harvester. In **Proceedings of the 2nd annual conference of Thai society of agricultural engineering** (pp.331-319). Khon Kaen: Khon Kaen University.
- Kota MOTOBAYASHI, Masayuki KOIKE and Toshio KONAKA. (1993). Optimum Design of the Tractor Members Applying FEM (Part 2): Shape Optimization Analysis for a Chassis Frame. **Journal of the Japanese Society of Agricultural Machinery**. 55(4), 3-11.
- Langhaar, H.L. (1951). **Dimensional Analysis and Theory of Models**. New York: John Wiley & Sons, Inc.
- Mc Kyes, E. (1985). **Soil Cutting and Tillage**. New York: Elsevier Science Publishing Company, Inc.
- Mimin Muhaemin, Masayuki Koike, Tomohiro Takigawa and Akira Yoda. (1998a). Practical Strength Evaluation Concerning an Aluminum-Made Tractor Frame Model (Part 1): Finite Element Analysis. **Journal of the Japanese Society of Agricultural Machinery**. 60(Supplement), 19-20.
- Mimin Muhaemin, Masayuki Koike, Tomohiro Takigawa and Akira Yoda. (1998b). Practical Strength Evaluation Concerning an Aluminum-Made Tractor Frame Model (Part 2): Experimental Analysis. **Journal of the Japanese Society of Agricultural Machinery**. 60(Supplement), 21-22.
- Mohd Hanif Mat and Amir Radzi Ab. Ghani. (2012). Design and Analysis of 'Eco' Car Chassis. **Procedia Engineering**. 41(2012), 1756-1760.
- Muhaemin Mimin. (1999). **Structural characteristics of aluminum-made chassis-type frame of a tractor**. Doctoral Dissertation, University of Tsukuba, Japan.

- Muhaemin, M., Koike, M., Takigawa, T., and Yoda, A. (1999a). Studies on aluminum-made chassis-type frame model of a tractor I: comparative static strength analysis and mass reduction. **Transactions of the ASAE**. 42(5), 1229-1237.
- Muhaemin, M., Koike, M., Takigawa, T., and Yoda, A. (1999b). Studies on aluminum-made chassis-type frame model of a tractor II: some mechanical features of a modified model. **Transactions of the ASAE**. 42(5), 1239-1248.
- N.K.Ingole and D.V. Bhope. (2011). Stress Analysis of Tractor Trailer Chassis for Self Weight Reduction. **International Journal of Engineering Science and Technology (IJEST)**. 3(9), 7218-7225.
- R. Kalsirisilp and G. Singh. (2001). Adoption of a Stripper Header for a Thai-made Rice Combine Harvester. **Journal of Agricultural Engineering Research**. 80(2), 163-172.
- R. Kalsirisilp, V.M. Salokhe, C. Youprasobchok, C. Polwong, E. Fanchaiyapoom, S. Baisaengchan and W. PanYawan. (2009). Development of a Small Rice Combine Harvester. **Journal of Engineering, RMUTT**. 1(1), 93-97.
- Sairam Kotari and V.Gopinath. (2012). Static and dynamic analysis on TATRA chassis. **International Journal of Modern Engineering Research (IJMER)**. 2(1), 86-94.
- Segerlind, Larry J., (1937). **Applied Finite Element Analysis**. United States of America: John Wiley & Sons, Inc.
- Shigley, J.E., Mischke, C.R. and Brown, T.H. (2004). **Standard Handbook of Machine Design**. McGrawHill, Inc.
- Somchai Chuan-Udom and Winit Chinsuwan. (2010). Operating Factors Affecting Harvesting Losses of Cleaning Unit of Rice Combine Harvesters. **KKU Research Journal**. 15(6), 487-495.
- Yan Chuliang, Li Jie, Zhang Shuming, and Yang Fangfei. (2007). Digital design of a combine harvester using virtual prototyping. **Frontiers of mechanical engineering in China**. 2(2), 159-163.



ภาคผนวก ก

ตัวอย่างการคำนวณ

## ตัวอย่างการคำนวณ

### ก1. การวิเคราะห์ทางการจำลองรูปของแบบจำลอง

#### ก1.1 ความเค้น (Stress)

สมการการออกแบบและสมการพยากรณ์ต้นแบบของความเค้นที่เกิดขึ้นในแบบจำลอง มี 5 ขั้นตอน ดังนี้

1. กำหนดปริมาณพื้นฐาน		MLT
$\sigma$	= Stress	$ML^{-1}T^{-2}$
F	= แรงที่กระทำกับ โครงช่วงล่าง	$MLT^{-2}$
L	= ความยาวใด ๆ	L
E	= Young's Modulus	$ML^{-1}T^{-2}$
M	= Moment	$ML^2T^{-2}$
$\nu$	= Poisson's Ratio	[1]

#### 2. การหา Rank ของ Matrix

1) พิจารณาเลือกแถวหรือคอลัมน์ที่เหมือนกันให้เหลือเพียงแถวหรือคอลัมน์เดียว ซึ่งคอลัมน์  $\sigma$  กับ คอลัมน์ E เหมือนกัน ตัดคอลัมน์  $\sigma$  ออก และคอลัมน์ F กับ คอลัมน์ M เหมือนกัน ตัดคอลัมน์ F ออก จะเหลือเพียงคอลัมน์ L, E, M และ  $\nu$

2) พิจารณาแถวหรือคอลัมน์ที่มีสัมประสิทธิ์ไม่เป็นศูนย์อยู่ตัวเดียว จากนั้นขีดฆ่าสัมประสิทธิ์ตัวอื่นที่ตั้งฉากกับสัมประสิทธิ์ที่ไม่เป็นศูนย์ตัวนั้น ซึ่งคือแถว L

3) คอลัมน์ E กับ คอลัมน์ M เหมือนกัน ตัดคอลัมน์ M ออก

4) พิจารณาแถวหรือคอลัมน์ที่มีสัมประสิทธิ์ไม่เป็นศูนย์อยู่ตัวเดียว จากนั้นขีดฆ่าสัมประสิทธิ์ตัวอื่นที่ตั้งฉากกับสัมประสิทธิ์ที่ไม่เป็นศูนย์ตัวนั้น ซึ่งคือคอลัมน์ E



ตารางที่ 1.1 การหา Rank ของ Matrix ของความเค้น

	$\sigma$	F	L	E	M	v
M	1	1	0	1	1	0
L	-1	1	1	-2	1	0
T	-2	-2	0	-2	-2	0

ดังนั้น Rank = 2

จำนวน  $\pi$  เทอม =  $6-2 = 4$  เทอม

3. หาสมการพยากรณ์ด้วยการตรวจสอบมิติ

$$\pi_1 = \frac{\sigma L^2}{F} \doteq \frac{[ML^{-1}T^{-2}]L^2}{MLT^{-2}} \doteq 1$$

$$\pi_2 = \frac{F}{EL^2} \doteq \frac{MLT^{-2}}{[ML^{-1}T^{-2}]L^2} \doteq 1$$

$$\pi_3 = \frac{M}{FL} \doteq \frac{ML^2T^{-2}}{[MLT^{-2}]L} \doteq 1$$

$$\pi_4 = v \doteq [1] \doteq 1$$

สมการพยากรณ์  $\pi_1 = f_1(\pi_2, \pi_3, \pi_4)$

จะได้ 
$$\frac{\sigma L^2}{F} = f_1\left(\frac{F}{EL^2}, \frac{M}{FL}, v\right)$$

4. สภาวะการออกแบบ

4.1) จาก  $\pi_{2m} = \pi_{2p}$

$$\frac{F_m}{E_m L_m^2} = \frac{F_p}{E_p L_p^2}$$

$$\frac{L_p^2}{L_m^2} = \left(\frac{E_m}{E_p}\right) \frac{F_p}{F_m}$$

จะได้ 
$$F_p = F_m \left( \frac{L_p^2}{L_m^2} \right)$$

4.2) จาก 
$$\pi_{3m} = \pi_{3p}$$

$$\frac{M_m}{F_m L_m} = \frac{M_p}{F_p L_p}$$

$$\frac{M_m}{M_p} = \left( \frac{F_m}{F_p} \right) \left( \frac{L_m}{L_p} \right)$$

จะได้ 
$$M_m = \left( \frac{F_m}{F_p} \right) \left( \frac{L_m}{L_p} \right) M_p$$

4.3) จาก 
$$\pi_{4m} = \pi_{4p}$$

จะได้ 
$$V_m = V_p$$

5. สมการพหุคูณต้นแบบ 
$$\pi_{1m} = \pi_{1p}$$

$$\frac{\sigma_m L_p^2}{F_m} = \frac{\sigma_p L_p^2}{F_p}$$

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_p} = \left( \frac{F_m}{F_p} \right) \left( \frac{L_p^2}{L_m^2} \right)$$

ดังนั้นจะได้ 
$$\sigma_m = \left( \frac{F_m}{F_p} \right) \left( \frac{L_p^2}{L_m^2} \right) \sigma_p$$

### ก1.2 การโก่งตัว (Deflection)

สมการการออกแบบและสมการพยากรณ์ต้นแบบของการโก่งตัวที่เกิดขึ้นในแบบจำลอง มี 5 ขั้นตอน ดังนี้

1. กำหนดปริมาณพื้นฐาน		MLT
$\delta$	= Deflection	L
F	= แรงที่กระทำกับ โครงช่วงล่าง	MLT <sup>-2</sup>
L	= ความยาวใด ๆ	L
E	= Young's Modulus	ML <sup>-1</sup> T <sup>-2</sup>
M	= Moment	ML <sup>2</sup> T <sup>-2</sup>
$\nu$	= Poisson's Ratio	[1]

#### 2. การหา Rank ของ Matrix

1) พิจารณาแถวหรือคอลัมน์ที่เหมือนกันให้เหลือเพียงแถวหรือคอลัมน์เดียว ซึ่งคอลัมน์  $\delta$  กับ คอลัมน์ L เหมือนกัน ตัดคอลัมน์  $\delta$  ออก และคอลัมน์ F กับ คอลัมน์ M เหมือนกัน ตัดคอลัมน์ M ออก จะเหลือเพียงคอลัมน์ F, L, E และ  $\nu$

2) พิจารณาแถวหรือคอลัมน์ที่มีสัมประสิทธิ์ไม่เป็นศูนย์อยู่ตัวเดียว จากนั้นขีดฆ่าสัมประสิทธิ์ตัวอื่นที่ตั้งฉากกับสัมประสิทธิ์ที่ไม่เป็นศูนย์ตัวนั้น ซึ่งคือแถว L

3) คอลัมน์ F กับ คอลัมน์ E เหมือนกัน ตัดคอลัมน์ E ออก

4) พิจารณาแถวหรือคอลัมน์ที่มีสัมประสิทธิ์ไม่เป็นศูนย์อยู่ตัวเดียว จากนั้นขีดฆ่าสัมประสิทธิ์ตัวอื่นที่ตั้งฉากกับสัมประสิทธิ์ที่ไม่เป็นศูนย์ตัวนั้น ซึ่งคือคอลัมน์ F

ตารางที่ก1.2 การหา Rank ของ Matrix ของการโก่งตัว

	$\delta$	F	L	E	M	$\nu$
M	0	1	0	1	1	0
L	1	1	1	1	1	0
T	0	-2	0	-2	-2	0

ดังนั้น Rank = 2

จำนวน  $\pi$  เทอม = 6-2 = 4 เทอม

3. หาสมการพยากรณ์ด้วยการตรวจสอบมิติ

$$\pi_1 = \frac{F}{\delta EL} \doteq \frac{MLT^{-2}}{L[ML^{-1}T^{-2}]L} \doteq 1$$

$$\pi_2 = \frac{F}{EL^2} \doteq \frac{MLT^{-2}}{[ML^{-1}T^{-2}]L^2} \doteq 1$$

$$\pi_3 = \frac{M}{FL} \doteq \frac{ML^2T^{-2}}{[MLT^{-2}]L} \doteq 1$$

$$\pi_4 = v \doteq [L] \doteq 1$$

สมการพยากรณ์  $\pi_1 = f_1(\pi_2, \pi_3, \pi_4)$

จะได้  $\frac{F}{\delta EL} = f_2\left(\frac{F}{EL^2}, \frac{M}{FL}, v\right)$

4. สภาวะการออกแบบ  $\pi_{2m} = \pi_{2p}$

4.1) จาก

$$\frac{F_m}{E_m L_m^2} = \frac{F_p}{E_p L_p^2}$$

$$\frac{L_p^2}{L_m^2} = \left(\frac{E_m}{E_p}\right) \frac{F_p}{F_m}$$

$$F_p = F_m \left(\frac{L_p^2}{L_m^2}\right)$$

4.2) จาก

$$\pi_{3m} = \pi_{3p}$$

$$\frac{M_m}{F_m L_m} = \frac{M_p}{F_p L_p}$$

$$\frac{M_m}{M_p} = \left(\frac{F_m}{F_p}\right) \left(\frac{L_m}{L_p}\right)$$

$$M_m = \left(\frac{F_m}{F_p}\right) \left(\frac{L_m}{L_p}\right) M_p$$

4.3) จาก

$$\pi_{4m} = \pi_{4p}$$

จะได้

$$v_m = v_p$$

5. สมการพยายากรณ์ต้นแบบ  $\pi_{1m} = \pi_{1p}$

$$\frac{F_m}{\delta_m E_m L_m} = \frac{F_p}{\delta_p E_p L_p}$$

$$\frac{F_m}{F_p} = \left(\frac{\delta_m}{\delta_p}\right) \left(\frac{E_p}{E_m}\right) \left(\frac{L_m}{L_p}\right)$$

ดังนั้นจะได้

$$\delta_p = \left(\frac{F_p}{F_m}\right) \left(\frac{L_m}{L_p}\right) \delta_m$$

ความสัมพันธ์ระหว่างแบบจำลองต้นแบบกับแบบจำลองย่อส่วนสรุปได้ดังนี้

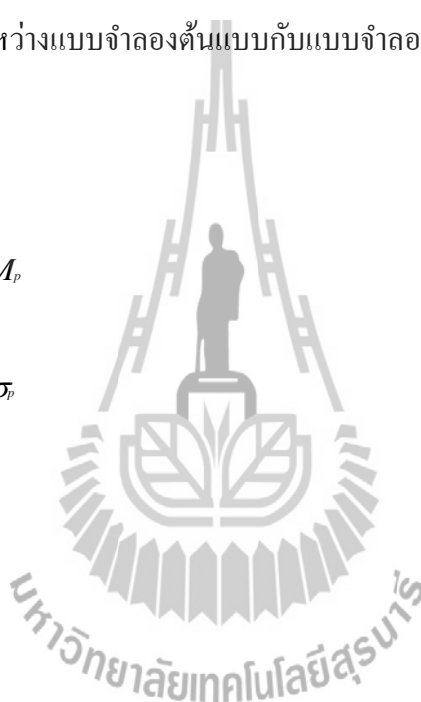
$$F_m = F_p \left(\frac{L_m^2}{L_p^2}\right)$$

$$M_m = \left(\frac{F_m}{F_p}\right) \left(\frac{L_m}{L_p}\right) M_p$$

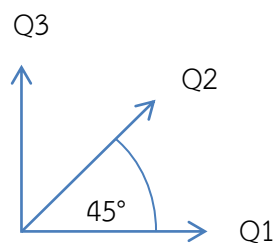
$$\sigma_m = \left(\frac{F_m}{F_p}\right) \left(\frac{L_p^2}{L_m^2}\right) \sigma_p$$

$$\delta_m = \left(\frac{F_m}{F_p}\right) \left(\frac{L_p}{L_m}\right) \delta_p$$

$$v_m = v_p$$



## ก2. การคำนวณหา Von Mises Stress



$$Q_1 = -5 \mu\text{E}$$

$$Q_2 = 2 \mu\text{E}$$

$$Q_3 = 9 \mu\text{E}$$

$$K_1 = 0.5\%$$

$$V = 0.26$$

$$E = 200 \text{ GPa}$$

$$\varepsilon_1 = \frac{1 - \nu K_t}{1 - K_t^2} (Q_1 - K_t Q_3)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{1 - (0.26 \times 0.005)}{(1 - 0.005^2)} (-5 - (0.05 \times 9))$$

$$\varepsilon_1 = -5.0386 \mu\varepsilon$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1 - \nu K_t}{1 - K_t^2} (Q_2 - K_t (Q_1 + Q_3 - Q_2))$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1 - (0.26 \times 0.005)}{(1 - 0.005^2)} (2 - 0.005(-5 + 9 - 2))$$

$$\varepsilon_2 = 1.9875 \mu\varepsilon$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1 - \nu K_t}{1 - K_t^2} (Q_3 - K_t Q_1)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1 - (0.26 \times 0.005)}{(1 - 0.005^2)} (9 - (-5 \times 0.005))$$

$$\varepsilon_3 = 9.0135 \mu\varepsilon$$

$$\varepsilon_{\max}, \varepsilon_{\min} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\tau_{xy} = 2\varepsilon_2 - \varepsilon_1 - \varepsilon_3$$

$$\varepsilon_{\max}, \varepsilon_{\min} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_3}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_3)^2 + (2\varepsilon_2 - \varepsilon_1 - \varepsilon_3)^2}$$

$$\varepsilon_{\max}, \varepsilon_{\min} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_3}{2} \pm \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2}$$

$$\varepsilon_{\max}, \varepsilon_{\min} = \frac{-5.0386 + 9.0135}{2} \pm \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(-5.0386 - 1.9875)^2 + (1.9875 - 9.0135)^2}$$

$$\varepsilon_{\max} \cdot \varepsilon_{\min} = 1.98745 \pm 7.02605$$

$$\varepsilon_{\max} = 9.0135 \mu\varepsilon$$

$$\varepsilon_{\min} = -5.0386 \mu\varepsilon$$

$$\sigma_1 = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_{\max} + \nu\varepsilon_{\min})$$

$$\sigma_1 = \frac{200,000}{1-0.26^2} (9.0135 \times 10^{-6} + 0.26(-5.0386 \times 10^{-6}))$$

$$\sigma_1 = 1.65 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_{\min} + \nu\varepsilon_{\max})$$

$$\sigma_2 = \frac{200,000}{1-0.26^2} (-5.0386 \times 10^{-6} + (0.26 \times 9.0135 \times 10^{-6}))$$

$$\sigma_2 = -0.578 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

$$@ \sigma_3 = 0$$

$$\sigma_m = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(1.65 + 0.578)^2 + (-0.578 - 0)^2 + (0 - 1.65)^2}$$

$$\sigma_m = 2.003 \text{ MPa}$$

Or;

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_1^2 - (\sigma_1\sigma_2) + \sigma_2^2}$$

$$\sigma_m = \sqrt{1.65^2 - (-0.578 \times 1.65) + (-0.578)^2}$$

$$\sigma_m = 2.003 \text{ MPa}$$



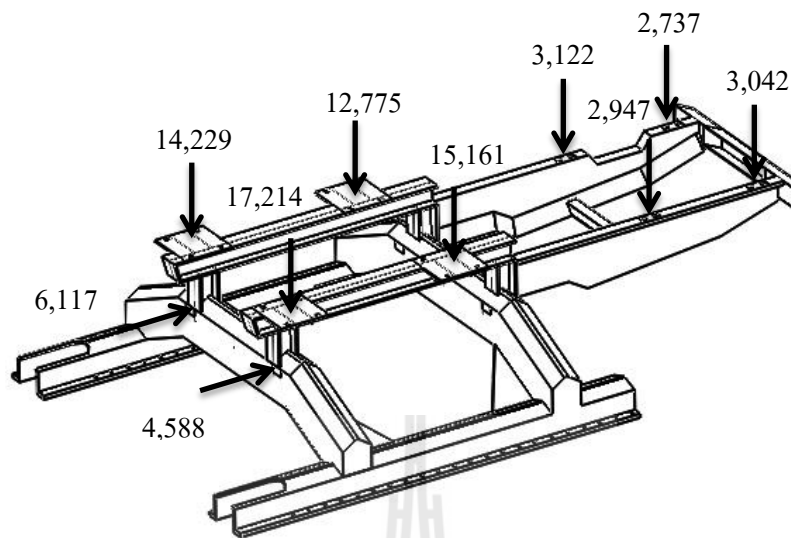




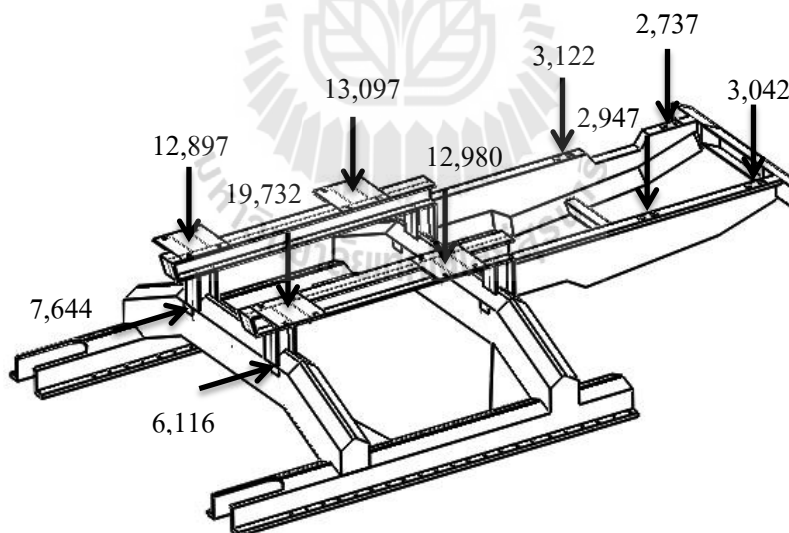
### การศึกษาเพิ่มเติม (กรณีอุ้มข้าว)

แบบจำลองโครงช่วงล่างรูปแบบที่ 3 ถูกจำลองให้รับน้ำหนักจากการอุ้มข้าวเพิ่มขึ้นอีก ตำแหน่งละ 10,000 N (รวม 20,000 N หรือประมาณ 2 คน) กระทำบนตำแหน่งที่ 5 และตำแหน่งที่ 6 ทั้ง 2 กรณี ตามสภาวะการทำงาน ดังรูปที่ ข.1 เพื่อตรวจสอบความแข็งแรงของโครงช่วงล่างที่ปรับปรุงใหม่เมื่อรับน้ำหนักสูงสุด ผลการวิเคราะห์แสดงให้เห็นว่า ความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุดมีค่าเท่ากับ 61.720 MPa (ลดลง 32.27%) และ 61.795 MPa (ลดลง 32.61%) ตามลำดับ ความเค้นสูงสุดเหล่านี้เกิดขึ้นที่ตำแหน่ง  $X = -320.5$ ,  $Y = 619.78$ ,  $Z = 1831.34$  ซึ่งอยู่ตรงบริเวณขอบด้านในฝั่งซ้ายของคานาใกล้กับเสาหลังด้านซ้ายใต้ระบบแนวคิดทำความเข้าใจความสะอาด ดังรูปที่ ข.2 การโก่งตัวสูงสุดที่เกิดขึ้นในกรณีหัวเกี่ยวขนานกับพื้นและกรณีหัวเกี่ยวถูกยกสูงสุดมีค่าเท่ากับ 1.899 mm และ 1.938 mm ตามลำดับ ณ ตำแหน่ง  $X = -430$ ,  $Y = 619.78$ ,  $Z = 3270$  ซึ่งอยู่ตรงบริเวณด้านซ้ายของคานาหลังที่รับน้ำหนักจากระบบเครื่องยนต์ต้นกำลัง ดังแสดงในรูปที่ ข.3 ส่วนค่าความปลอดภัยต่ำสุดมีค่าเท่ากับ 4.1 ทั้ง 2 กรณี ดังนั้นจึงสรุปได้ว่า โครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวขนาดข้าวรูปแบบนี้มีความแข็งแรงอยู่ในเกณฑ์และมีความปลอดภัยเช่นเดิม



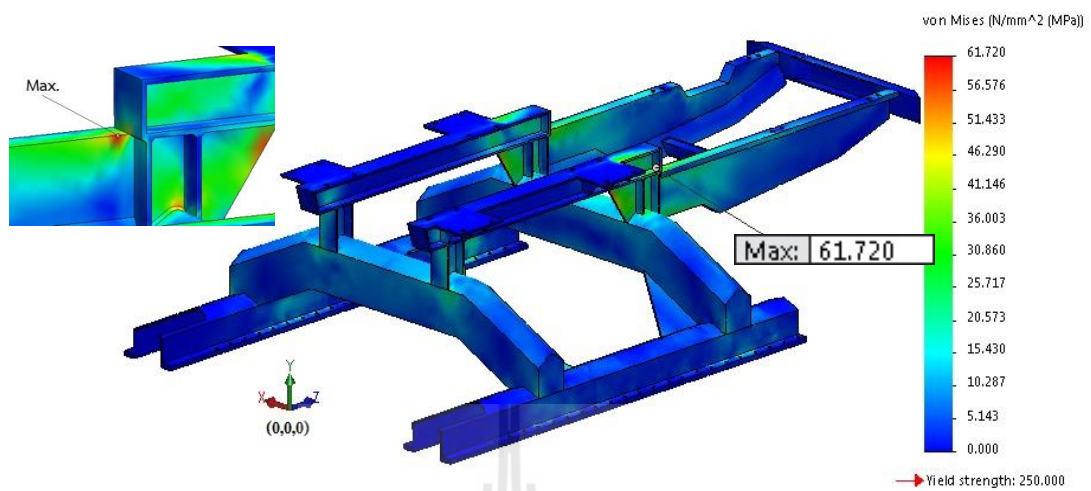


(ก) หัวเกี่ยวขนานกับพื้น

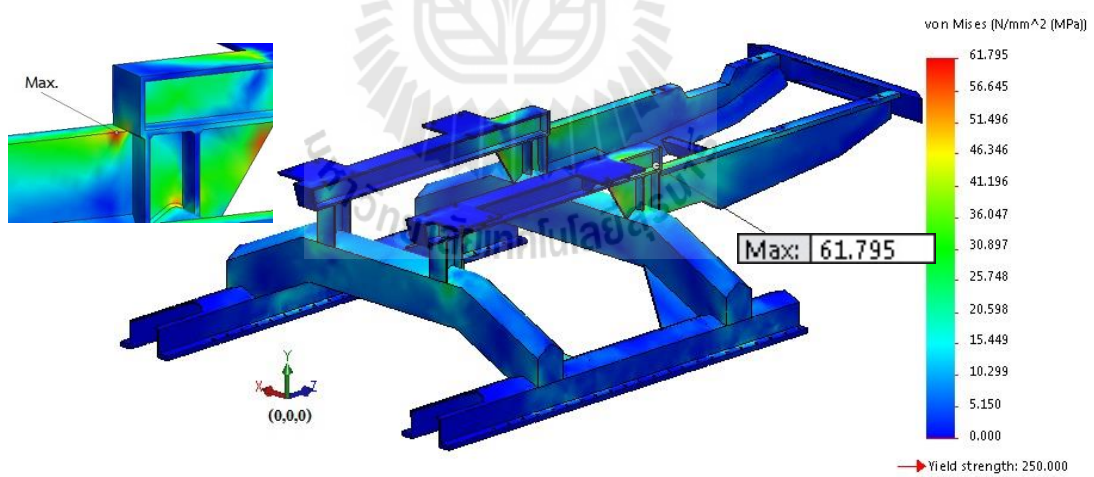


(ข) หัวเกี่ยวถูกยกสูงสุด

รูปที่ ข.1 ขนาด ตำแหน่งและทิศทางของแรงกระทำกับแบบจำลอง โครงช่วงล่าง (อุ้มข้าว)

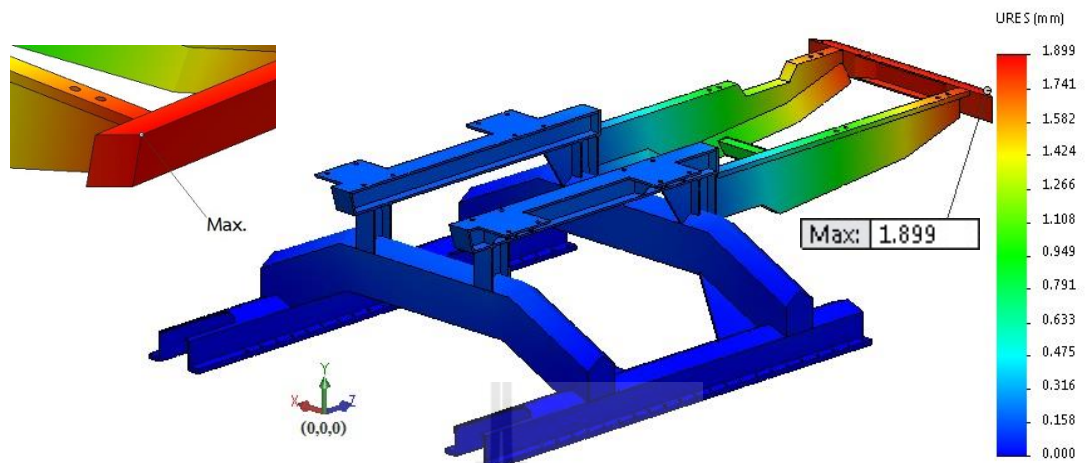


(ก) หัวเกี่ยวขนานกับพื้น

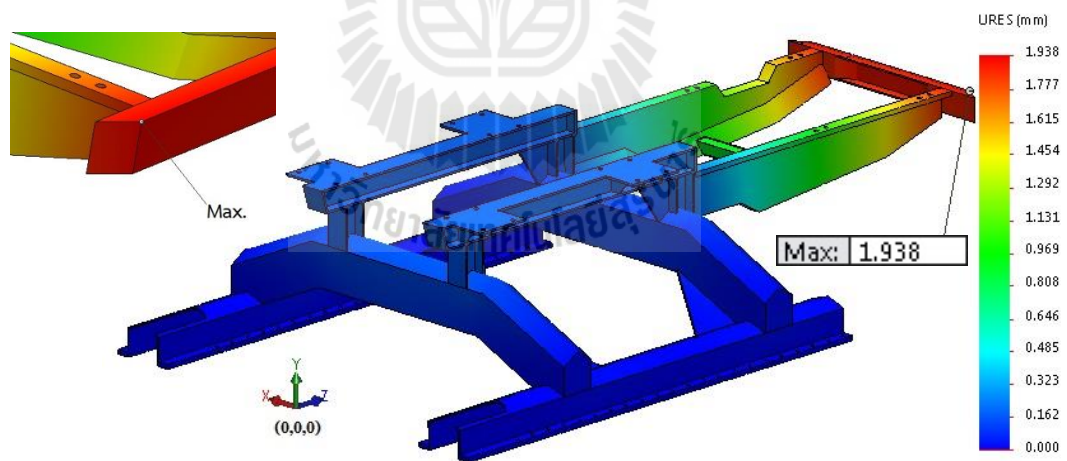


(ข) หัวเกี่ยวถูกยกสูงสุด

รูปที่ ข.2 การกระจายตัวของค่าความเค้น Von-Mises บนแบบจำลองโครงช่วงล่าง (อุ้มข้าว)



(ก) หัวเกี้ยวขนาดใหญ่กับพื้น



(ข) หัวเกี้ยวถูกยกสูงสุด

รูปที่ ข.3 ค่าการกระจายตัวของการโก่งตัวของแบบจำลองโครงช่วงล่าง (อุ้มข้าว)



ภาคผนวก ค

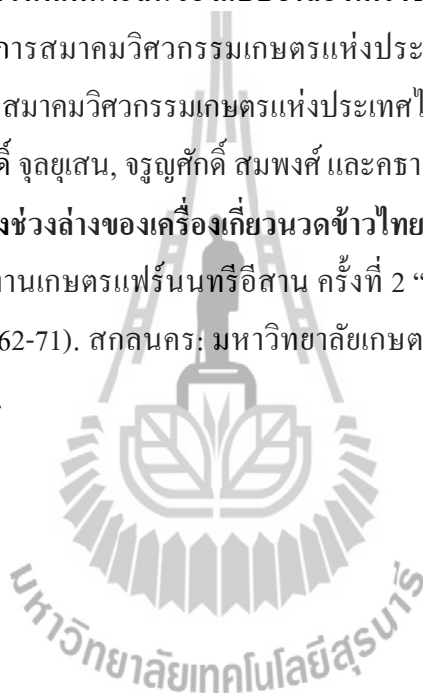
บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา

## รายชื่อบทความที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา

คงเดช พะสีนาม, พยุงศักดิ์ จุลยุเสณ, คชา วาทกิจ และจรรณศักดิ์ สมพงษ์. (2555). การศึกษาความแข็งแรงของโครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย. ใน การประชุมวิชาการสมาคมวิศวกรรมเกษตรแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 13 (หน้า 66-71). เชียงใหม่: มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.

คงเดช พะสีนาม, พยุงศักดิ์ จุลยุเสณ, คชา วาทกิจ และจรรณศักดิ์ สมพงษ์. (2556). การศึกษาความแข็งแรงและสัดส่วนที่เหมาะสมของแบบจำลองโครงช่วงล่างเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทย. ใน การประชุมวิชาการสมาคมวิศวกรรมเกษตรแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 14 (หน้า 340-345). ประจวบคีรีขันธ์: สมาคมวิศวกรรมเกษตรแห่งประเทศไทย และกรมส่งเสริมการเกษตร.

คงเดช พะสีนาม, พยุงศักดิ์ จุลยุเสณ, จรรณศักดิ์ สมพงษ์ และคชา วาทกิจ. (2557). การวิเคราะห์ความแข็งแรงของโครงช่วงล่างของเครื่องเกี่ยวนวดข้าวไทยโดยใช้วิธีไฟไนต์เอลิเมนต์. ใน การประชุมวิชาการงานเกษตรแฟร์นนทรีอีสาน ครั้งที่ 2 “วิชาการก้าวหน้า ภูมิปัญญาแห่งลุ่มน้ำโขง” (หน้า 62-71). สกลนคร: มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตเฉลิมพระเกียรติ จังหวัดสกลนคร.



## ประวัติผู้เขียน

ว่าที่ร้อยโท คงเดช พะสีนาม เกิดเมื่อวันที่ 28 มกราคม พ.ศ. 2527 ที่จังหวัดนครราชสีมา เป็นบุตรของ นายคำสิงห์ พะสีนาม และนางทองใส พะสีนาม เริ่มการศึกษาระดับประถมศึกษาที่ โรงเรียนบ้านหลุบทุ่ง ระดับมัธยมศึกษาตอนต้นที่โรงเรียนบ้านหนองคอม และระดับมัธยมศึกษาตอนปลายที่โรงเรียนบัวใหญ่ จังหวัดนครราชสีมา สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรี สาขาวิชาวิศวกรรมเกษตร มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี จังหวัดนครราชสีมา เมื่อปี พ.ศ. 2550 และสาขาวิชาศิลปศาสตร์ แขนงวิชาสารสนเทศศาสตร์ มหาวิทยาลัยสุโขทัยธรรมาธิราช เมื่อปีพ.ศ. 2552 โดยหลังจากสำเร็จการศึกษาได้รับใบอนุญาตเป็นผู้ประกอบวิชาชีพวิศวกรรมควบคุม ระดับภาคีวิศวกร สาขาวิศวกรรมเครื่องกล จากสภาวิศวกร และเริ่มทำงานที่มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ในตำแหน่งผู้ช่วยสอนและวิจัยประจำสาขาวิชาวิศวกรรมเกษตร สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

ปี พ.ศ. 2551 เข้าศึกษาต่อในระดับปริญญาโท สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล หลักสูตรวิศวกรรมการจัดการพลังงาน สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี และสำเร็จการศึกษาเมื่อปี พ.ศ. 2553 โดยขณะศึกษาได้ทำงานในตำแหน่งวิศวกรประจำศูนย์ความเป็นเลิศทางด้านชีวมวล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ปี พ.ศ. 2554 ได้รับทุนการศึกษาระดับปริญญาเอก ประจำปี 2554 ตามโครงการพัฒนาอาจารย์ในสาขาวิชาที่ขาดแคลนและมีผลการเรียนดี จากมหาวิทยาลัยราชภัฏพิบูลสงคราม และเข้าศึกษาต่อในระดับปริญญาเอก สาขาวิชาวิศวกรรมเกษตร หลักสูตรวิศวกรรมเกษตรและอาหาร สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี โดยระหว่างการศึกษาได้รับทุนอุดหนุนการวิจัยประเภทบัณฑิตศึกษา ประจำปี 2556 จากสำนักงานคณะกรรมการวิจัยแห่งชาติ