



รายงานการวิจัย

การวัดแรงบนแขนพ่วงแบบสามจุดของรถแทรกเตอร์เกษตร (Determination of Three-Point Hitch Forces on an Agricultural Tractor)



ได้รับทุนอุดหนุนการวิจัยจาก
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ผลงานวิจัยเป็นความรับผิดชอบของหัวหน้าโครงการวิจัยแต่เพียงผู้เดียว



รายงานการวิจัย

การวัดแรงบนแขนพ่วงแบบสามจุดของรถแทรกเตอร์เกษตร (Determination of Three-Point Hitch Forces on an Agricultural Tractor)

คณะผู้วิจัย

หัวหน้าโครงการ

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. พยงค์ศักดิ์ จุลยุเสณ

สาขาวิชาวิศวกรรมเกษตร

สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ผู้ร่วมวิจัย

นายคธา วาทกิจ

นายจรูญศักดิ์ สมพงศ์

ได้รับทุนอุดหนุนการวิจัยจากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ปีงบประมาณ พ.ศ. 2555

ผลงานวิจัยเป็นความรับผิดชอบของหัวหน้าโครงการวิจัยแต่เพียงผู้เดียว

ธันวาคม 2557

กิตติกรรมประกาศ

การวิจัยครั้งนี้ได้รับทุนอุดหนุนการวิจัยจากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ปีงบประมาณ 2555 ผู้วิจัยขอขอบคุณ พาร์มมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารีที่อนุเคราะห์อุปกรณ์และสถานที่สำหรับการวิจัย นายกวี คงมั่น นายคงเดช พะสีนาม นายยงยุทธ เสียงดัง นายอรรถพล อภรณ์พงษ์ และ นายธีรวัฒน์ เจเถื่อน ที่ช่วยทดสอบและเก็บรวบรวมข้อมูล



บทคัดย่อ

เครื่องมือเกษตรแบบพ่วงสามจุดเป็นเครื่องมือที่เกษตรกรในประเทศไทยนิยมใช้งาน ดังนั้นงานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อพัฒนาเครื่องมือวัดแรงแบบสามจุดเพื่อวัดแรงกระทำระหว่างรถแทรกเตอร์กับเครื่องมือเกษตรใน category II เครื่องมือวัดแรงสร้างจากทรานส์ดิวเซอร์แบบ extended octagonal ring (EOR) ติดตั้งบนชุดต่อพ่วงเร็วโดยสามารถวัดแรงในแนวราบและแรงในแนวตั้งได้ 40 kN และ 10 kN ตามลำดับ ทรานส์ดิวเซอร์แบบ EOR สร้างจากเหล็กกล้า S45C จากการวิเคราะห์การกระจายตัวของความเครียดบนทรานส์ดิวเซอร์ด้วยวิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์พบว่าตำแหน่งที่เหมาะสมในการติดตั้งมาตรวัดความเครียดเพื่อวัดแรงในแนวราบและแรงในแนวตั้ง คือ มุม $\phi = 95^\circ$ และ มุม $\phi = 32^\circ$ ตามลำดับ ผลการสอบเทียบมาตรฐานของทรานส์ดิวเซอร์แสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ระหว่างแรงที่ป้อนกับสัญญาณความเครียดที่มีลักษณะเป็นเชิงเส้นอย่างมาก ($R^2 \approx 1$) โดยมีค่า cross sensitivity ต่ำกว่า 6% การทดสอบเพื่อประเมินประสิทธิภาพของเครื่องมือวัดแรงถูกทำโดยการไถแปลงเกษตรที่มีดินทรายร่วน เมื่อไถด้วยไถหัวหมูผลสามความลึกเฉลี่ย 27 cm และไถจานผลสี่ 23 cm พบว่าแรงดึงในแนวราบมีค่าเฉลี่ย 8.80 kN และ 6.01 kN ตามลำดับ และเมื่อเปรียบเทียบกับค่าแรงดึงในแนวราบที่คำนวณจากสมการทำนายของ ASABE พบว่า ค่าแรงดึงในแนวราบที่วัดได้โดยเครื่องมือวัดแรงนี้มีค่าต่ำกว่าประมาณ 2.4% และ 1.5% ตามลำดับ จากผลการทดสอบข้างต้น ทำให้สามารถสรุปได้ว่า เครื่องมือวัดแรงแบบพ่วงสามจุดที่ถูกพัฒนาขึ้นมาี้สามารถนำมาประยุกต์ใช้งานได้อย่างมีประสิทธิภาพในสภาวะการใช้งานจริง

คำสำคัญ: แรงฉุดลาก เครื่องมือวัดแรง เครื่องมือเกษตร ระบบต่อพ่วงแบบสามจุด

Abstract

A mounted-type agricultural implement is widely used in Thailand. Therefore, the aim of this study was to develop a three-point hitch dynamometer for measuring forces between a combination of tractor and implement in category II. The design concept of dynamometer was based on three extended octagonal ring transducers attaching on a quick-attaching coupler. The dynamometer was intended to measure the horizontal and vertical forces of 40 kN and 10 kN, respectively. The EOR transducer was fabricated from medium strength S45C steel. From the analysis of strain distribution in the transducers using a finite element method, the strain nodes for measuring the horizontal and vertical forces were 95° and 32° , respectively. Calibration results showed that the transducers had the highly linear relationships between the applied loads and the strain signals ($R^2 \approx 1$) with low cross sensitivity of 6%. The efficiency of the developed dynamometer was tested by mean of tilling a loamy sand soil. When tilling the soil using a moldboard plow with depth of 27 cm and a disk plow with depth of 23 cm, the average draft forces were 8.80 kN and 6.01 kN, respectively. The measured drafts were 2.4% and 1.5% lower than the drafts predicted from ASABE Standard's equation. Based on the testing above, it can be concluded that the developed three-point hitch dynamometer is capable to use with satisfactory level of accuracy under practical situation.

Keywords: draft, dynamometer, implement, three-point hitch

สารบัญ

	หน้า
กิตติกรรมประกาศ.....	ก
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ข
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	ค
สารบัญ.....	ง
สารบัญตาราง.....	ฉ
สารบัญรูปภาพ.....	ช
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย	2
1.3 ขอบเขตของการวิจัย	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
บทที่ 2 การตรวจเอกสาร	
2.1 แรงบนเครื่องมือเตรียมดิน.....	3
2.2 แรงบนเครื่องมือเตรียมดินแบบพ่วงสามจุด	5
2.3 เครื่องมือวัดแรงแบบพ่วงสามจุด	7
2.4 มาตรฐานวัดความเครียด	9
2.5 การหาค่าแรงจุดลากด้วยสมการของมาตรฐาน ASABE	11
บทที่ 3 อุปกรณ์และวิธีการ	
3.1 บทนำ.....	12
3.2 การหาขนาดของทรานส์มิวเซอร์วัดแรงแบบ extended ocatagonal ring.....	12
3.3 การหาตำแหน่งที่เหมาะสมในการติดตั้งมาตรวัดความเครียด	14
3.4 การสอบเทียบมาตรฐานของทรานส์มิวเซอร์แบบ EOR.....	16
3.5 การทดสอบเครื่องมือวัดแรงในแปลงเกษตร	17
บทที่ 4 ผลการศึกษาและวิจารณ์	
4.1 บทนำ.....	18
4.2 ขนาดของทรานส์มิวเซอร์วัดแรงแบบ extended ocatagonal ring	18
4.3 ตำแหน่งที่เหมาะสมในการติดตั้งมาตรวัดความเครียด	23
4.4 ผลการสอบเทียบมาตรฐาน	26
4.5 ชุดต่อพ่วงเร็วของเครื่องมือวัดแรงแบบพ่วงสามจุด	30

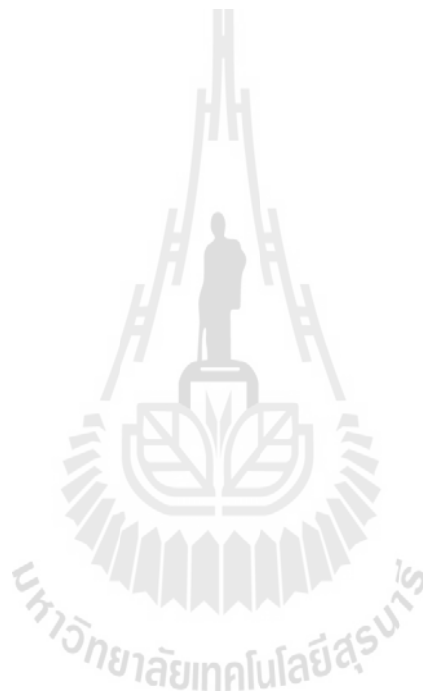
สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
4.6 การทดสอบประสิทธิภาพของเครื่องมือวัดแรงแบบพ่วงสามจุด.....	33
บทที่ 5 สรุป ปัญหาและข้อเสนอแนะ	
5.1 สรุป	38
5.2 ข้อเสนอแนะ	39
เอกสารอ้างอิง	40
ภาคผนวก สมการทำนายแรงจุดลากของมาตรฐาน ASABE	42
ประวัติผู้วิจัย.....	43



สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 3.1 ข้อมูลจำเพาะของรถแทรกเตอร์ ยี่ห้อ Massey Ferguson รุ่น 4245	19
ตารางที่ 3.2 ข้อมูลจำเพาะของไถหัวหมู ยี่ห้อ Dowdeswell รุ่น DP5L	19
ตารางที่ 3.3 ข้อมูลจำเพาะของไถจาน ยี่ห้อ K.M.T. รุ่น K60-704	20
ตารางที่ 4.1 ผลการเทียบมาตรฐานของทรานสดิวเซอร์แบบ EOR	26
ตารางที่ 4.2 ผลการทดสอบเครื่องวัดแรงแบบพวงสามจุดในดินทรายร่วนด้วยไถหัวหมูและไถจาน ..	34



สารบัญรูปภาพ

หน้า

รูปที่ 2.1 การแสดงแรง useful soil forces กระทำบนเครื่องมือเตรียมดิน (ก) แรงสองแรงไม่ตัดกัน (แรง R_h ไม่ตัดกับแรง V) (ข) แรง R และโมเมนต์ของแรงคู่ควบ Va บนระนาบที่ตั้งฉากกับการเคลื่อนที่โรงเรือนคลอด .3	
รูปที่ 2.2 แรงกระทำบนใบไถหัวหมู (ก) แรงตั้งอยู่ในแนวการเคลื่อนที่ (ข) แรงตั้งทำมุมกับแนวการเคลื่อนที่ (ค) แรงตั้งอยู่ในแนวการเคลื่อนที่และเหล็กกันข้าง4	
รูปที่ 2.3 แรงกระทำบนจานไถ (ก) แรงสองแรงไม่ตัดกัน (แรงรุน (T) และแรงตามแนวรัศมี (U) (ข) แรงประกอบของแรง R5	
รูปที่ 2.4 ความสัมพันธ์ของแรงในระนาบตั้งสำหรับการทำงานแบบแขนอิสระของการต่อพ่วง แบบสามจุด6	
รูปที่ 2.5 ความสัมพันธ์ของแรงในระนาบตั้งสำหรับการทำงานแบบแขนรั้งของการต่อพ่วง แบบสามจุด7	
รูปที่ 2.6 การวัดแรงจุดลากสำหรับเครื่องมือเกษตรแบบพ่วงสามจุด (ก) โดยใช้รถแทรกเตอร์ 2 คัน (ข) โดยใช้เครื่องมือวัดแรงแบบพ่วงสามจุด8	
รูปที่ 2.7 ทรานส์ดิวเซอร์วัดแรงแบบ extended circular ring, ECR (ซ้าย) แบบ extended octagonal ring, EOR (กลาง) และตำแหน่งการติดตั้งมาตรวัดความเครียด9	
รูปที่ 2.8 มาตรวัดความเครียดแบบต่างๆ..... 10	
รูปที่ 2.9 การต่อมาตรวัดความเครียดแบบวงจร Wheatstone bridge 11	
รูปที่ 3.1 (ก) มิติของทรานส์ดิวเซอร์แบบ extended octagonal ring (ข) แรงและโมเมนต์กระทำ บนทรานส์ดิวเซอร์แบบ extended octagonal ring 13	
รูปที่ 3.2 เอลิเมนต์ย่อย จุดจับยึด และการกำหนดแรงบนทรานส์ดิวเซอร์แบบ extended octagonal ring 15	
รูปที่ 3.3 พื้นที่สำหรับติดตั้งมาตรวัดความเครียด 16	
รูปที่ 3.4 อุปกรณ์สำหรับการเทียบมาตรฐานทรานส์ดิวเซอร์แบบ EOR..... 17	
รูปที่ 3.5 ดัชนีความแข็งของดินในแปลงทดสอบที่เป็นดินทรายร่วน 17	
รูปที่ 3.6 การต่อพ่วงทรานส์ดิวเซอร์เพื่อวัดแรงกระทำของไถหัวหมูผลสาม..... 18	
รูปที่ 3.7 การต่อพ่วงทรานส์ดิวเซอร์เพื่อวัดแรงกระทำของไถจานผลสี่..... 18	
รูปที่ 4.1 แบบทางวิศวกรรมของทรานส์ดิวเซอร์แบบ extended octagonal ring (EOR) 22	
รูปที่ 4.2 ความแข็งแรงของทรานส์ดิวเซอร์แบบ extended octagonal ring (ก) การกระจายตัวของ ความเค้น (ข) การกระจายตัวของความเครียด 22	

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

หน้า

รูปที่ 4.3 (ก) ก้อนเหล็กกล้าเกรด S45C (ข) ทรานสดิวเซอร์แบบ extended octagonal ring (EOR) ขึ้นรูปด้วยเครื่อง wire cut	23
รูปที่ 4.4 การกระจายตัวของความเครียดใน EOR : (ก) และ (ข) ความเครียดในแนวราบ, ϵ_x , เมื่อรับแรงในแนวราบ F และแรงในแนวตั้ง P ตามลำดับ (ค) และ (ง) ความเครียดในแนวตั้ง, ϵ_y , เมื่อรับแรงในแนวราบ F และแรงในแนวตั้ง P ตามลำดับ	24
รูปที่ 4.5 ตำแหน่งการติดตั้งมาตรวัดความเครียด	25
รูปที่ 4.6 การติดตั้งมาตรวัดความเครียดบนทรานสดิวเซอร์แบบ extended octagonal ring	25
รูปที่ 4.7 ผลการสอบเทียบมาตรฐานของ EOR ตัวที่ 1 (ก) แรงในแนวราบ (ข) แรงในแนวตั้ง	27
รูปที่ 4.8 ผลการสอบเทียบมาตรฐานของ EOR ตัวที่ 2 (ก) แรงในแนวราบ (ข) แรงในแนวตั้ง	28
รูปที่ 4.9 ผลการสอบเทียบมาตรฐานของ EOR ตัวที่ 3 (ก) แรงในแนวราบ (ข) แรงในแนวตั้ง	28
รูปที่ 4.10 โครงสร้างรูปตัวยู	30
รูปที่ 4.11 หูฟวงแขนล่าง (ด้านซ้าย) และหูฟวงแขนบน (ด้านขวา)	31
รูปที่ 4.12 แผ่นประกบแขนล่าง (ด้านซ้าย) และ แผ่นประกบแขนบน (ด้านขวา)	31
รูปที่ 4.13 ตะขอ	31
รูปที่ 4.14 ชิ้นส่วนของเครื่องมือวัดแรงทำจากเหล็กกล้า ss400	32
รูปที่ 4.15 เครื่องมือวัดแรงแบบต่อฟ่งสามจุด	32
รูปที่ 4.16 การติดตั้งเครื่องมือวัดแรงแบบฟ่งสามจุดบนรถแทรกเตอร์	33
รูปที่ 4.17 การวัดแรงกระทำระหว่างรถแทรกเตอร์กับไถหัวหมู	35
รูปที่ 4.18 การวัดแรงกระทำระหว่างรถแทรกเตอร์กับไถจาน	35
รูปที่ 4.19 แรงกระทำบนแขนฟ่งระหว่างรถแทรกเตอร์กับไถหัวหมู	36
รูปที่ 4.20 แรงกระทำระหว่างรถแทรกเตอร์กับไถหัวหมู	36
รูปที่ 4.21 แรงกระทำบนแขนฟ่งระหว่างรถแทรกเตอร์กับไถจาน	37
รูปที่ 4.22 แรงกระทำระหว่างรถแทรกเตอร์กับไถจาน	37

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา

ปัจจุบันการเกษตรไม่ได้เผชิญกับปัญหาการขาดแคลนอาหารของมนุษย์เพียงอย่างเดียว แต่ยังต้องจัดหาพลังงานหมุนเวียนให้เพียงพอต่อความต้องการ ขณะที่พื้นที่การเกษตรและแรงงานลดลงอย่างต่อเนื่อง เพื่อเป็นการเพิ่มผลผลิตและประสิทธิภาพในการทำการเกษตร จึงได้มีการนำเครื่องจักรกลเกษตรและเทคโนโลยีต่าง ๆ เข้ามาช่วยในการทำการเกษตร รถแทรกเตอร์และเครื่องมือเกษตรจึงมีบทบาทสำคัญต่อขั้นตอนต่าง ๆ ของงานทางการเกษตร

การต่อพ่วงรถแทรกเตอร์กับเครื่องมือเกษตรสามารถทำได้โดยใช้คานลาก (drawbar) หรือ แขนพ่วง (link) ของรถแทรกเตอร์ แรงจากเครื่องมือเกษตรที่กระทำต่อรถแทรกเตอร์มีอิทธิพลอย่างมากต่อความสามารถของรถแทรกเตอร์ในด้านต่างๆ เช่น ความสามารถในการฉุดลาก เสถียรภาพ และการบังคับเลี้ยว เป็นต้น แรงที่กระทำต่อจุดพ่วงระหว่างรถแทรกเตอร์และเครื่องมือเกษตรประกอบด้วยแรงย่อย 3 แรง คือ แรงในแนวราบหรือแรงฉุดลาก (horizontal force or draft force) แรงในแนวดิ่ง (vertical force) และแรงในแนวด้านข้าง (side force) แรงฉุดลากส่งผลโดยตรงต่อความสามารถในการฉุดลากของรถแทรกเตอร์ แรงในแนวดิ่งทำให้มีการถ่ายเทน้ำหนัก (weight transfer) จากเครื่องมือเกษตรไปยังรถแทรกเตอร์ ซึ่งจะส่งผลต่อความสามารถในการฉุดลากและเสถียรภาพของรถแทรกเตอร์ (Chen et al., 2007) ส่วนแรงในแนวด้านข้างส่งผลต่อการบังคับเลี้ยวของรถแทรกเตอร์ อย่างไรก็ตามจากการทบทวนงานวิจัยที่เกี่ยวข้องทำให้ทราบว่า แรงในแนวด้านข้างไม่มีความสำคัญในขณะปฏิบัติงาน (Godwin, 1975) ดังนั้นการพิจารณาแรงฉุดลากและแรงในแนวดิ่งก็เพียงพอสำหรับการศึกษาแรงที่กระทำระหว่างรถแทรกเตอร์และเครื่องมือเกษตรเกือบทุกชนิด

แรงฉุดลากเป็นแรงที่ใช้ในการขับเคลื่อนเครื่องจักรกลเกษตรไปตามทิศทางของการเคลื่อนที่ (ASABE, 2013) ค่าของแรงฉุดลากขึ้นอยู่กับตัวแปรจำนวนมาก ยกตัวอย่างเช่น แรงฉุดลากของเครื่องมือเตรียมดินมีค่าขึ้นอยู่กับ คุณสมบัติของดิน รูปร่างของเครื่องมือ ความลึกในการไถ ความเร็วและความกว้างของเครื่องมือ (Gill and Vanden Berg, 1968; Palmer and Kruger, 1982) โดยคุณสมบัติของดินที่มีผลต่อการเตรียมดิน คือ ความชื้น ความหนาแน่น ความแข็ง และองค์ประกอบของดิน (Upadhyaya et al., 1984) การวัดแรงฉุดลากที่กระทำระหว่างรถแทรกเตอร์และเครื่องมือเกษตรแบบพ่วงลาก (trailed implement) ทำได้โดยการติดตั้งเครื่องวัดแรง (dynamometer) ไว้ระหว่างคานลากของรถแทรกเตอร์และเครื่องมือเกษตร ส่วนเครื่องมือเกษตรแบบพ่วงสามจุด (mounted implement) การหาแรงกระทำระหว่างรถแทรกเตอร์และเครื่องมือเกษตรจะต้องใช้เครื่องมือวัดแรงแบบพ่วงสามจุด (three-point hitch dynamometer)

เนื่องจากเครื่องมือเกษตรแบบพ่วงสามจุดเป็นเครื่องมือที่เกษตรกรในประเทศไทยนิยมใช้งาน ดังนั้นโครงการวิจัยนี้มีแนวคิดที่จะสร้างเครื่องมือสำหรับวัดแรงกระทำระหว่างรถแทรกเตอร์และเครื่องมือเกษตรชนิดนี้ เพื่อใช้เป็นข้อมูลแก่เกษตรกรและผู้ใช้งาน ตลอดจนการทำวิจัยเพื่อพัฒนาเครื่องจักรกลเกษตรให้เหมาะสมกับสภาวะการทำงานการเกษตรของประเทศต่อไป

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

เพื่อออกแบบ สร้าง และทดสอบเครื่องมือสำหรับวัดแรงที่แขนพ่วงแบบสามจุดของรถแทรกเตอร์เกษตร

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

โครงการวิจัยนี้จะทำการออกแบบและทดสอบเครื่องมือวัดแรงแบบพ่วงสามจุดสำหรับรถแทรกเตอร์เกษตร category II และทำการทดสอบด้วยเครื่องมือเตรียมดินแบบพ่วงสามจุด ณ แปลงเกษตรของฟาร์มมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากโครงการวิจัยนี้ สามารถสรุปได้ดังนี้

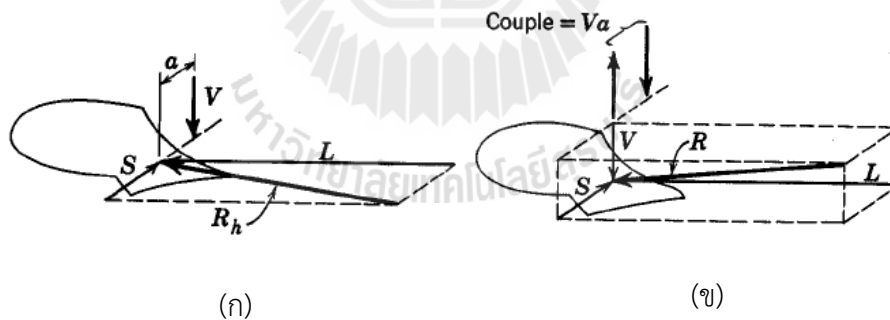
- 1) เพิ่มขีดความสามารถในการพัฒนาเครื่องมือวัดแรงสำหรับการทดสอบเครื่องจักรกลเกษตร เช่น การประเมินความสามารถในการฉุดลากของรถแทรกเตอร์ ความต้องการแรงฉุดลากของเครื่องมือเกษตร และเสถียรภาพของรถแทรกเตอร์ เป็นต้น
- 2) สามารถเป็นแนวทางให้หน่วยงานต่างๆ ไม่ว่าจะเป็นหน่วยงานของภาครัฐ เช่น กรมวิชาการเกษตร กรมส่งเสริมการเกษตร และมหาวิทยาลัยต่าง ๆ เป็นต้น ตลอดจนหน่วยงานของภาคธุรกิจที่เกี่ยวข้องกับเครื่องจักรกลเกษตร สามารถนำผลการออกแบบและทดสอบเครื่องมือวัดแรงนี้ไปใช้ประโยชน์ต่อไปได้
- 3) สามารถตีพิมพ์เผยแพร่ผลการออกแบบและทดสอบเครื่องมือวัดแรงนี้ในเอกสารทางวิชาการได้

บทที่ 2

การตรวจเอกสาร

2.1 แรงบนเครื่องมือเตรียมดิน

เครื่องมือเตรียมดินที่กำลังเคลื่อนที่ในดินจะถูกกระทำด้วยแรงต่างๆ ดังต่อไปนี้ คือ น้ำหนักของเครื่องมือ (W) แรงกระทำจากดิน และแรงกระทำจากต้นกำลัง (P) โดยที่แรงกระทำจากดินถูกแยกออกเป็น แรงที่ใช้ในการตัด ย่อย และเคลื่อนย้ายดิน (useful soil forces, R) และแรงต้านของดิน (parasitic soil forces, Q) (Srivastava et al., 2006) ในการทำงาน แรง R และ W เป็นแรงที่ไม่สามารถควบคุมได้ เพราะเป็นแรงที่ขึ้นอยู่กับลักษณะรูปร่างของเครื่องมือและสภาพของดิน ส่วนแรง P และแรง Q สามารถควบคุมได้ด้วยการปรับตำแหน่งต่อพวง (ชาญชัย, 2550) การอธิบายแรง R ที่กระทำบนเครื่องมือเตรียมดินสามารถแสดงได้ 2 วิธี ด้วยแรงที่ตั้งฉากกัน 3 แรง และ 1 โมเมนต์ ดังแสดงในรูปที่ 2.1 โดยที่ แรง L คือ แรงประกอบของแรง R ในแนวการเคลื่อนที่ แรง V คือ แรงประกอบแรง R ในแนวตั้ง และแรง S คือ แรงประกอบแรง R ในแนวด้านข้าง ส่วนตัวห้อย h คือ รัศมีแนวราบ



รูปที่ 2.1 การแสดงแรง useful soil forces กระทำบนเครื่องมือเตรียมดิน

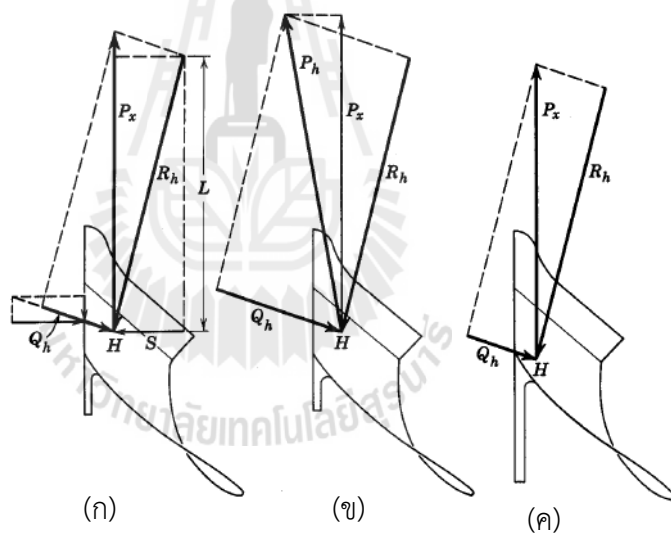
(ก) แรงสองแรงไม่ตัดกัน (แรง R_h ไม่ตัดกับแรง V)

(ข) แรง R และโมเมนต์ของแรงคู่ควบ Va บนระนาบที่ตั้งฉากกับการเคลื่อนที่

2.1.1 แรงบนใบไถหัวหมู

แรงกระทำบนใบไถหัวหมูในระนาบแนวราบสามารถอธิบายได้ด้วยแรง R_h , แรง Q_h และแรงฉุดลาก P_x ดังแสดงไว้ในรูปที่ 2.2 แรง R_h ประกอบด้วยแรง L และ แรง S โดยทั่วไปสัดส่วนของ

S/L จะมีค่าประมาณ 0.35-0.45, 0.25-0.45 และ 0.2-0.3 สำหรับดินทราย ดินร่วนปนทราย และ ดินร่วนเหนียว ตามลำดับ แรง Q_h ประกอบด้วยแรงปฏิกิริยาด้านข้างที่มีขนาดเท่ากับแรง S แต่มี ทิศตรงกันข้าม และ แรงเสียดทานที่กระทำบนผิวของเหล็กกันข้าง (landside) ของไถหัวหมูและมีทิศ ตรงกันข้ามกับการเคลื่อนที่ แรงจุดลาก P_x ตามแนวของแรงกระทำจากต้นกำลังสามารถหาได้จาก ผลรวมของแรง R_h และแรง Q_h ดังแสดงในรูป 2.2 (ก) จุดบรรจบกันของแรงต่างๆ เรียกว่า จุด ศูนย์กลางของการต้านทาน (center of resistance, H) และจะอยู่ตรงตำแหน่งกึ่งกลางตามความ ยาวของเหล็กกันข้างและประมาณหนึ่งในสามของความกว้างจากเหล็กกันข้างเมื่อความยาวของ landside มากขึ้น จะทำให้ จุด H เคลื่อนไปทางด้านหลังของไถและเข้าใกล้เหล็กกันข้างมากขึ้น เนื่องจากแรง R_h มีค่าเท่าเดิม ดังแสดงในรูปที่ 2.2 (ข) เมื่อแรงกระทำจากต้นกำลัง (P_h) ไม่อยู่ใน แนวการเคลื่อนที่ จะทำให้แรงปฏิกิริยาด้านข้างและแรงเสียดทานที่เหล็กกันข้างเพิ่มขึ้น ส่งผลให้แรง P_x มีค่าเพิ่มขึ้นด้วย ดังแสดงในรูปที่ 2.2 (ข)

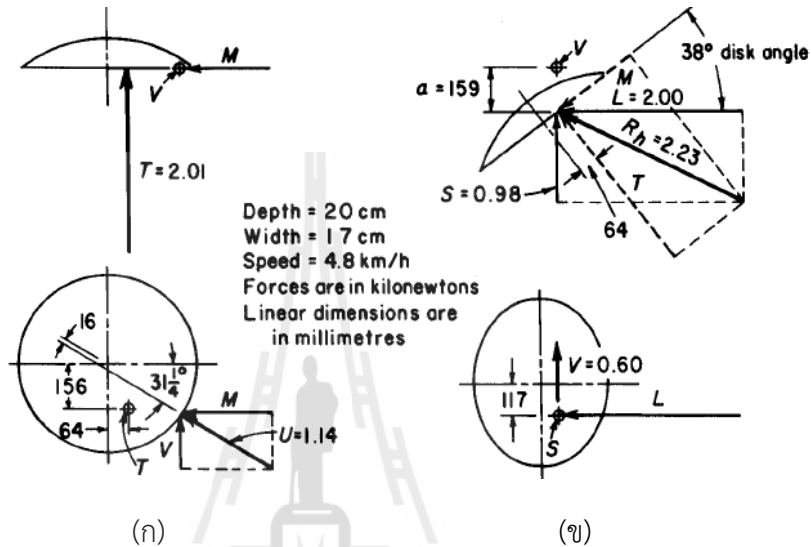


รูปที่ 2.2 แรงกระทำบนไถหัวหมู (ก) แรงตั้งอยู่ในแนวการเคลื่อนที่
(ข) แรงตั้งทำมุมกับแนวการเคลื่อนที่ (ค) แรงตั้งอยู่ในแนวการเคลื่อนที่และเหล็กกันข้าง

2.1.2 แรงบนจานไถ

แรงกระทำบนจานไถสามารถอธิบายได้หลายวิธี ตัวอย่างการอธิบายแรงกระทำบนจานไถ ด้วยแรงกระทำสองแรงที่ไม่ตัดกัน (แรงรูน (T) และแรงตามแนวรัศมี (U)) และแรงประกอบของ แรง R ดังแสดงในรูปที่ 2.3 (ก) และ (ข) ตามลำดับ การอธิบายแรงด้วยรูปที่ 2.3 (ก) ทำให้สามารถ คำนวณหาภาระงานบนแบร็ริงของจานไถได้ง่าย ตำแหน่งของแรง T จะอยู่ต่ำกว่าแนวกลางจานไถ

ขณะที่แรง U จะอยู่ตรงตำแหน่งด้านหลังแนวกลางจานไถเล็กน้อย เพื่อทำให้เกิดแรงบิดที่สามารถเอาชนะความเสียดทานของแบร็ริงและทำให้จานไถหมุน ส่วนการอธิบายแรงด้วยรูปที่ 2.3 (ข) จะมีประโยชน์ต่อการพิจารณาแรงกระทำจากดินแบบแรงสองแรงไม่ตัดกัน แรง L และแรง S รวมกันเป็นแรง R , กระทำต่อจานไถ ส่วนแรง V ทำให้เกิดโมเมนต์ของแรงคู่ควบซึ่งทำให้จานไถหมุน



รูปที่ 2.3 แรงกระทำบนจานไถ (ก) แรงสองแรงไม่ตัดกัน (แรงรูน (T) และแรงตามแนวรัศมี (U)) (ข) แรงประกอบของแรง R

2.2 แรงบนเครื่องมือเตรียมดินแบบพ่วงสามจุด

2.2.1 การทำงานแบบแขนอิสระของการต่อพ่วงแบบสามจุด

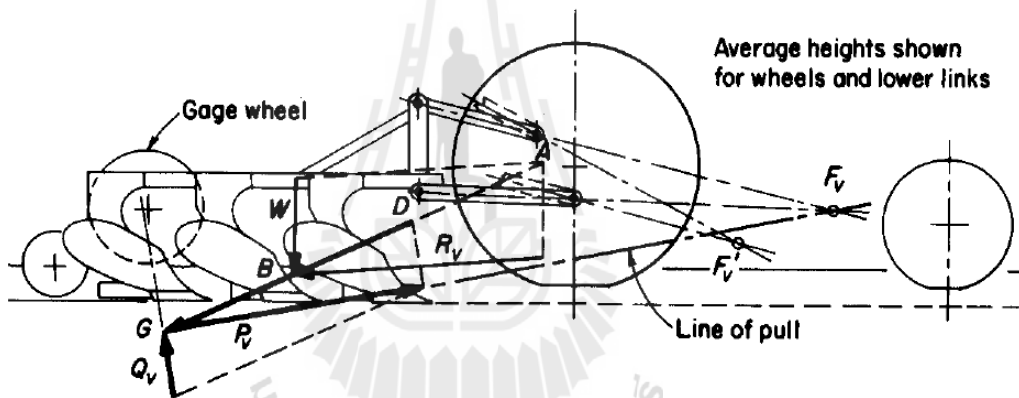
ความลึกในการไถของการทำงานแบบแขนอิสระของระบบต่อพ่วงแบบสามจุดจะถูกควบคุมด้วยล้อควบคุมความลึกหรือส่วนหนึ่งของเครื่องมือที่ยันพื้น รูปที่ 2.4 แสดงความสัมพันธ์ของแรงในระนาบตั้งสำหรับการทำงานแบบแขนอิสระของไถหัวหมูที่มีล้อควบคุมความลึก (ตัวห้อย v คือระนาบตั้ง) จุดต่อพ่วงเสมือน (F_v) เป็นจุดที่แนวของแขนบนและแขนล่างของระบบต่อพ่วงแบบสามจุดมาบรรจบกัน ตำแหน่งของจุด F_v สามารถเปลี่ยนแปลงได้โดยการปรับแนวแขนพ่วง และในขณะที่ไถถูกยกขึ้นหรือวางลง จุดนี้จะเปลี่ยนตำแหน่งโดยอัตโนมัติ ขณะที่ไถสามารถตัดลงไปบนดินได้จุด F_v' อยู่ต่ำกว่าจุด F_v และเอียงมาทางด้านหลังของรถแทรกเตอร์

ในการวิเคราะห์แรงจะเห็นได้ว่า แนวแรงดึง P_v จะต้องผ่านจุด F_v แทนที่จะผ่านจุดพ่วงจริง แรง Q_v ถูกรองรับด้วยล้อควบคุมความลึก แต่แนวแรง Q_v จะอยู่เลยจุดศูนย์กลางล้อควบคุมความลึกไปเล็กน้อย ความลาดเอียงของแนวแรง Q_v ขึ้นอยู่กับแรงต้านการเคลื่อนที่ของดินที่กระทำ

ต่อล้อ AB คือแรงลัพธ์ของแรง W และแรง R_v ส่วนจุด G คือจุดตัดของแนวแรง Q_v และแรง AB ซึ่งทำให้แนวแรง P_v ผ่านจุด G และจุด F_v

การปรับแขนพวงให้จุด F_v อยู่สูงขึ้นจะทำให้แรง Q_v มีค่าลดลง แต่ล้อหลังของรถแทรกเตอร์จะรับน้ำหนักเพิ่มขึ้นเนื่องจากการถ่ายเทน้ำหนัก อย่างไรก็ตามแรง Q_v จะต้องไม่มีค่าน้อยเกินไปจนกระทั่งทำให้เกิดความไม่เสถียรเนื่องจากความแปรปรวนของแรง R_v นอกจากนี้การเพิ่มความยาวของไถจะทำให้ตำแหน่งของแรง W , R_v , Q_v และจุด G เลื่อนไปทางด้านหลัง ความชันของแรง P_v จะลดลงแต่ควรจะต้องอยู่เหนือพื้นดินตรงตำแหน่งล้อของรถแทรกเตอร์

เมื่อพื้นดินไม่เรียบและความแข็งของดินไม่สม่ำเสมอ การใช้ล้อควบคุมความลึกจะให้ความลึกในการไถสม่ำเสมอกว่าการใช้ระบบไฮดรอลิกควบคุมแบบอัตโนมัติไม่ว่าจะเป็น การควบคุมตำแหน่ง (position control) หรือการควบคุมแรงฉุดลาก (draft control) โดยเฉพาะไถหัวหมูขนาดใหญ่



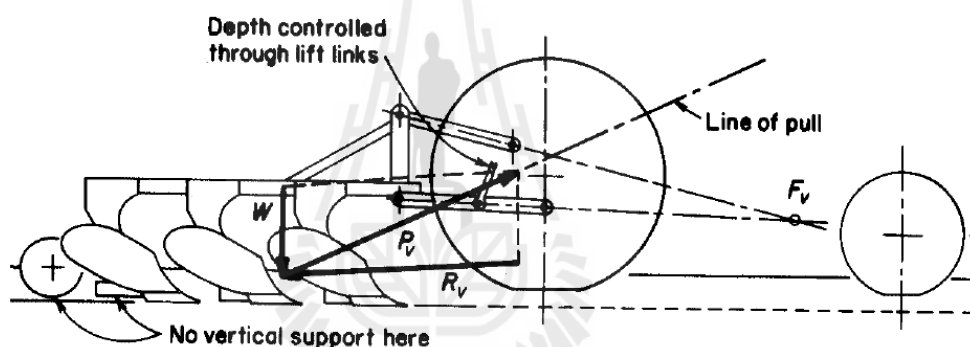
รูปที่ 2.4 ความสัมพันธ์ของแรงในระนาบตั้งสำหรับการทำงานแบบแขนอิสระของการต่อพวงแบบสามจุด

2.2.2 การทำงานแบบแขนรั้งของการต่อพวงแบบสามจุด

ในการทำงานแบบแขนรั้งของการต่อพวงแบบสามจุด น้ำหนักของเครื่องมือเตรียมดินถูกรองรับด้วยรถแทรกเตอร์ แขนพวงมีลักษณะอิสระ (free link) เฉพาะในขณะเครื่องมือกำลังตัดลงไปบนดิน เช่น เมื่อไถหัวหมูตัดดินลงไปถึงระดับความลึกที่ต้องการ ไถจะถูกแขนพวงหิ้วหรือรั้งไว้ด้วยระบบไฮดรอลิก และจะมีช่องว่างระหว่างพื้นร่องไถกับเหล็กกันข้างและล้อคัตท้าย ซึ่งทำให้ไถสามารถตัดลึกลงไปบนดินได้อีก ดังแสดงในรูปที่ 2.5 เนื่องจากพื้นไม่ได้รับน้ำหนักของไถ ดังนั้นแรง P_v จะอยู่ในสภาวะสมดุลกับแรง W และแรง R_v เท่านั้น ไถจะทำให้เกิดแรงดึงในก้านยกและโมเมนต์ดัดทิศทางลงที่แขนล่างในส่วนที่เลยจุดยึดกับก้านยก

ในการทำงานแบบแขนรั้ง เมื่อไถตัดดินลงไปในระดับความลึกที่ต้องการแล้ว ไถจะเป็นอิสระจากการจัดวางตำแหน่งของแขนพวง แนวแรง P_v ไม่ผ่านจุด F_v (แต่ต้องไม่ต่ำกว่าจุดนี้) อย่างไรก็ตามขณะที่ไถตัดลงไปบนดิน ตำแหน่งของจุด F_v จะมีผลต่อมุมจิกดินของไถเหมือนการทำงานแบบแขนอิสระ

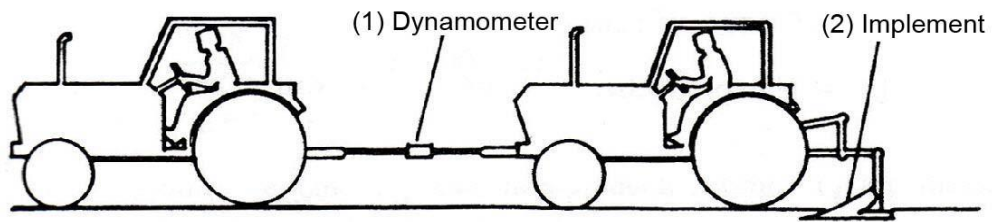
การทำงานแบบแขนรั้งจะเพิ่มน้ำหนักบนล้อหลังของรถแทรกเตอร์ได้มากกว่าการทำงานแบบแขนอิสระ ซึ่งทำให้ความสามารถในการฉุดลากดีขึ้น เพราะน้ำหนักที่รองรับโดยล้อควบคุมความลึกในกรณีแขนอิสระถูกถ่ายเทมาที่ล้อหลังของรถแทรกเตอร์ในกรณีแขนรั้ง นอกจากนี้แนวแรง P_v ที่ตำแหน่งล้อหลังอยู่สูงกว่ากรณีแขนอิสระ ทำให้มีน้ำหนักถ่ายเทจากล้อหน้ามายังล้อหลังมากขึ้น แต่จะทำให้ความลึกของการไถค่อนข้างแปรปรวนในกรณีใช้การควบคุมตำแหน่ง (position control)



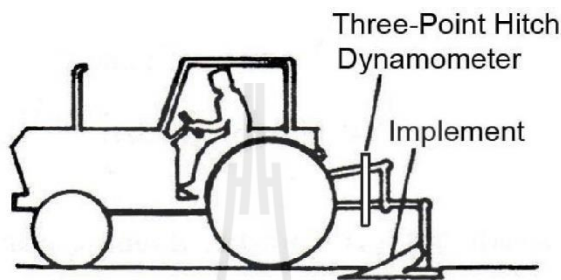
รูปที่ 2.5 ความสัมพันธ์ของแรงในระนาบตั้งสำหรับการทำงานแบบแขนรั้งของการต่อพวงแบบสามจุด

2.3 เครื่องมือวัดแรงแบบพวงสามจุด

การวัดแรงฉุดลากสำหรับเครื่องมือเกษตรแบบพวงสามจุดสามารถทำได้ 2 วิธี คือ 1) การใช้รถแทรกเตอร์ 2 คัน โดยรถแทรกเตอร์คันแรกติดตั้งเครื่องมือวัดแรง ลากรถแทรกเตอร์คันที่สองที่ติดตั้งเครื่องมือเกษตร (เกียร์ว่าง) แรงฉุดลากสำหรับเครื่องมือเกษตรหาได้จากผลต่างของค่าแรงที่ได้จากเครื่องมือวัดแรงในกรณีที่เครื่องมือเกษตรมีภาระและไม่มีภาระ (ไถหรือถูกยกขึ้นจากดิน) วิธีนี้ค่อนข้างยุ่งยากในการปฏิบัติงานจริง 2) การใช้เครื่องมือวัดแรงแบบพวงสามจุด ซึ่งส่วนใหญ่จะถูกพัฒนาให้ต่อพวงกับระบบแขนพวงของรถแทรกเตอร์และเครื่องมือเกษตรได้ง่าย (Regional Network for Agricultural Machinery, 1983) ดังแสดงไว้ในรูปที่ 2.6



(ก)



(ข)

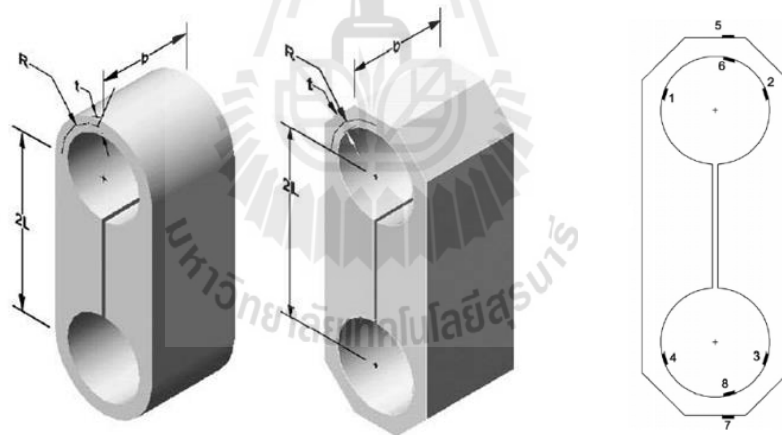
รูปที่ 2.6 การวัดแรงฉุดลากสำหรับเครื่องมือเกษตรแบบพ่วงสามจุด
(ก) โดยใช้รถแทรกเตอร์ 2 คัน (ข) โดยใช้เครื่องมือวัดแรงแบบพ่วงสามจุด

เครื่องมือวัดแรงแบบพ่วงสามจุดถูกออกแบบเพื่อวัดแรงกระทำระหว่างรถแทรกเตอร์และเครื่องมือเกษตรแบบพ่วงสามจุด (three-point hitch implement) การออกแบบเครื่องมือวัดแรงแบบพ่วงสามจุดนี้สามารถทำได้โดยการสร้างทรานสดิวเซอร์วัดแรง (force transducer) แบบ extended octagonal ring (EOR) ติดตั้งบนชุดต่อพ่วงเร็ว (quick-attaching coupler) เพื่อวัดแรงกระทำที่แขนพ่วงทั้งสามแขนของรถแทรกเตอร์ ทรานสดิวเซอร์วัดแรงแบบ EOR สามารถวัดแรงในแต่ละแนวได้อย่างอิสระต่อกันและมีความแม่นยำสูง โดยไม่ต้องทำการดัดแปลงชิ้นส่วนของรถแทรกเตอร์และเครื่องมือเกษตร ส่วนชุดต่อพ่วงเร็วเป็นโครงสร้างที่ช่วยให้การต่อพ่วงระหว่างรถแทรกเตอร์และเครื่องมือเกษตรทำได้ง่ายและรวดเร็ว ดังนั้นเครื่องมือวัดแรงที่ออกแบบโดยใช้หลักการข้างต้นนี้จะสามารถนำไปใช้งานได้ง่ายและวัดค่าแรงได้อย่างถูกต้องแม่นยำ

เครื่องมือวัดแรงแบบพ่วงสามจุดนี้นักวิจัยมักต้องสร้างขึ้นเองเมื่อต้องการทดสอบความต้องการแรงฉุดลากของเครื่องมือเกษตร ซึ่งเครื่องมือวัดแรงแต่ละชิ้นถูกออกแบบมาให้สอดคล้องและตอบสนองต่อสภาพการใช้งานของเครื่องมือเกษตรในพื้นที่การเกษตรนั้นๆ (Alimardani et al., 2008; Kheiralla et al., 2003; Palmer, 1992; Reece, 1961) จากการทบทวนงานวิจัยพบว่างานวิจัยเกี่ยวกับการออกแบบเครื่องมือวัดแรงแบบพ่วงสามจุดวัดแรงสองแนวแกนมีจำนวนมาก

ปัจจุบันนักวิจัยเริ่มให้ความสนใจกับเครื่องมือวัดแรงแบบพวงสามจุดวัดแรงสามแนวแกนซึ่งพัฒนามาจากเครื่องมือวัดแรงแบบสองแนวแกนมากขึ้น เพราะสามารถให้รายละเอียดของแรงได้ทุกมิติ (Godwin et al., 1993) และนำข้อมูลของแรงไปพัฒนาเครื่องจักรกลเกษตร เช่น ล้อรถไถเดินตาม ไถจาน เป็นต้น เพื่อนำไปสร้างและพัฒนาล้อรถไถเดินตาม ไถจาน เป็นต้น (Watyotha et al., 2001; Nalavade et al., 2010)

ทรานส์ดิวเซอร์วัดแรงแบบ EOR เป็นอุปกรณ์ที่นิยมสำหรับการวัดแรงและโมเมนต์ในงานวิจัยทางวิศวกรรมเกษตร เพราะสามารถวัดแรงกระทำในแต่ละแนวแกน คือ แรงในแนวราบ และแรงในแนวตั้ง ได้อย่างอิสระ ทรานส์ดิวเซอร์วัดแรงแบบ EOR ถูกพัฒนามาจากทฤษฎีของเครื่องมือวัดแรงแบบ extended circular ring (ECR) เพราะสามารถขึ้นรูปและติดตั้งมาตรวัดความเครียดได้สะดวกกว่า (McLaughlin, 1996) แต่จากการศึกษางานวิจัยของนักวิจัยบางท่าน พบว่าในบางกรณีตำแหน่งที่เหมาะสมที่สุดในการติดตั้งมาตรวัดความเครียดอยู่ตำแหน่งที่เป็นเหลี่ยมของทรานส์ดิวเซอร์วัดแรงแบบ EOR นักวิจัยจึงแก้ปัญหาหน้าด้วยการติดตั้งมาตรวัดความเครียดภายในวงแหวนของทรานส์ดิวเซอร์วัดแรงแบบ EOR (Chen et al., 2007) ดังแสดงในรูปที่ 2.7



รูปที่ 2.7 ทรานส์ดิวเซอร์วัดแรงแบบ extended circular ring, ECR (ซ้าย) แบบ extended octagonal ring, EOR (กลาง) และตำแหน่งการติดตั้งมาตรวัดความเครียด

2.4 มาตรวัดความเครียด

มาตรวัดความเครียดเป็นอุปกรณ์ตรวจวัดทางเครื่องกลไฟฟ้าชนิดหนึ่ง มีลักษณะเป็นแผ่นโลหะบาง ส่วนใหญ่ทำจากโลหะผสม copper-nickel alloy สามารถยึดติดกับผิวของชิ้นส่วนของเครื่องจักรกลหรือโครงสร้างด้วยตัวยึดหรือกาว มาตรวัดความเครียดสามารถแปลงปริมาณของแรงหรือน้ำหนักที่กระทำต่อเครื่องจักรกลหรือโครงสร้างไปเป็นปริมาณทางไฟฟ้าซึ่งสามารถตรวจวัดและ

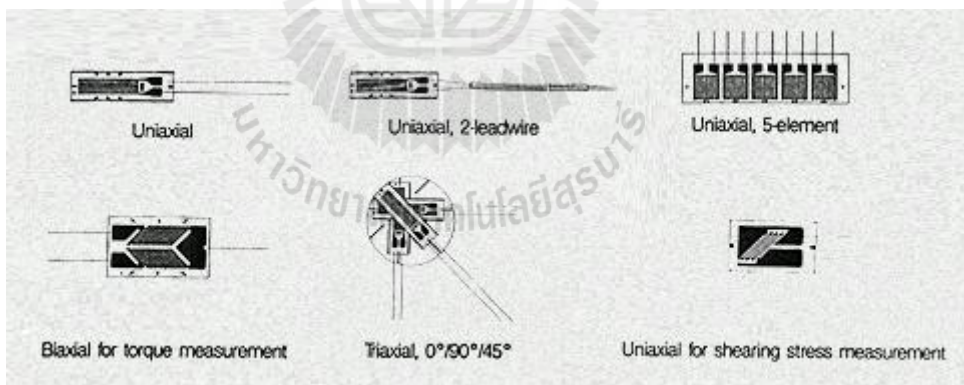
แปลงกลับเป็นค่าแรงหรือน้ำหนักที่กระทำได้โดยการสอบเทียบ (calibration) มาตรฐานวัดความเครียด ถูกนำมาประยุกต์ใช้เป็นทรานสดิวเซอร์สำหรับวัดค่าๆ ได้ เช่น โหลดเซลล์ (load cell) สำหรับวัดแรง หรือน้ำหนัก ทรานสดิวเซอร์สำหรับวัดความดัน ทรานสดิวเซอร์สำหรับวัดแรงบิด เป็นต้น มาตรฐานวัดความเครียดมีอยู่หลายรูปแบบ ดังแสดงในรูปที่ 2.8

เมื่อชิ้นส่วนของเครื่องจักรกลหรือโครงสร้างถูกภาระ (load) มากกระทำ จะเกิดความเครียด (strain) ขึ้นบนชิ้นส่วนนั้น และส่งผ่านความเครียดไปยังมาตรฐานวัดความเครียดซึ่งติดอยู่ที่ผิว เป็นผลให้ความต้านทานทางไฟฟ้าของมาตรฐานวัดความเครียดเปลี่ยนแปลง เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงนี้มีค่าน้อยมาก ดังนั้นมาตรฐานวัดความเครียดจำเป็นต้องถูกนำไปต่อเข้ากับอุปกรณ์ปรับแต่งสัญญาณ (signal conditioning circuit) แบบ Wheatstone bridge ความสัมพันธ์ระหว่างความเครียด (ϵ) ที่เกิดขึ้นกับค่าสัญญาณแรงดันไฟฟ้า V_o ของวงจร Wheatstone bridge ที่ใช้มาตรฐานวัดความเครียด 4 ตัว และมีแหล่งจ่ายแรงดันไฟฟ้าคงที่ เป็นไปตามสมการดังนี้

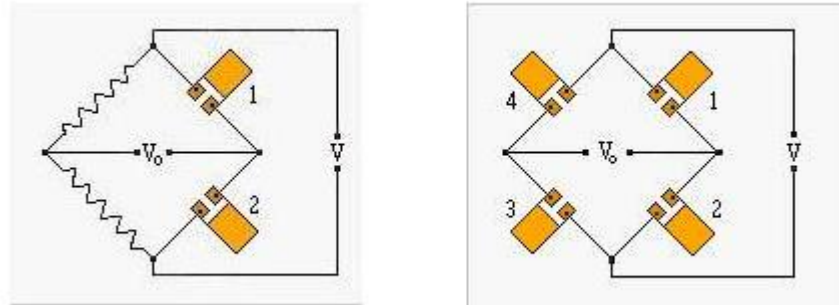
$$V_o = \frac{V_s}{4} GF(\epsilon_1 - \epsilon_2 + \epsilon_3 - \epsilon_4) \quad (2.1)$$

โดยที่ V_s คือ แรงดันไฟฟ้าของแหล่งจ่าย

GF คือ gauge factor โดยทั่วไปมีค่าประมาณ 2



รูปที่ 2.8 มาตรฐานวัดความเครียดแบบต่างๆ



รูปที่ 2.9 การต่อมาตรวัดความเครียดแบบวงจร Wheatstone bridge

2.5 การหาค่าแรงฉุดลากด้วยสมการของมาตรฐาน ASABE

แรงฉุดลาก (draft force) ที่ต้องใช้ในการฉุดลากเครื่องมือเตรียมดินจะมีค่าขึ้นอยู่กับ ชนิดของดิน ความลึกในการไถ และเรขาคณิตของเครื่องมือเตรียมดิน ค่าแรงฉุดลากนี้สามารถคำนวณได้จากสมการตามมาตรฐาน ASAE D497.7 ดังต่อไปนี้

$$D = F_i [A + B(S) + C(S)^2] WT \quad (2.2)$$

โดยที่ D คือ แรงฉุดลากเครื่องมือ (N)

F คือ ค่าพารามิเตอร์ของเนื้อดิน

i คือ 1 สำหรับดินที่มีส่วนประกอบส่วนใหญ่เป็นดินเหนียว

2 สำหรับดินที่มีส่วนประกอบส่วนใหญ่เป็นดินร่วน

3 สำหรับดินที่มีส่วนประกอบส่วนใหญ่เป็นดินทราย

A, B และ C คือ ค่าพารามิเตอร์ของเครื่องมือ (ตารางที่ 1 ใน ASAE D497.7)

S คือ ความเร็วการทำงาน (km/h)

W คือ ความกว้างเครื่องมือ (m)

T คือ ความลึกร่องไถ (cm)

บทที่ 3

อุปกรณ์และวิธีการ

3.1 บทนำ

การศึกษาการวัดแรงบนแขนพวงแบบสามจุดของรถแทรกเตอร์เกษตรถูกแบ่งออกเป็น 3 ขั้นตอน คือ 1) การออกแบบเครื่องมือวัดแรงแบบพวงสามจุด โดยทำการศึกษาข้อมูลต่างๆ ที่ใช้ในการหาขนาดที่เหมาะสมของทรานส์ดิวเซอร์วัดแรงแบบ extended octagonal ring (EOR) และการวิเคราะห์หาตำแหน่งที่เหมาะสมในการติดตั้งมาตรวัดความเครียด (strain gauge) บนทรานส์ดิวเซอร์ โดยใช้วิธี finite element 2) การสร้างเครื่องมือวัดแรง ติดตั้งอุปกรณ์และเซนเซอร์ และสอบเทียบสัญญาณจากทรานส์ดิวเซอร์บนเครื่องมือวัดแรง และ 3) การทดสอบเครื่องมือวัดแรง โดยการใช้รถแทรกเตอร์ฉุดลากเครื่องมือเตรียมดิน เพื่อหาค่าแรงที่กระทำระหว่างรถแทรกเตอร์และเครื่องมือเตรียมดิน ณ แปลงเกษตรของฟาร์มมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

3.2 การหาขนาดของทรานส์ดิวเซอร์วัดแรงแบบ extended octagonal ring

ทรานส์ดิวเซอร์แบบ extended octagonal ring (EOR) เป็นอุปกรณ์วัดแรงชนิดหนึ่งที่มีลักษณะรูปทรงแปดเหลี่ยมดังแสดงในรูปที่ 3.1 ซึ่งสามารถวัดแรงได้สองแนวแกน เมื่อนำมาประยุกต์ใช้วัดแรงกระทำระหว่างรถแทรกเตอร์และเครื่องมือเกษตรแบบพวงสามจุด ทรานส์ดิวเซอร์แบบ EOR สามารถวัดค่าของแรงในแนวราบ (draft force, F) และแรงในแนวตั้ง (vertical force, P) ได้ ขนาดของทรานส์ดิวเซอร์ขึ้นอยู่กับขนาดของแรงทั้งสองนี้ โดยแรงทั้งสองจะทำให้เกิดความเค้นดัด (bending stress, σ) บนผิวของส่วนวงแหวนของทรานส์ดิวเซอร์ ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการความเค้นดัดที่ผิวของคานตรงใดๆ ดังนี้

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (3.1)$$

โดยที่ M คือ โมเมนต์ดัด (Nmm)

c คือ ระยะระหว่างแกนสะเทินถึงผิวของ EOR (mm)

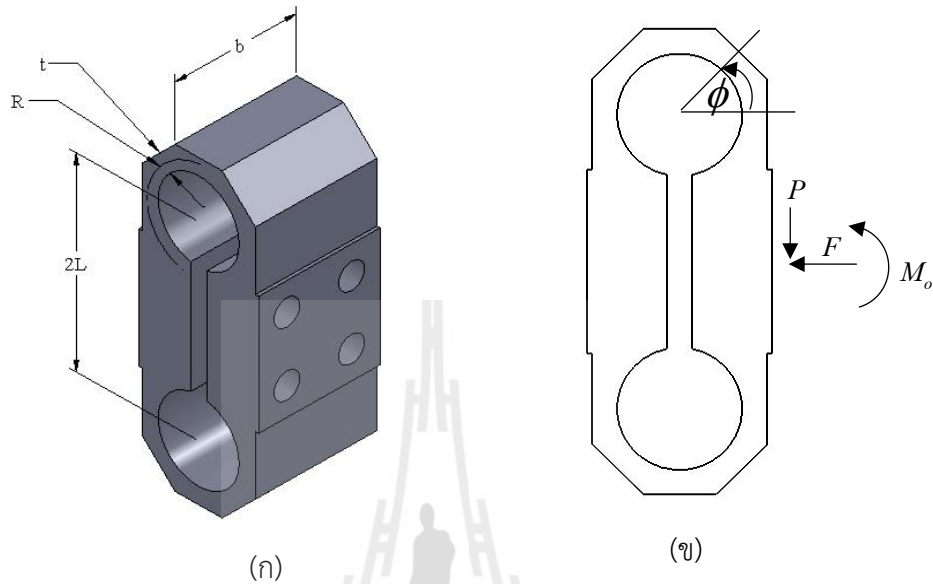
I คือ โมเมนต์ความเฉื่อย (mm^4)

จากรูปร่างของทรานส์ดิวเซอร์แบบ EOR จะได้ว่า $c = \frac{t}{2}$ และ $I = \frac{bt^3}{12}$ ดังนั้นความเค้นดัดบนผิวของส่วนวงแหวนของทรานส์ดิวเซอร์ สามารถคำนวณได้จาก

$$\sigma = \frac{6M}{bt^2} \quad (3.2)$$

โดยที่ b คือ ความกว้างของทรานส์ดิวเซอร์ (mm)

t คือ ความหนาของส่วนวงแหวนของทรานส์ดิวเซอร์ (mm)



รูปที่ 3.1 (ก) มิติของทรานส์ดิวเซอร์แบบ extended octagonal ring
(ข) แรงและโมเมนต์กระทำบนทรานส์ดิวเซอร์แบบ extended octagonal ring

Hoag and Yoerger (1975) สร้างสมการเพื่อวิเคราะห์หาค่าโมเมนต์ดัดบนผิวของส่วนวงแหวนของทรานส์ดิวเซอร์ ต่อมา McLaughlin (1996) ได้ปรับปรุงสมการเพื่อเพิ่มความถูกต้องมากขึ้น ดังสมการ

$$M_{\phi} = \frac{FR}{2} \left(\frac{2}{\pi} - \sin \phi \right) + \frac{PR}{2} \cos \phi + \frac{M_o \left[\left(2 + \frac{2R}{2L} \right) - \left(\frac{2R}{L} + \pi \right) \sin \phi \right]}{\left(8 + \frac{R\pi}{L} + \frac{2L\pi}{R} \right)}; 0 < \phi < \pi \quad (3.3a)$$

$$M_{\phi} = \frac{FR}{2} \left(\frac{2}{\pi} + \sin \phi \right) - \frac{PR}{2} \cos \phi - \frac{M_o \left[\left(2 + \frac{2R}{2L} \right) + \left(\frac{2R}{L} + \pi \right) \sin \phi \right]}{\left(8 + \frac{R\pi}{L} + \frac{2L\pi}{R} \right)}; \pi < \phi < 2\pi \quad (3.3b)$$

โดยที่ ϕ คือ มุมที่วัดทวนเข็มนาฬิกาโดยเริ่มจากทางด้านขวาของวงแหวน (rad)

M_{ϕ} คือ โมเมนต์ดัดบนผิวของส่วนวงแหวนของทรานส์ดิวเซอร์ที่ตำแหน่งมุม ϕ (Nmm)

M_o คือ โมเมนต์เนื่องจากแรงภายนอก (Nmm)

R คือ รัศมีเฉลี่ยของวงแหวนถึงจุดศูนย์กลางวงกลม (mm)

L คือ ระยะครึ่งหนึ่งระหว่างจุดศูนย์กลางวงกลม (mm)

เมื่อพิจารณาสมการเหล่านี้มาใช้ในการหาค่าการต่อพ่วงรถแทรกเตอร์กับเครื่องมือเกษตร โดยให้แรงจากเครื่องมือเกษตรกระทำทางด้านขวาของทรานส์ดิวเซอร์ ดังนั้นจะต้องกำหนดให้แรง F ที่มีทิศทางกดวงแหวนมีค่าเป็นบวก ส่วนแรง P ที่มีทิศทางลงมีค่าเป็นบวก โมเมนต์เนื่องจากแรงภายนอก M_o ที่มีทิศทางทวนเข็มนาฬิกาเป็นบวก และโมเมนต์ดัดบนผิววงแหวน M_ϕ ที่จะเพิ่มรัศมีของวงแหวนมีค่าเป็นบวก

เนื่องจากความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นและความเครียดในช่วงขีดจำกัดความยืดหยุ่นของวัสดุเหนียวใดๆ สามารถหาได้จาก $\sigma = \varepsilon E$ ดังนั้นค่าความเครียดที่เป็นผลมาจากแรง F และแรง P จึงสามารถคำนวณได้จาก

$$\varepsilon = \frac{6M_\phi}{Ebt^2} \quad (3.4)$$

โดยที่ E คือ โมดูลัสความยืดหยุ่น (Nm^{-2})

ความหนาของส่วนวงแหวนของทรานส์ดิวเซอร์แบบ EOR สามารถคำนวณได้จาก

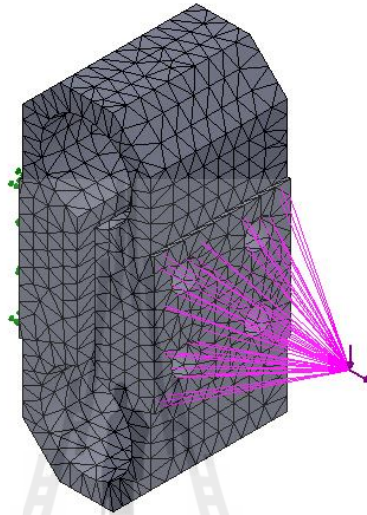
$$t = \sqrt{\frac{6M_\phi}{Eb\varepsilon}} \quad (3.5)$$

3.3 การหาตำแหน่งที่เหมาะสมในการติดตั้งมาตรวัดความเครียด

ในการติดตั้งมาตรวัดความเครียดเพื่อวัดค่าความเครียดที่เกิดขึ้นบนทรานส์ดิวเซอร์แบบ EOR มาตรวัดความเครียดจะต้องถูกติดตั้งบนผิวของวงแหวนของทรานส์ดิวเซอร์ตรงตำแหน่งที่มีโมเมนต์ดัดและความเครียดน้อยที่สุด เรียกตำแหน่งนี้ว่า strain node จากการวิเคราะห์การกระจายของความเครียดในส่วนวงแหวนของ extended ring ที่มีความหนาของวงแหวนอย่างสม่ำเสมอโดย Hoag and Yoerger (1975) พบว่าตำแหน่งของ strain node สำหรับแรง F และแรง P จะมีค่าเท่ากับ 90° และ 39.6° เมื่อติดตั้งมาตรวัดความเครียดตรงตำแหน่งมุมเหล่านี้จะทำให้สามารถวัดค่าแรง F และ P ได้อย่างอิสระต่อกัน อย่างไรก็ตามผลการวิเคราะห์นี้ยังไม่สอดคล้องกับการกระจายของความเครียดในส่วนวงแหวนของทรานส์ดิวเซอร์แบบ EOR ซึ่งมีความหนาของวงแหวนไม่สม่ำเสมอ และการหาตำแหน่งของ strain node ที่เหมาะสม จะช่วยลดความผิดพลาดในการวัดค่าความเครียดของทรานส์ดิวเซอร์ได้ ดังนั้น ในงานวิจัยนี้วิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์แบบเชิงเส้นถูกนำมาใช้ในการวิเคราะห์การกระจายของความเครียดบนทรานส์ดิวเซอร์ เพื่อระบุตำแหน่งติดตั้งมาตรวัดความเครียดที่เหมาะสม

โปรแกรม Solidworks ถูกนำมาใช้เพื่อแบ่งทรานส์ดิวเซอร์ออกเป็นเอลิเมนต์ย่อยด้วยตาข่ายรูปสามเหลี่ยม (triangular mesh) จำนวน 8,786 เอลิเมนต์ 14,644 จุดต่อ ดังแสดงในรูปที่ 3.2 เงื่อนไขของการจำลองสถานการณ์ถูกสร้างโดยการกำหนดให้แรงในแนวราบขนาด 20 kN ทิศทางตั้ง

และแรงในแนวตั้งขนาด 5 kN ทิศทางลง กระทำที่ละแรงบนพื้นที่ขนาด $75 \times 75 \text{ mm}^2$ ทางด้านขวา ของทรานส์ดิวเซอร์ซึ่งต่อพ่วงกับเครื่องมือเกษตร แรงเหล่านี้ อยู่ห่างจากพื้นที่รับแรง 57 mm จุดจับ ยึดแบบยึดแน่นถูกกำหนดให้อยู่บนพื้นที่ขนาด $75 \times 75 \text{ mm}^2$ ทางด้านซ้ายของทรานส์ดิวเซอร์ซึ่งต่อ พ่วงกับรถแทรกเตอร์เกษตร



รูปที่ 3.2 เอลิเมนต์ย่อย จุดจับยึด และการกำหนดแรงบนทรานส์ดิวเซอร์ แบบ extended octagonal ring

มาตรวัดความเครียดจะวัดความเครียดในทิศทางขนานกับพื้นผิวที่มันถูกติดตั้ง ซึ่งสามารถ เรียกความเครียดที่วัดได้นี้ว่า ความเครียดตามแนวสัมผัส (tangential strain, ϵ_t) หากมาตรวัด ความเครียดถูกติดตั้งบนพื้นผิวด้านเอียงของทรานส์ดิวเซอร์ (พื้นผิวที่ 1 ในรูปที่ 3.3) ซึ่งทำมุม θ กับ แนวราบ ความเครียดที่มาตรวัดความเครียดวัดได้นี้สามารถคำนวณได้จากความเครียดในแนวราบ, ϵ_x , ความเครียดในแนวตั้ง, ϵ_y , และความเครียดเฉือน, γ_{xy} , โดยอาศัยสมการการแปลงความเครียด (strain transformation equation)

$$\epsilon_t = \epsilon_{x'} = \frac{\epsilon_x + \epsilon_y}{2} + \frac{\epsilon_x - \epsilon_y}{2} \cos 2\theta + \frac{\gamma_{xy}}{2} \sin 2\theta \quad (3.7)$$

โดยที่ ϵ_t คือ ค่าความเครียดตามแนวสัมผัส ($\mu\epsilon$)

$\epsilon_{x'}$ คือ ค่าความเครียดในแนวราบบนแกน x' ($\mu\epsilon$)

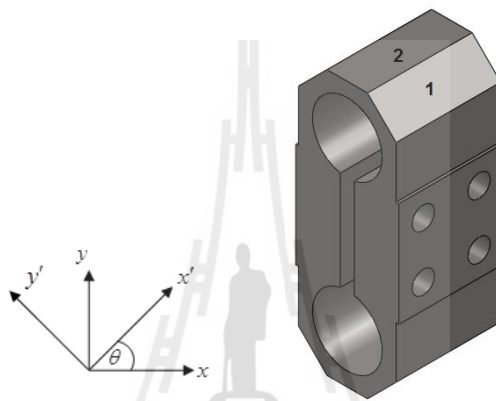
ϵ_x คือ ค่าความเครียดในแนวราบ ($\mu\epsilon$)

ϵ_y คือ ค่าความเครียดในแนวตั้ง ($\mu\epsilon$)

γ_{xy} คือ ค่าความเครียดเฉือน ($\mu\epsilon$)

θ คือ มุมระหว่างพื้นผิวที่ติดตั้งมาตรวัดความเครียดกับแนวราบ (ทิศทางเข็มนาฬิกามีค่าเป็นบวก) (rad)

เนื่องจากบริเวณพื้นผิวทั้งด้านในและด้านนอกของ EOR ที่อยู่ในแนวราบและแนวตั้งจะไม่มี ความเครียดเฉือน ($\gamma_{xy} = 0$) ดังนั้น พื้นผิวที่อยู่ในแนวราบ (พื้นผิวที่ 2) ซึ่งมี $\theta = 0^\circ$ จะมีค่า $\epsilon_t = \epsilon_x$ ส่วนพื้นผิวที่อยู่ในแนวตั้งซึ่งมี $\theta = 90^\circ$ จะมีค่า $\epsilon_t = \epsilon_y$



รูปที่ 3.3 พื้นผิวสำหรับติดตั้งมาตรวัดความเครียด

3.4 การสอบเทียบมาตรฐานของทรานส์ดิวเซอร์แบบ EOR

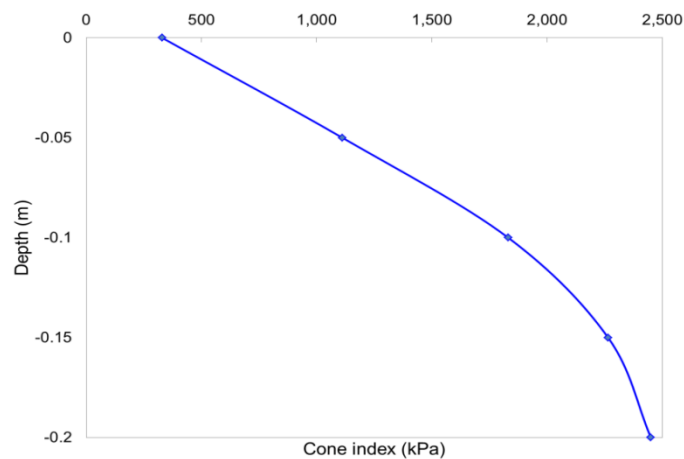
การสอบเทียบมาตรฐานของทรานส์ดิวเซอร์แบบ EOR ถูกกระทำโดยอาศัยเครื่อง universal testing machine (UTM) ยี่ห้อ Instron รุ่น 5582 ขนาดพิกัด 100 kN ณ ศูนย์เครื่องมือ วิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ดังแสดงในรูปที่ 3.4 ชุดหูฟังและสลัก สำหรับการต่อฟังเครื่องมือเกษตรกับรถแทรกเตอร์ถูกดัดแปลงมาใช้ในการสอบเทียบ เพื่อให้มั่นใจว่า แรงกระทำในการสอบเทียบอยู่ในทิศทางที่ถูกต้อง เครื่องขยายสัญญาณมาตรวัดความเครียด ยี่ห้อ Yokogawa รุ่น MW100 ถูกนำมาใช้เพื่อวัดสัญญาณจากทรานส์ดิวเซอร์ ในการสอบเทียบจะให้ ค่าโหลดแบบขั้นไดทีละ 1 kN จนถึง 20 kN และ 5 kN สำหรับการสอบเทียบแรงในแนวราบและแรง ในแนวตั้ง ตามลำดับ การสอบเทียบในแต่ละแนวแรงถูกกระทำ 3 ซ้ำ



รูปที่ 3.4 อุปกรณ์สำหรับการเทียบมาตรฐานทรานส์ดิวเซอร์แบบ EOR

3.5 การทดสอบเครื่องมือวัดแรงในแปลงเกษตร

การทดสอบเพื่อประเมินประสิทธิภาพของเครื่องมือวัดแรงถูกกระทำโดยการไถแปลงเกษตรสำหรับปลูกมันสำปะหลัง สภาพดินเป็นดินทรายร่วน ความชื้น 6.2 % (d.b.) ค่าความแข็งดินที่ระดับความลึก 20 cm. ประมาณ 2.45 MPa แสดงดังรูปที่ 3.5 รถแทรกเตอร์ชนิดขับเคลื่อนสี่ล้อ ขนาด 85 hp (category II) ยี่ห้อ Massey Ferguson รุ่น 4245 ถูกนำมาใช้เป็นต้นกำลัง ส่วนเครื่องมือเตรียมดินที่ใช้ทดสอบ คือ ไถหัวหมู ยี่ห้อ Dowdeswell รุ่น DP5L และไถจาน ยี่ห้อ K.M.T. รุ่น K60-704 ดังแสดงในรูปที่ 3.6 และ 3.7 ตามลำดับ โดยมีรายละเอียดทางวิศวกรรมแสดงในตารางที่ 3.1-3.4 ใน การทดสอบจะกำหนดให้ แรงในแนวราบที่มีทิศทางตั้งมีค่าเป็นบวก ส่วนแรงในแนวตั้งที่มีทิศทางขึ้นมีค่าเป็นบวก



รูปที่ 3.5 ดัชนีความแข็งของดินในแปลงทดสอบที่เป็นดินทรายร่วน



รูปที่ 3.6 การต่อพ่วงทรานส์ดิเวอร์เพื่อวัดแรงกระทำของไถหัวหมูผลสาม



รูปที่ 3.7 การต่อพ่วงทรานส์ดิเวอร์เพื่อวัดแรงกระทำของไถจานผลสี่

ตารางที่ 3.1 ข้อมูลจำเพาะของรถแทรกเตอร์ ยี่ห้อ Massey Ferguson รุ่น 4245

ข้อมูลจำเพาะ	รายละเอียด
เครื่องยนต์	Perkins 1004.4TW, turbocharged diesel, 4-cylinder, liquid-cooled
แรงม้าสูงสุด (hp)	85
แรงม้าสูงสุดของ PTO (hp)	75
รอบสูงสุดเครื่องยนต์ (rpm)	2,200
ชนิดเกียร์	ซิงโครเมช
จำนวนเกียร์	8 เดินหน้า (H/L) 2 ถอยหลัง
ขนาดยาง	หน้า 7.5L - 15 หลัง 16.9 - 30
พวงมาลัย	พาวเวอร์ ไฮดรอลิก
เพลลาอำนาจกำลัง	category II
ความเร็วเพลลาอำนาจกำลัง (rpm)	540/1,000
อัตราการไหลของปั๊มไฮดรอลิก (L/min)	36.3
ระบบคุมแขนยกอุปกรณ์ 3 จุด	category II
น้ำหนักยกที่ปลายแขนยก (kg)	1,968
น้ำหนักเฉพาะตัวรถแทรกเตอร์ (kg)	3,386
ยาว x กว้าง x ความยาวฐานล้อ x สูง (mm)	4,060 x 2,000 x 2,360 x 2,610
ความสูงใต้ท้องรถจากพื้น (mm)	350

ตารางที่ 3.2 ข้อมูลจำเพาะของไถหัวหมู ยี่ห้อ Dowdeswell รุ่น DP5L

ข้อมูลจำเพาะ	รายละเอียด
จำนวนผาล	3
ระยะห่างระหว่างด้านล่างของแผ่นข้างกับพื้นร่องไถ (down suction) (mm)	50
ระยะห่างระหว่างด้านข้างของแผ่นข้างกับด้านข้างของร่องไถ (land suction) (mm)	15
ความกว้างของการทำงาน (mm)	1,200
น้ำหนัก (kg)	400

ตารางที่ 3.3 ข้อมูลจำเพาะของไถจาน ยี่ห้อ K.M.T. รุ่น K60-704

ข้อมูลจำเพาะ	รายละเอียด
จำนวนพาล	4
ขนาดจาน (mm)	710
ระยะห่างระหว่างจาน (mm)	610
มุมจานไถ (disc angle) (deg)	41
มุมเอียงของจานไถ (tilt angle) (deg)	18
ความกว้างของการทำงาน (mm)	1,200
ขนาดกำลังที่ต้องการ (hp)	70-80
น้ำหนัก (kg)	480



บทที่ 4

ผลการศึกษาและวิจารณ์

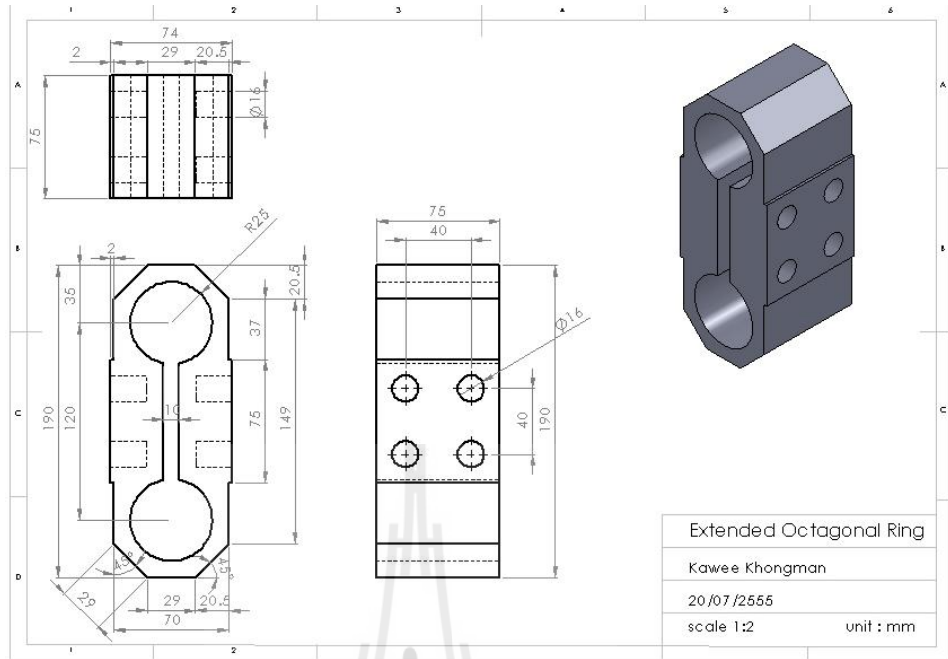
4.1 บทนำ

ในบทนี้จะรายงานผลการหาขนาดการหาขนาดของทรานส์ดิวเซอร์วัดแรงแบบ extended octagonal ring (EOR) ผลการวิเคราะห์หาตำแหน่งที่เหมาะสมในการติดตั้งมาตรวัดความเครียดบนทรานส์ดิวเซอร์ โดยใช้วิธี finite element และผลการออกแบบและสร้างชุดต่อพ่วงเร็ว ผลการสอบเทียบมาตรฐานสัญญาณจากทรานส์ดิวเซอร์บนเครื่องมือวัดแรง ตลอดจนผลการทดสอบเครื่องมือวัดแรงโดยใช้รถแทรกเตอร์อุตสาหกรรมเตรียมดิน เพื่อหาค่าแรงที่กระทำระหว่างรถแทรกเตอร์และเครื่องมือเตรียมดิน ณ แปลงเกษตรของฟาร์มมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

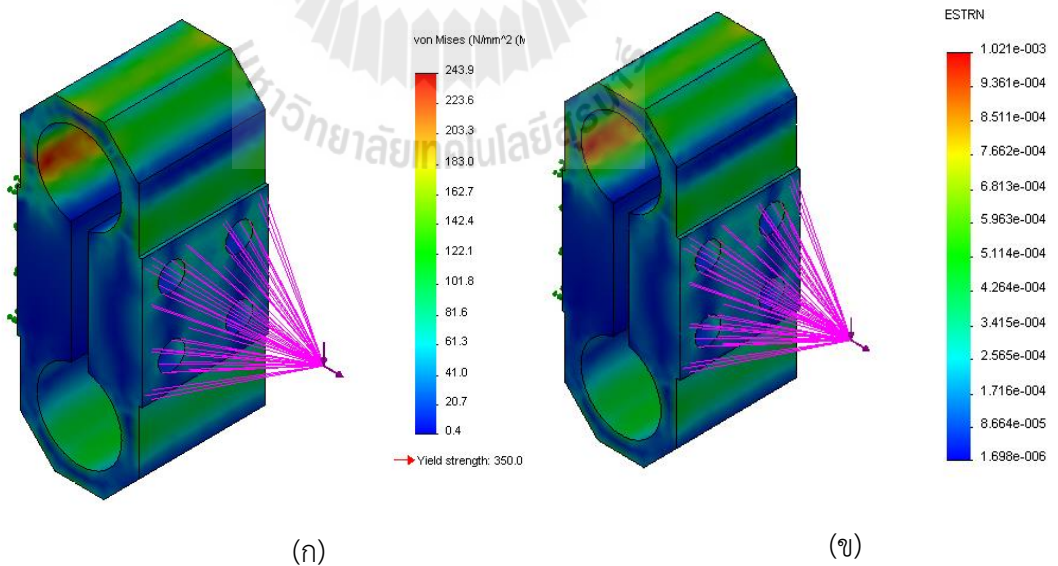
4.2 ขนาดของทรานส์ดิวเซอร์วัดแรงแบบ extended octagonal ring

เนื่องจากในงานวิจัยนี้รถแทรกเตอร์เกษตรยี่ห้อ Massey Ferguson รุ่น 4245 ที่มีกำลังเครื่องยนต์ 65 kW จะถูกนำมาใช้ในการทดสอบ จากข้อมูลการทดสอบสมรรถนะของรถแทรกเตอร์รุ่นนี้โดย The University of Nebraska Tractor Test Laboratory (NTTL), USA (1998) พบว่ารถแทรกเตอร์สามารถสร้างแรงในแนวราบสูงสุดเท่ากับ 39.8 kN ดังนั้นค่าแรง F และแรง P ที่นำไปใช้คำนวณหาขนาดของทรานส์ดิวเซอร์แบบ EOR มีค่าเท่ากับ 20 kN และ 5 kN ตามลำดับ และเมื่อกำหนดให้จุดต่อพ่วงของเครื่องมือเกษตร อยู่ห่างจากแนวกึ่งกลางของทรานส์ดิวเซอร์ไปทางด้านหลังด้วยระยะเท่ากับ 94 mm จะทำให้เกิดโมเมนต์ดัดเนื่องจากแรงภายนอกขนาดเท่ากับ 0.47 kNm กระทำต่อทรานส์ดิวเซอร์

ทรานส์ดิวเซอร์แบบ EOR ถูกสร้างจากเหล็กกล้า S45C ซึ่งมีค่าความต้านแรงดึงคราก (yield strength) ประมาณ 350 MPa และมีค่าโมดูลัสความยืดหยุ่นเท่ากับ 205 GPa ดังนั้นความเครียดที่จุดครากมีค่าประมาณ $1,700 \mu\epsilon$ เมื่อต้องการออกแบบทรานส์ดิวเซอร์ให้มีค่าความปลอดภัยที่เพียงพอสำหรับการใช้งาน จึงกำหนดค่าความปลอดภัยเท่ากับ 1.3 ดังนั้นความเครียดออกแบบสูงสุดมีค่าเท่ากับ $1,300 \mu\epsilon$ ขนาดของทรานส์ดิวเซอร์สามารถหาได้จากการกำหนดค่า R , L และ b จากนั้นคำนวณหาความหนา t โดยที่ค่า R จะส่งผลทำให้อุปกรณ์ต่อพ่วงเลื่อนถอยจากตำแหน่งเดิมไปทางด้านหลังของรถแทรกเตอร์มากขึ้น ส่วนค่า L และ b มีผลต่อขนาดของพื้นที่สำหรับการจับยึดทรานส์ดิวเซอร์กับโครงสร้าง และเมื่อต้องการให้ความเค้นที่เกิดขึ้นที่ผิวของส่วนวงแหวนของทรานส์ดิวเซอร์มีค่าใกล้เคียงกับค่าความเค้นที่เกิดขึ้นบนผิวของคานตรง จะต้องให้สัดส่วน $R/t \geq 3$ ดังนั้นเมื่อเลือกค่า $R = 30$ mm, $L = 60$ mm และ $b = 75$ mm จะได้ความหนา $t = 10$ mm



รูปที่ 4.1 แบบทางวิศวกรรมของทรานสดิวเซอร์แบบ extended octagonal ring (EOR)



รูปที่ 4.2 ความแข็งแรงของทรานสดิวเซอร์แบบ extended octagonal ring

(ก) การกระจายตัวของความเค้น (ข) การกระจายตัวของความเครียด

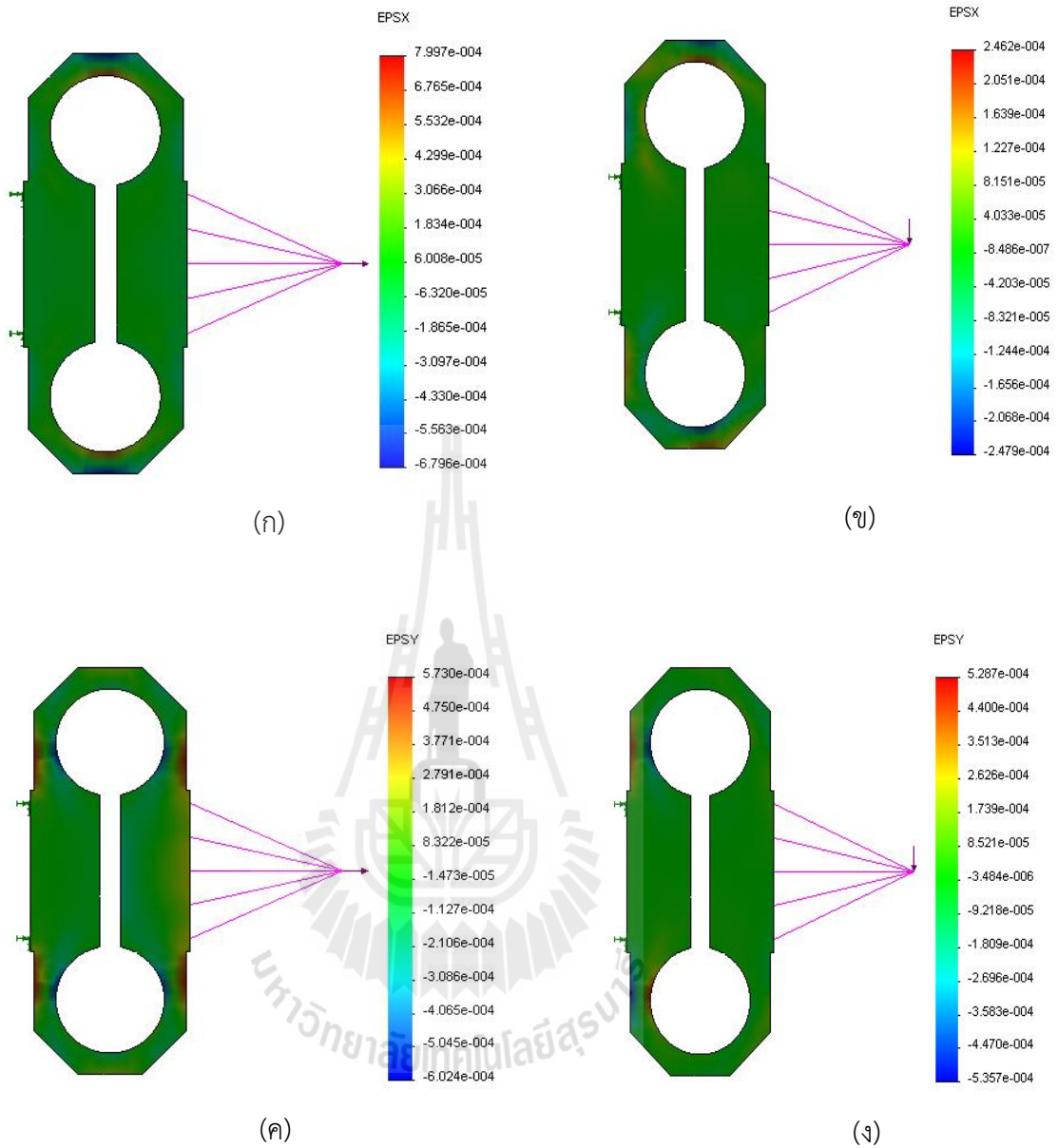
ทรานสดิวเซอร์แบบ EOR ถูกขึ้นรูปด้วยโปรแกรม SolidWorks ขนาดของทรานสดิวเซอร์ถูกแสดงไว้ในรูปที่ 4.1 ความแข็งแรงของทรานสดิวเซอร์ถูกตรวจสอบด้วยการจำลองสถานการณ์ โดยกำหนดขนาดของแรงในแนวราบเท่ากับ 20 kN และแรงในแนวตั้งเท่ากับ 5 kN กระทำตรงจุดต่อฟวงของเครื่องมือเกษตรพบว่า ค่าความเค้นสูงสุดและค่าความเครียดสูงสุดที่เกิดขึ้นบนทรานสดิวเซอร์มีค่าเท่ากับ 244 MPa และ $1,021 \mu\epsilon$ ตามลำดับ ดังนั้นทรานสดิวเซอร์นี้สามารถนำไปใช้งานได้อย่างปลอดภัย ดังแสดงในรูปที่ 4.2 ทรานสดิวเซอร์ถูกสร้างจากเหล็กกล้าเกรด S45C โดยการขึ้นรูปจากเหล็กก้อนขนาด 100 mm x 200 mm x 80 mm ด้วยเครื่อง wire cut จำนวน 3 ชิ้น ดังรูปที่ 4.3



รูปที่ 4.3 (ก) ก้อนเหล็กกล้าเกรด S45C (ข) ทรานสดิวเซอร์แบบ extended octagonal ring (EOR) ขึ้นรูปด้วยเครื่อง wire cut

4.3 ตำแหน่งที่เหมาะสมในการติดตั้งมาตรวัดความเครียด

ผลการวิเคราะห์ด้วยวิธีทาง finite element แสดงให้เห็นถึงการกระจายตัวของความเครียดใน EOR เมื่อถูกแรง F และแรง P กระทำที่ละแนวแรง ดังแสดงไว้ในรูปที่ 4.4 จากรูปจะเห็นว่าความเครียดที่มีค่าสูงจะอยู่บริเวณผิวของ EOR เมื่อกำหนดให้มาตรวัดความเครียด 1, 2, 3 และ 4 วัดค่าแรงกระทำระหว่างรถแทรกเตอร์และเครื่องมือเกษตรที่อยู่ในแนวตั้ง และมาตรวัดความเครียด 5, 6, 7 และ 8 วัดค่าแรงที่อยู่ในแนวราบ การหาตำแหน่งที่เหมาะสม (strain node) ในการติดตั้งมาตรวัดความเครียด 5, 6, 7 และ 8 ทำโดยการหาตำแหน่งบนผิวของ EOR ที่มีค่าความเครียดในแนวราบสูง ($\epsilon_x \approx \epsilon_x$) เมื่อได้รับแรงในแนวราบ F (รูปที่ 4.4 (ก)) และมีค่าความเครียดในแนวราบน้อยเมื่อได้รับแรงในแนวตั้ง P (รูปที่ 4.4 (ข)) โดยเลือกเฉพาะตำแหน่งที่อยู่กึ่งกลางความกว้าง (b) เพื่อความสะดวกในการติดตั้งมาตรวัดความเครียด จากผลการพิจารณาพบว่า ตำแหน่ง strain node อยู่ที่มุม $\phi = 95^\circ$

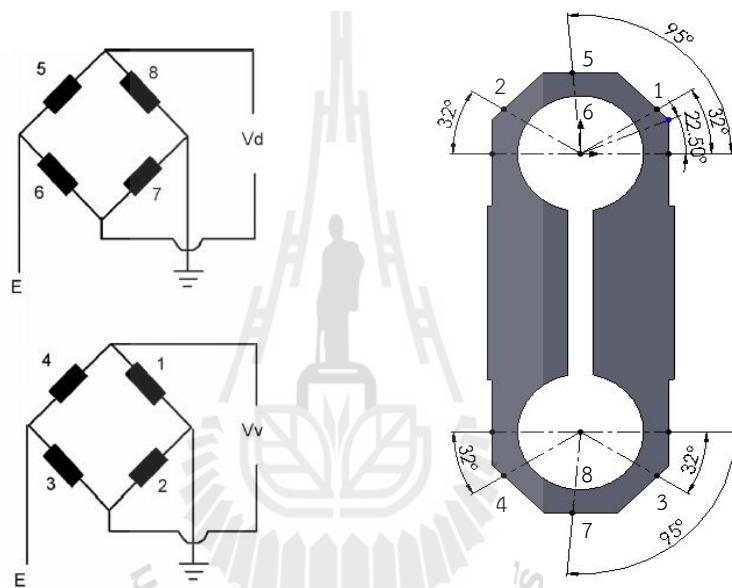


รูปที่ 4.4 การกระจายตัวของความเครียดใน EOR : (ก) และ (ข) ความเครียดในแนวราบ, ϵ_x , เมื่อรับแรงในแนวราบ F และแรงในแนวตั้ง P ตามลำดับ (ค) และ (ง) ความเครียดในแนวตั้ง, ϵ_y , เมื่อรับแรงในแนวราบ F และแรงในแนวตั้ง P ตามลำดับ

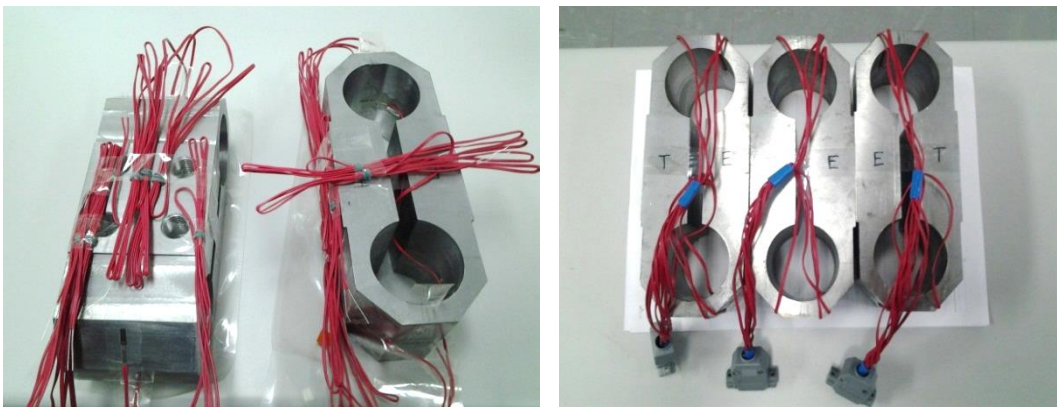
ส่วนการหาตำแหน่งที่เหมาะสมในการติดตั้งมาตรวัดความเครียด 1, 2, 3 และ 4 ทำโดยการหาตำแหน่งบนผิวของ EOR ที่มีค่าความเครียดในแนวตั้งมาก ($\epsilon_x \approx \epsilon_y$) เมื่อรับแรงในแนวราบ P (รูปที่ 4.4(ง)) และมีค่าความเครียดในแนวตั้งน้อยเมื่อรับแรงในแนวตั้ง F (รูปที่ 4.4 (ค)) จากผลการพิจารณาพบว่าตำแหน่งของ strain node อยู่ที่มุม $\phi = 23^\circ$ แต่ตำแหน่งนี้อยู่ใกล้กับยอดเหลี่ยมของ

ทรานสดิวเซอร์ ทำให้ไม่สามารถติดตั้งมาตรวัดความเครียดได้ ดังนั้นจำเป็นต้องเลือกตำแหน่งที่เหมาะสมในการติดตั้งมาตรวัดความเครียดใหม่ คือ มุม $\phi = 32^\circ$

รูปที่ 4.5 แสดงตำแหน่งติดตั้งมาตรวัดความเครียดและวงจร Wheatstone bridges สำหรับการวัดสัญญาณแรงในแนวราบและแรงในแนวตั้ง ตำแหน่งติดตั้งมาตรวัดความเครียดเหล่านี้ถูกคาดหวังว่าจะลดค่า cross sensitivity ในการวัดแรงกระทำระหว่างรถแทรกเตอร์และเครื่องมือเกษตร เมื่อเปรียบเทียบกับตำแหน่งติดตั้งมาตรวัดความเครียดเดิมที่ $\phi = 90^\circ$ และ $\phi = 39.6^\circ$ ทรานสดิวเซอร์แบบ EOR ที่ถูกติดตั้งมาตรวัดความเครียดเรียบร้อยแล้วถูกแสดงไว้ในรูปที่ 4.6



รูปที่ 4.5 ตำแหน่งการติดตั้งมาตรวัดความเครียด



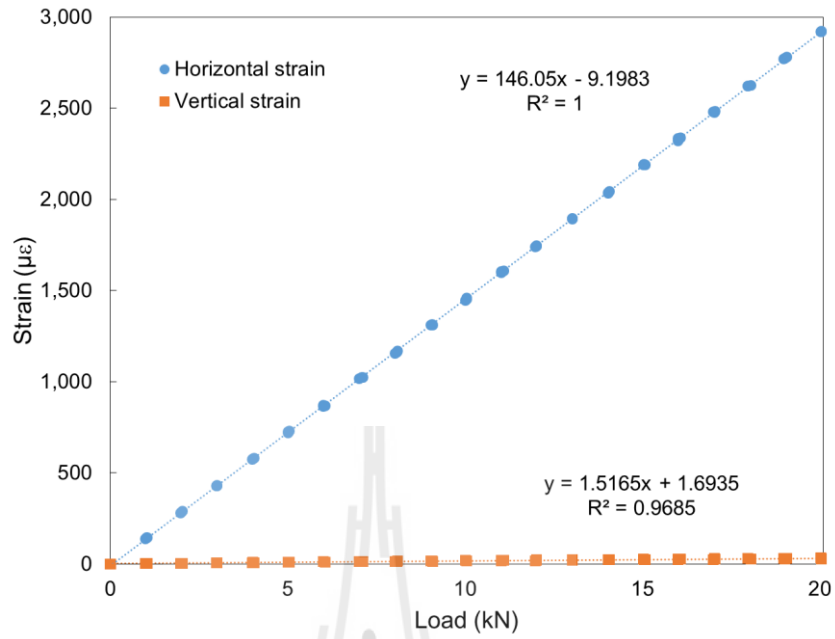
รูปที่ 4.6 การติดตั้งมาตรวัดความเครียดบนทรานสดิวเซอร์แบบ extended octagonal ring

4.4 ผลการสอบเทียบมาตรฐาน

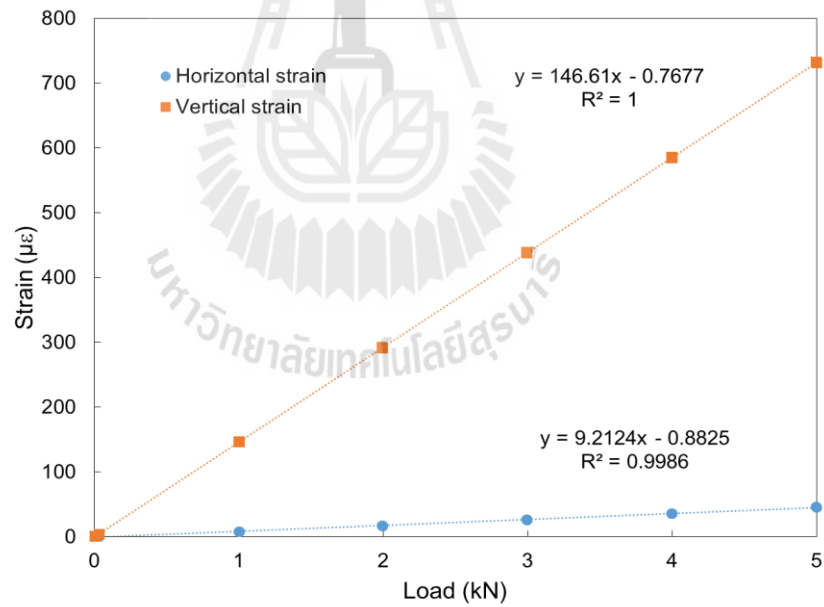
ผลการสอบเทียบมาตรฐานของทรานสดิวเซอร์แบบ EOR แสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ระหว่างแรงที่ป้อนกับสัญญาณความเครียดที่มีลักษณะเป็นเชิงเส้นชัดเจน ($R^2 \approx 1$) ดังแสดงในตารางที่ 4.1 และรูปที่ 4.7-4.9 ทรานสดิวเซอร์ตัวที่ 1, 2 และ 3 มีค่า sensitivity สำหรับการวัดแรงในแนวราบเท่ากับ 146.05, 150.11 และ 143.69 $\mu\epsilon \text{ kN}^{-1}$ ตามลำดับ และสำหรับการวัดแรงในแนวตั้งเท่ากับ 146.61, 148.14 และ 147.3 $\mu\epsilon \text{ kN}^{-1}$ ตามลำดับ ค่า cross sensitivity สำหรับการวัดแรงในแนวราบของทรานสดิวเซอร์ทั้งสาม มีค่าอยู่ในช่วง 0.7-2.4% ขณะที่ค่า cross sensitivity สำหรับการวัดแรงในแนวตั้งมีค่าอยู่ในช่วง 0.8-5.9% ค่า cross sensitivity นี้ขึ้นอยู่กับความถูกต้องของตำแหน่งและทิศทางในการติดตั้งมาตรวัดความเครียด อย่างไรก็ตามจากการทบทวนวรรณกรรมพบว่า ทรานสดิวเซอร์แบบ EOR ที่ถูกพัฒนาขึ้นมาใช้ในงานวิจัยมีค่า cross sensitivity หลากหลาย เช่น 4.1-6.5% (O'Dogherty, 1975) และ 2-7% (McLaughlin et al., 1998)

ตารางที่ 4.1 ผลการเทียบมาตรฐานของทรานสดิวเซอร์แบบ EOR

EOR	Applied load	Regression equation	R^2	Cross sensitivity (%)
1	Horizontal load	$\epsilon_{yf} = 146.05F - 9.1983$	1	1.2
	Vertical load	$\epsilon_{yp} = 146.61P - 0.7677$	1	5.9
2	Horizontal load	$\epsilon_{yf} = 150.11F - 15.897$	0.9999	2.4
	Vertical load	$\epsilon_{yp} = 148.14P - 1.048$	0.9999	0.8
3	Horizontal load	$\epsilon_{yf} = 143.69F - 7.24$	1	0.7
	Vertical load	$\epsilon_{yp} = 147.3P - 0.3859$	1	5.6

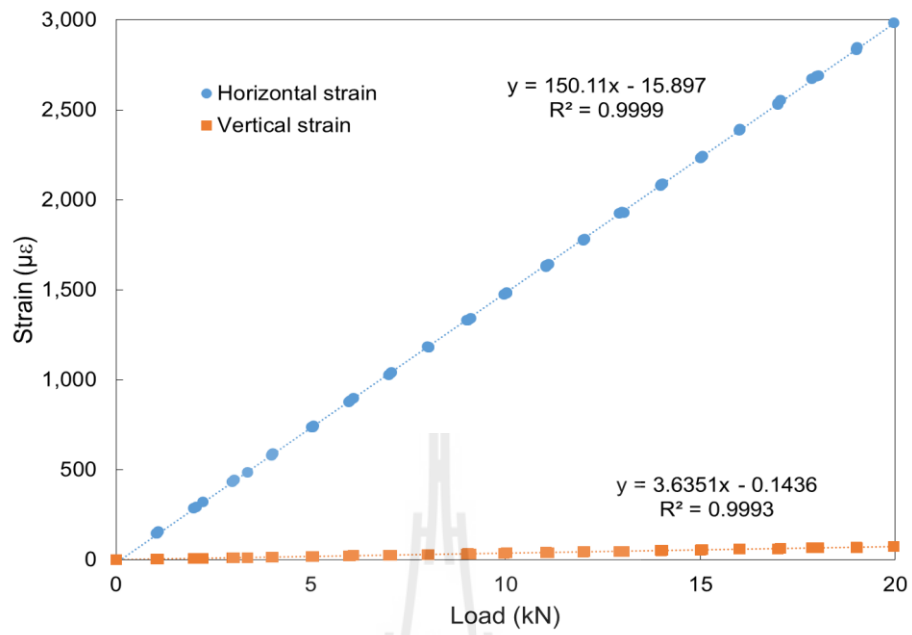


(ก)

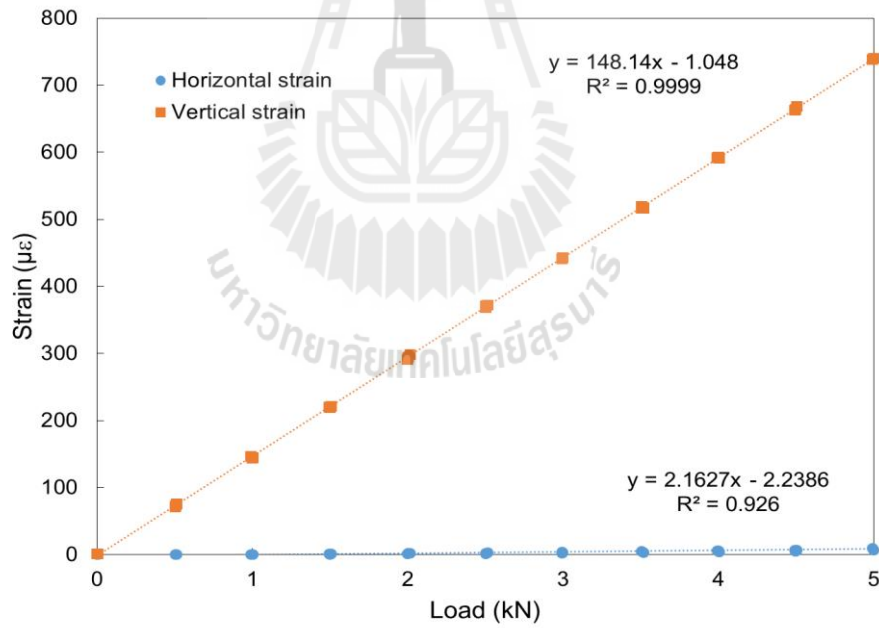


(ข)

รูปที่ 4.7 ผลการสอบเทียบมาตรฐานของ EOR ตัวที่ 1 (ก) แรงในแนวราบ (ข) แรงในแนวตั้ง

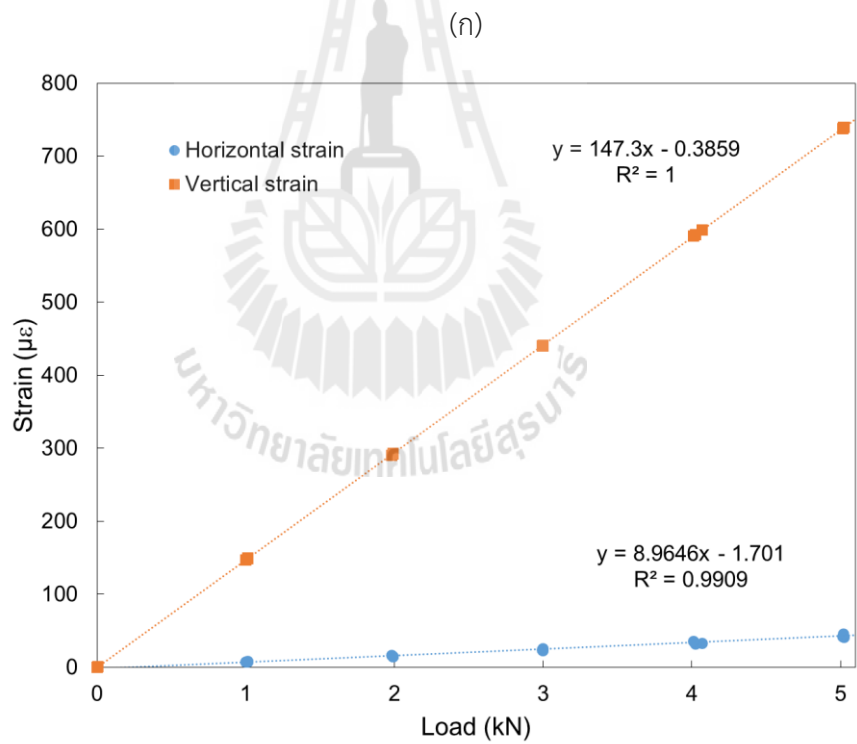
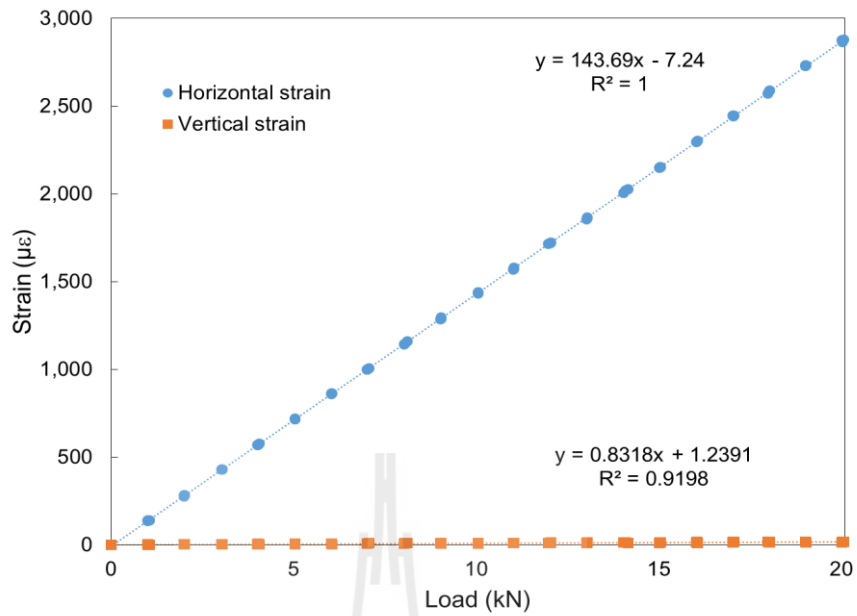


(ก)



(ข)

รูปที่ 4.8 ผลการสอบเทียบมาตรฐานของ EOR ตัวที่ 2 (ก) แรงในแนวราบ (ข) แรงในแนวตั้ง



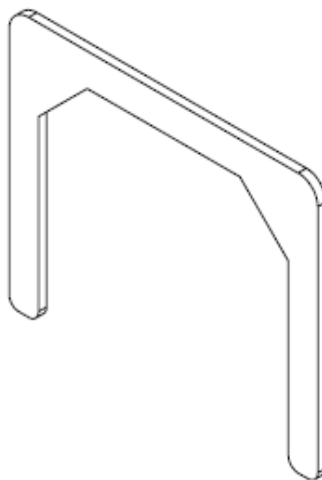
(ข)

รูปที่ 4.9 ผลการสอบเทียบมาตรฐานของ EOR ตัวที่ 3 (ก) แรงในแนวราบ (ข) แรงในแนวตั้ง

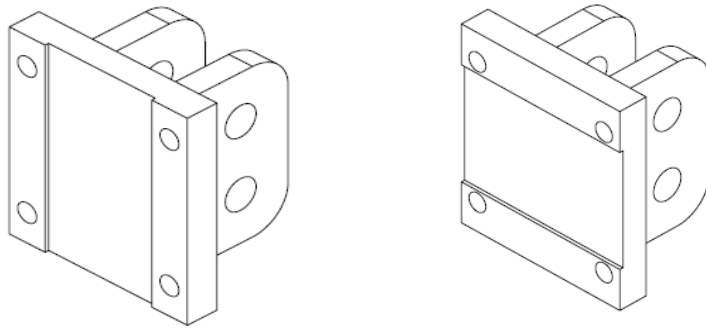
4.5 ชุดต่อพ่วงเร็วของเครื่องวัดแรงแบบพ่วงสามจุด

ทรานสดิวเซอร์แบบ EOR จะถูกติดตั้งบนชุดต่อพ่วงเร็ว (quick-attaching coupler) เพื่อให้การต่อพ่วงระหว่างรถแทรกเตอร์และเครื่องมือเกษตรทำได้สะดวกและรวดเร็วขึ้น แต่จะทำให้เครื่องมือเกษตรลอยไปทางด้านหลังจากตำแหน่งจุดต่อพ่วงเดิม ชุดต่อพ่วงเร็วนี้ถูกออกแบบให้สามารถนำไปใช้กับรถแทรกเตอร์ที่มีระบบการต่อพ่วงแบบสามจุดใน category II ได้ ชุดต่อพ่วงเร็วมีส่วนประกอบหลักดังนี้ โครงรูปตัวยู หูพ่วง แผ่นประกบ และตะขอ

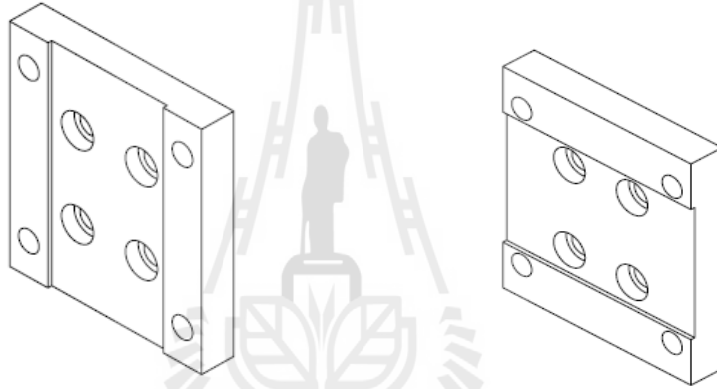
โครงรูปตัวยู เป็นโครงสร้างหลักของชุดต่อพ่วงเร็ว ซึ่งมีลักษณะเป็นเหล็กรูปตัวยูกลับคว่ำ ลักษณะโครงสร้างแบบนี้ทำให้สามารถปรับตำแหน่งของจุดพ่วงแขนบนไปในทิศทางซ้าย-ขวา และตำแหน่งของจุดพ่วงแขนล่างในทิศทางขึ้น-ลงได้ ขณะใช้งานจะมีความเค้นผสมระหว่างความเค้นดึงหรืออัด และความเค้นดัด ที่เกิดขึ้นโครงสร้างนี้ เมื่อพิจารณาความแข็งแรงโดยสร้างชิ้นส่วนนี้จากเหล็กกล้า ss400 และใช้ค่าความปลอดภัยเท่ากับ 5 พบว่า ขนาดที่เหมาะสมของโครงสร้างรูปตัวยู คือ กว้าง 950 mm สูง 800 mm หนา 25 mm ดังแสดงในรูปที่ 4.10 หูพ่วง เป็นอุปกรณ์สำหรับการต่อพ่วงระหว่างจุดพ่วงของรถแทรกเตอร์กับโครงรูปตัวยู ซึ่งถูกออกแบบให้มีตามระบบพ่วง category II โดยสร้างจากเหล็กกล้า ss400 หนา 20 mm และมีรูหูพ่วงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 26 mm จำนวน 2 รู หูพ่วงมีร่องบากเพื่อให้ประกอบเข้ากับโครงรูปตัวยูได้ง่าย ดังแสดงในรูปที่ 4.11 ส่วนแผ่นประกบ เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ประกบกับหูพ่วง เพื่อยึดทรานสดิวเซอร์เข้ากับโครงรูปตัวยูด้วยสลักเกลียวที่ทำจากวัสดุชั้นคุณสมบัติ 8.8 ขนาด 16 mm มีลักษณะดังรูปที่ 4.12 ตะขอ เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ต่อพ่วงกับเครื่องมือเกษตรด้วยสลักเกลียวขนาด 16 mm ดังแสดงรูปที่ 4.13 ชิ้นส่วนต่างๆ ที่ขึ้นรูปเสร็จแล้วถูกแสดงไว้ในรูปที่ 4.14



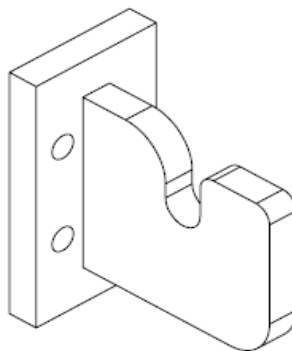
รูปที่ 4.10 โครงสร้างรูปตัวยู



รูปที่ 4.11 หูพ่วงแขนล่าง (ด้านซ้าย) และหูพ่วงแขนบน (ด้านขวา)



รูปที่ 4.12 แผ่นประกบแขนล่าง (ด้านซ้าย) และ แผ่นประกบแขนบน (ด้านขวา)

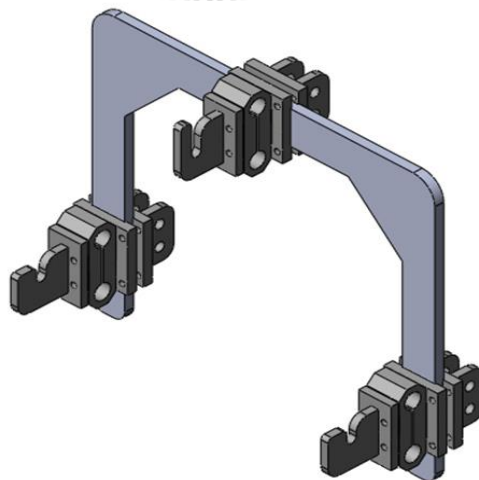


รูปที่ 4.13 ตะขอ



รูปที่ 4.14 ชิ้นส่วนของเครื่องมือวัดแรงทำจากเหล็กกล้า ss400

เมื่อนำทรานสดิวเซอร์วัดแรงแบบ EOR มาประกอบเข้ากับชิ้นส่วนทั้ง 4 จะได้ “เครื่องมือวัดแรงแบบพ่วงสามจุด (Three-point hitch dynamometer)” ซึ่งมีลักษณะดังแสดงในรูปที่ 4.15 ส่วนรูปที่ 4.16 แสดงการติดตั้งเครื่องมือวัดแรงแบบพ่วงสามจุดบนรถแทรกเตอร์



รูปที่ 4.15 เครื่องมือวัดแรงแบบต่อพ่วงสามจุด



รูปที่ 4.16 การติดตั้งเครื่องมือวัดแรงแบบพ่วงสามจุดบนรถแทรกเตอร์

4.6 การทดสอบประสิทธิภาพของเครื่องมือวัดแรงแบบพ่วงสามจุด

ผลการทดสอบเครื่องมือวัดแรงแบบพ่วงสามจุดถูกแสดงในตารางที่ 4.2 และรูปที่ 4.17-4.22 จากผลการทดสอบพบว่า เมื่อไถแปลงที่มีสภาพดินเป็นดินทรายร่วนด้วยไถหัวหมูและไถจาน ความลึกเฉลี่ย 27 cm และ 23 cm ตามลำดับ พบว่า แรงกระทำที่แขนพ่วงบนมีลักษณะเป็นแรงกด ส่วนแรงที่แขนพ่วงล่างเป็นแรงดึง โดยมีค่าแรงในแนวราบเฉลี่ย 8.80 kN และ 6.01 kN ค่าแรงในแนวตั้งเฉลี่ย -1.26 kN และ -0.92 kN ตามลำดับ (แรงในแนวราบมีทิศทางตั้ง ส่วนแรงในแนวตั้งมีทิศทางลง) และเมื่อเปรียบเทียบค่าแรงในแนวราบเหล่านี้กับค่าแรงในแนวราบสำหรับไถหัวหมูและไถจานที่คำนวณได้จากสมการทำนายตามมาตรฐาน ASABE (ภาคผนวก) ซึ่งมีค่าประมาณ 9.00 kN และ 6.19 kN ตามลำดับ พบว่าค่าแรงดึงในแนวราบที่วัดด้วยเครื่องมือวัดแรงนี้มีค่าน้อยกว่าประมาณ 2.4% และ 1.5% ตามลำดับ

ตารางที่ 4.2 ผลการทดสอบเครื่องวัดแรงแบบพวงสามจุดในดินทรายร่วนด้วยไถหัวหมูและไถจาน

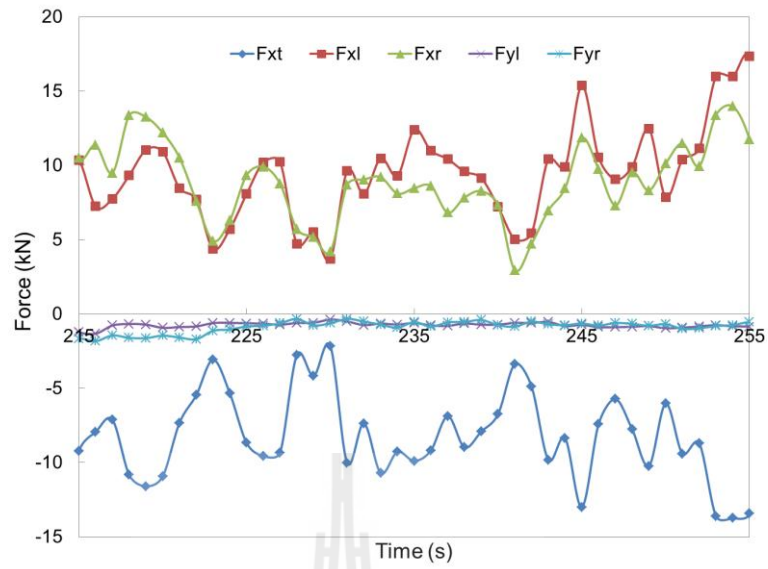
Tillage data/Implement	Unit	Moldboard plow	Disk plow
Gear	-	2L	2L
Engine speed	rpm	1,500	1,500
Area	m ²	600	600
Speed	km/h	2.6	2.8
Slip	%	10.6	9.6
Furrow depth	m	0.27	0.23
Working width	m	1.08	1.14
Effective area capacity	rai/h	1.33	1.47
Theoretical area capacity	rai/h	1.75	1.99
Field efficiency	%	76	74
Elapsed fuel	cm ³	1,282	1,007
Elapsed time	s	1,012	920
Fuel consumption	L/h	4.56	3.94
Average draft force	kN	8.80	6.01
Average vertical force	kN	-1.26	-0.92
Average draft force from ASABE's model	kN	9.00	6.19
Error in draft	%	-2.4	-1.5



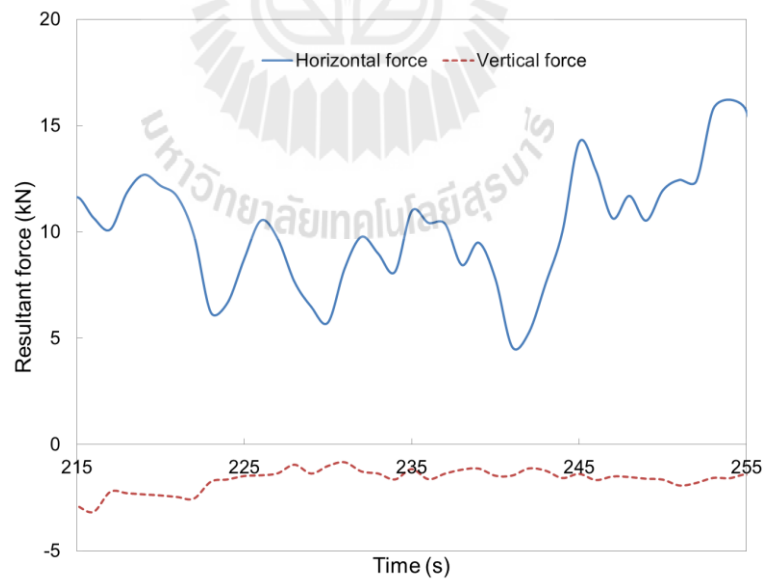
รูปที่ 4.17 การวัดแรงกระทำระหว่างรถแทรกเตอร์กับไถหัวหมู



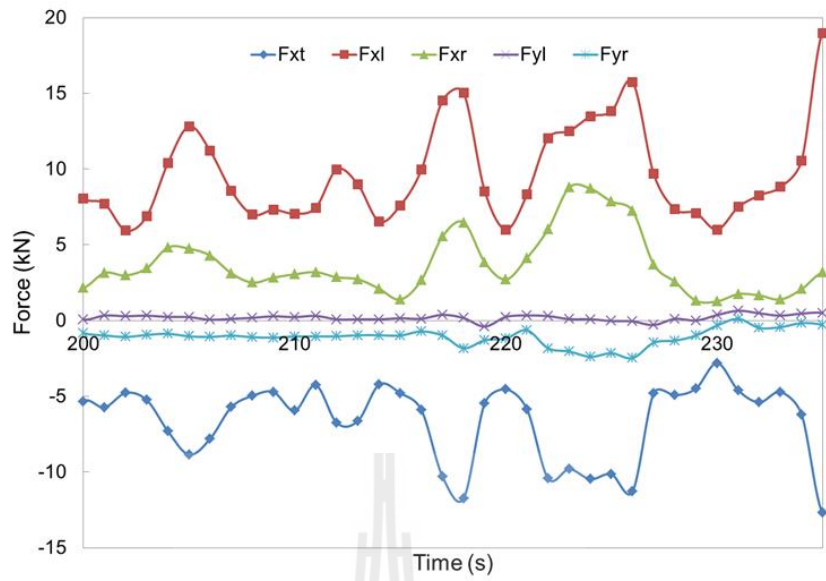
รูปที่ 4.18 การวัดแรงกระทำระหว่างรถแทรกเตอร์กับไถจาน



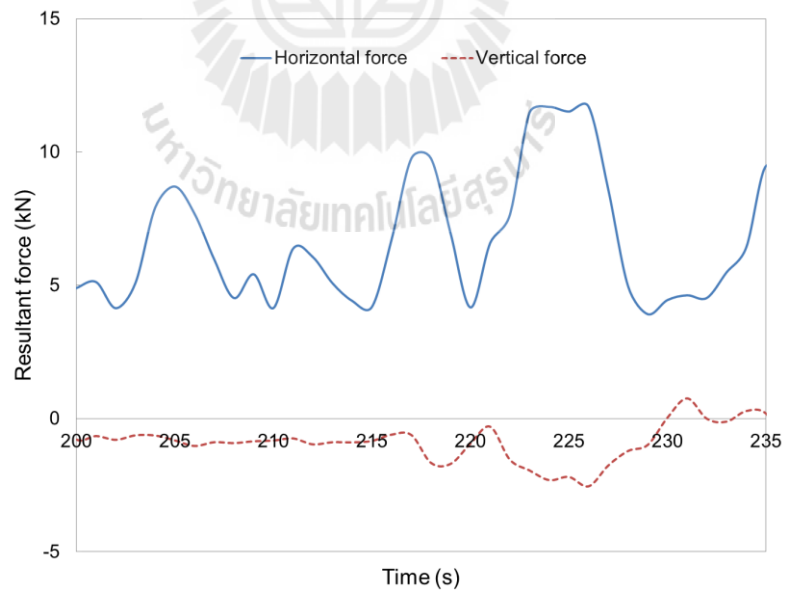
รูปที่ 4.19 แรงกระทำบนแขนพ่วงระหว่างรถแทรกเตอร์กับไถหัวหมู: horizontal forces on top link (Fxt), left lower link (Fxl) and right lower link (Fxr): vertical forces on left lower link (Fyl) and right lower link (Fyr)



รูปที่ 4.20 แรงกระทำระหว่างรถแทรกเตอร์กับไถหัวหมู



รูปที่ 4.21 แรงกระทำบนแขนพ่วงระหว่างรถแทรกเตอร์กับไถจาน: horizontal forces on top link (Fxt), left lower link (Fxl) and right lower link (Fxr): vertical forces on left lower link (Fyl) and right lower link (Fyr)



รูปที่ 4.22 แรงกระทำระหว่างรถแทรกเตอร์กับไถจาน

บทที่ 5

สรุปและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุป

งานวิจัยนี้เป็นการออกแบบเครื่องมือสำหรับวัดแรงที่แขนพวงแบบสามจุดของรถแทรกเตอร์เกษตรใน category II การวิจัยนี้แบ่งการดำเนินงานออกเป็น 3 ขั้นตอน คือ 1) การออกแบบเครื่องมือวัดแรงแบบพวงสามจุด โดยการหาขนาดที่เหมาะสมของทรานส์ดิวเซอร์วัดแรงแบบ extended octagonal ring (EOR) 2) การสร้างเครื่องมือวัดแรง การติดตั้งอุปกรณ์และเซนเซอร์ และการสอบเทียบสัญญาณจากทรานส์ดิวเซอร์บนเครื่องมือวัดแรง และ 3) การทดสอบเครื่องมือวัดแรง โดยการใช้รถแทรกเตอร์ฉุดลากเครื่องมือเตรียมดิน เพื่อหาค่าแรงที่กระทำระหว่างรถแทรกเตอร์และเครื่องมือเตรียมดิน

ในงานวิจัยนี้รถแทรกเตอร์เกษตรที่มีกำลังเครื่องยนต์ 65 kW จะถูกนำมาใช้ในการทดสอบ ดังนั้นค่าแรงในแนวระดับและแรงในแนวตั้งที่ใช้ในการหาขนาดของทรานส์ดิวเซอร์แบบ EOR มีค่าเท่ากับ 20 kN และ 5 kN ตามลำดับ ทรานส์ดิวเซอร์แบบ EOR ถูกสร้างจากเหล็กกล้า S45C โดยมีค่า $R = 30$ mm, $L = 60$ mm, $b = 75$ mm และ $t = 10$ mm และตำแหน่งที่เหมาะสมในการติดตั้งมาตรวัดความเครียดเพื่อวัดแรงในแนวระดับและแรงในแนวตั้ง คือ มุม $\phi = 95^\circ$ และ มุม $\phi = 32^\circ$ ตามลำดับ

การสอบเทียบมาตรฐานของทรานส์ดิวเซอร์แบบ EOR ถูกทำโดยใช้เครื่อง universal testing machine (UTM) ผลการสอบเทียบมาตรฐานของทรานส์ดิวเซอร์แบบ EOR แสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ระหว่างแรงที่ป้อนกับสัญญาณความเครียดที่มีลักษณะเป็นเชิงเส้นชัดเจน ($R^2 \approx 1$) โดยมีค่า cross sensitivity น้อยกว่า 6%

ทรานส์ดิวเซอร์แบบ EOR จะถูกติดตั้งบนชุดต่อพ่วงเร็วเพื่อให้การต่อพ่วงระหว่างรถแทรกเตอร์และเครื่องมือเกษตรทำได้สะดวกและรวดเร็วขึ้น แต่จะทำให้เครื่องมือเกษตรถอยหลังจากตำแหน่งจุดต่อพ่วงเดิม

การทดสอบเพื่อประเมินประสิทธิภาพของเครื่องมือวัดแรงถูกทำโดยการไถเตรียมดินแปลงเกษตรที่มีดินทรายร่วน เมื่อไถด้วยไถหัวหมูผลสามความลึกเฉลี่ย 27 cm และไถงานผลสี่ 23 cm พบว่าแรงดึงในแนวราบมีค่าเฉลี่ย 8.80 kN และ 6.01 kN ตามลำดับ และเมื่อเปรียบเทียบกับค่าแรงดึงในแนวราบที่คำนวณจากสมการทำนายของ ASABE พบว่า ค่าแรงดึงในแนวราบที่วัดได้โดยเครื่องมือวัดแรงนี้มีค่าต่ำกว่าประมาณ 2.4% และ 1.5% ตามลำดับ

จากผลการทดสอบข้างต้น ทำให้สามารถสรุปได้ว่า เครื่องมือวัดแรงแบบพวงสามจุดที่ถูกพัฒนาขึ้นมานี้ สามารถนำมาประยุกต์ใช้ได้อย่างมีประสิทธิภาพในสภาวะการใช้งานจริง

5.2 ข้อเสนอแนะ

จากการวิจัยในครั้งนี้ เพื่อเป็นแนวทางในการพัฒนาและปรับปรุงเครื่องมือวัดแรงแบบพวงสามจุดสำหรับรถแทรกเตอร์เกษตรให้มีประสิทธิภาพและการใช้ประโยชน์มากขึ้น จึงได้วิเคราะห์ปัญหาและข้อเสนอแนะดังนี้

1. เนื่องจากทรานสดิวเซอร์แบบ EOR ทำจากเหล็กกล้า S45C ซึ่งเป็นเหล็กกล้าคาร์บอนปานกลาง ทำให้วัดแรงกระทำระหว่างรถแทรกเตอร์และเครื่องมือเกษตรได้ไม่สูงมาก หากต้องการสร้างทรานสดิวเซอร์ที่สามารถวัดค่าแรงได้มากขึ้น ควรเลือกใช้เหล็กกล้าที่มีความแข็งแรงกว่านี้

2. ควรติดตั้งมาตรวัดความเครียดตรงตำแหน่ง strain node ให้มากที่สุด เพื่อลดค่า cross sensitivity ให้เหลือน้อยที่สุด หากพบว่าตำแหน่งนี้อยู่บริเวณเหลี่ยมของทรานสดิวเซอร์ซึ่งไม่สามารถติดตั้งมาตรวัดความเครียดได้ ควรติดตั้งมาตรวัดความเครียดที่ผิวด้านในของวงแหวนตรงตำแหน่งมุมเดียวกันกับผิวด้านนอก

3. เนื่องจากการติดตั้งทรานสดิวเซอร์แบบ EOR บนชุดต่อพ่วงเร็วจะทำให้เครื่องมือเกษตรถอยหลังจากตำแหน่งจุดต่อพ่วงเดิม ซึ่งจะส่งผลต่อเสถียรภาพของรถแทรกเตอร์ ดังนั้นควรออกแบบชุดต่อพ่วงที่จะทำให้เครื่องมือเกษตรถอยไปจากจุดเดิมน้อยที่สุด



เอกสารอ้างอิง

- ชาญชัย โจรจนส์โรช. 2550. วิศวกรรมรถแทรกเตอร์เกษตร. เอกสารประกอบการสอน. สาขาวิชา วิศวกรรมเกษตร สำนักวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี.
- Alimardani, R., Fazel, Z., Akram, A., Mahmoudi, A. and Varnamkhasti, M.G., 2008. Design and development of a three-point hitch dynamometer. *Journal of Agricultural Technology*, 4(1), 37-52.
- ASABE Standards, 2013. ASAE D497.7 MAR2011: Agricultural machinery management data. ASABE, St. Joseph, MI.
- Chen, Y., McLaughlin, N.B. and Tessier, S., 2007. Double extended octagonal ring (DEOR) dynamometer. *Soil & Tillage Research*, 93(2), 462-471.
- Godwin, R.J., 1975. An extended octagonal ring transducer for use in tillage studies. *Journal of Agricultural Engineering Research* 20(4), 347-352.
- Gill, W. R. and G. E. Vanden Berg. 1968. Soil dynamics in tillage and traction. *Agricultural handbook* 316. Washington, D.C.: USDA-Agric. Res. Service.
- Kheiralla, A.F., Yahya, A., Zohadie, M. and Ishak, W., 2003. Design and development of a three-point auto dynamometer for an agricultural tractor. *ASEAN Journal on Science and Technology for Development*, 20(3&4), 271-288.
- McLaughlin, N.B. (1996). Correction of an error in equations for extended ring transducers. *Transactions of ASAE* 39: 443-444.
- Nalavade, P.P., Salokhe, V.M., Niyamapa, T. and Soni, P., 2010. Performance of free rolling and powered tillage discs. *Soil and Tillage Research*, 109, 87-93.
- Palmer, A.L., 1992. Development of a three-point linkage dynamometer for tillage research. *Journal of Agricultural Engineering Research* 52, 157-167.
- Palmer, A.L. and I. R. Kruger. 1982. Comparative drafts of six tillage implements. *Proceeding of conference on agricultural engineering*, 163-167, Armidale, NSW Australia, 22-24 August. Barton, Australia.
- Reece, A.R., 1961. A three point linkage dynamometer for mounted implements. *Journal of Agricultural Engineering Research* 9, 252-258.

- Regional Network for Agricultural Machinery. 1983. RNAM Test Codes and Procedures for Farm Machinery. Regional Network for Agricultural Machinery, Pasay City, Philippines.
- Srivastava, A.K., Goering, C.E., Rohrbach, R.P. and Buckmaster, D.R. 2006. Engineering principles of agricultural machines, 2nd edition. ASABE, St. Joseph, MI.
- Upadhyaya, S. K., T.H. Williams, L. J. Kemble and N. E. Collins. 1984. Energy requirement for chiseling in coastal plain soils. Transactions of the ASAE 36(5): 1267-1270.
- Watyotha, C. and V.M. Salokhe, 2001. Pull, lift and side force characteristics of cage wheels with opposing circumferential lugs. Soil Till. Res., 60: 123-134.



ภาคผนวก

สมการทำนายแรงฉุดลากของมาตรฐาน ASABE

แรงฉุดลากสามารถคำนวณได้จากสมการทำนายตามมาตรฐาน ASAE D497.7 MAR2011 ดังต่อไปนี้

$$D = F_i [A + B(S) + C(S)^2] WT$$

โดยที่ D คือ แรงฉุดลากเครื่องมือ (N)

F คือ ค่าพารามิเตอร์ของเนื้อดิน

i คือ 1 สำหรับดินที่มีส่วนประกอบส่วนใหญ่เป็นดินเหนียว

2 สำหรับดินที่มีส่วนประกอบส่วนใหญ่เป็นดินร่วน

3 สำหรับดินที่มีส่วนประกอบส่วนใหญ่เป็นดินทราย

A, B และ C คือ ค่าพารามิเตอร์ของเครื่องมือ (ตารางที่ 1 ใน ASAE D497.7)

S คือ ความเร็วการทำงาน (km/h)

W คือ ความกว้างเครื่องมือ (m)

T คือ ความลึกร่องไถ (cm)

เมื่อทำการทดสอบไถแปลงเกษตรที่มีดินเป็นดินทรายร่วนด้วยไถหัวหมูและไถจาน ค่าแรงฉุดลากสำหรับไถหัวหมูและไถจาน สามารถคำนวณได้ดังนี้

ไถหัวหมู

$$F_3 = 0.45, A = 652, B = 0, C = 5.1, S = 2.6, W = 1.08, T = 27$$

$$D = 0.45[652 + 5.1 \times 2.6^2] \times 1.08 \times 27 = 9,007.9 \text{ N}$$

ไถจาน

$$F_3 = 0.78, A = 124, B = 6.4, C = 0, S = 2.79, W = 1.14, T = 23$$

$$D = 0.78[124 + 6.4 \times 2.79] \times 1.14 \times 23 = 6,187.8 \text{ N}$$

ประวัติหัวหน้าโครงการ

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พยุงค์ดี จุลยุเสน สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรีหลักสูตร
วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (วิศวกรรมเกษตร) จากมหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ และสำเร็จการศึกษา
ระดับปริญญาโท M.S.(Agricultural Science) และระดับปริญญาเอก Ph.D.(Agricultural Science)
จาก University of Tsukuba ประเทศญี่ปุ่น ในปี พ.ศ. 2548 ปัจจุบันดำรงตำแหน่ง ผู้ช่วย
ศาสตราจารย์ประจำสาขาวิชาวิศวกรรมเกษตร สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุร
นาารี มีผลงานวิชาการและผลงานวิจัยด้านเครื่องจักรกลเกษตรและพลังงานทดแทน

