



การศึกษาตัวแปรเสถียรภาพการวิ่งของรถซ่อมบำรุงทางสำหรับรถไฟชานเมืองด้วยชุดทดลอง

A Study of Running Stability Parameters of Infrastructure Maintenance Vehicle for Commuter Rail with Scale Model

เทอดเกียรติ ลิ้มปิที่ปราการ วินัย จันทร์เพ็ง และ จงใจ ชัยจันดี*

Terdkiat Limpeteeparakarn, Winai Chanpeng and Jongchai Chaijandee*

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี อ.ธัญบุรี จ.ปทุมธานี 12110

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Rajamangala University of Technology Thanyaburi, Thanyaburi, Pathum Thani 12110, THAILAND

*Corresponding author e-mail: jongchai_c@mail.rmutt.ac.th

ARTICLE INFO

ABSTRACT

Article history:

Received: September 19, 2022

Revised: November 1, 2022

Accepted: November 4, 2022

Available online: December 1, 2022

DOI: xxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxx

Keywords: infrastructure maintenance vehicle, lateral displacements, yawing, bogie wheelset, running stability

It is important to understand the dynamic behavior of the vehicle's wheelset and the values used to assess its running stability when an increase in the speed of an infrastructure maintenance vehicle for commuter rail is required. This article presents a guideline for measuring the vehicle's performance, emphasizing the wheelset variables, including lateral displacement, yawing, and acceleration. This research was divided into three sections: an application of the theories related to wheelset motion, a synthesis of the standard on rolling stock equipment for shock and vibration, and an experimental result from a 1/6 scale model of the infrastructure maintenance vehicle created to mimic the behavior of the real vehicle with a maximum running speed of 60 km/hr. The study found that when using the parameters of a track gauge of 1 m and a nominal wheel radius of 380 mm, the values of wheelset lateral displacements, if running on a straight line and curve, shall not exceed 10 mm, 19 mm, respectively, and the average lateral accelerations of the

bogie and the wheelset are $37, 270 \text{ m/s}^2$, respectively. From the experimental results of the 1/6 scale model running on a roller rig at the maximum speed, it was found that the yaw angle shall not exceed 1.72 degrees, and the average lateral acceleration of the wheelset was four times higher than that of the standard value. This could be caused by the maximum running speed of the scale model at 34.9 km/hr which is much lower than that of infrastructure maintenance vehicle at 60 km/hr.

บทคัดย่อ

เมื่อต้องการเพิ่มความเร็วของรถซ่อมบำรุงทางสำหรับรถไฟชานเมือง การเข้าใจพฤติกรรมเคลื่อนที่ของชุดเพลาล้อรวมถึงค่าที่ใช้ในการประเมินเสถียรภาพของการวิ่งถือเป็นสิ่งสำคัญ บทความนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อนำเสนอแนวทางการตรวจวัดสมรรถนะของรถซ่อมบำรุงทางโดยเน้นตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับการส่ายตัวของชุดเพลาล้อซึ่งประกอบด้วยระยะเคลื่อนที่ด้านข้าง มุมบิตรอบตัวในแนวตั้ง และความเร่ง โดยการวิจัยจะแบ่งเป็น 3 ส่วนคือ การประยุกต์ใช้ทฤษฎีที่เกี่ยวกับการเคลื่อนที่ของชุดเพลาล้อ การสังเคราะห์มาตรฐานสำหรับติดตั้งอุปกรณ์ในตัวรถไฟจากกระแทกและการสั่นสะเทือน และการทดลองรถซ่อมบำรุงทางจำลองในอัตราส่วน 1 ต่อ 6 ซึ่งสร้างขึ้นเพื่อใช้เลียนแบบพฤติกรรมของรถที่ใช้งานจริงที่ความเร็วสูงสุด 60 km/hr จากการศึกษาพบว่า เมื่อคำนวณจากการใช้ค่าพารามิเตอร์ของทางวิ่งขนาด 1 m และรัศมีล้อที่กำหนด 380 mm ระยะเคลื่อนที่ด้านข้างของชุดเพลาล้อถ้าวิ่งบนทางตรงไม่ควรเกิน 10 mm และทางโค้งไม่เกิน 19 mm ความเร่งด้านข้างเฉลี่ยของท้ายแคร่และชุดเพลาล้อวิ่งไม่ควรเกิน 37 และ 270 m/s^2 ตามลำดับ จากการทดลองวิ่งรถซ่อมบำรุงทางจำลองบนชุดแท่นกลิ้งที่ความเร็วสูงสุด พบว่า ค่ามุมบิตรอบตัวในแนวตั้งของเพลาล้อไม่ควรเกิน 1.72° และค่าความเร่งด้านข้างเฉลี่ยที่ชุดเพลาล้อมีค่าน้อยกว่าค่าที่กำหนดไว้

ในมาตรฐานประมาณ 4 เท่าซึ่งน่าจะมีสาเหตุมาจากการที่ความเร็วที่ใช้ทดลองสูงสุด 34.9 km/hr ซึ่งต่ำกว่าความเร็วสูงสุดสำหรับการวิ่งของรถซ่อมบำรุงทางที่ 60 km/hr

คำสำคัญ: รถซ่อมบำรุงทาง ระยะเคลื่อนที่ด้านข้าง มุมบิตรอบแกนในแนวตั้ง ชุดเพลาล้อ เสถียรภาพในการวิ่ง

บทนำ

การกำหนดสมรรถนะในการวิ่งของรถไฟมักจะพิจารณาจาก 3 ประเด็นหลักคือ เสถียรในการวิ่ง (Running Stability) สมรรถนะในการเข้าโค้ง (Curve Performance) และความสะดวกสบายของผู้โดยสาร (Riding Comfort) [1] ทั้งนี้ ตัวแปรที่นำมาใช้ในการกำหนดเสถียรภาพในการวิ่งก็คือความเร็ว โดยจะพิจารณาจากการส่ายตัว (Hunting) ของแคร่และชุดเพลาล้อ (Bogie and Wheelset) เป็นหลัก โดยปกติสำหรับรถไฟขนส่งมวลชนประเภทรางหนัก (Heavy Rail) จะมีการออกแบบให้ขบวนรถไฟมีความเร็วสูงสุด (Maximum Speed) ไม่เกิน 120% ของความเร็วใช้งาน (Operating Speed) โดยขบวนรถยังมีเสถียรภาพในการวิ่ง สำหรับรถไฟชานเมือง (Commuter Rail) ความเร็วสูงสุดไม่เกิน 110% ของความเร็วใช้งาน [2] ทั้งนี้ พฤติกรรมที่บ่งบอกเสถียรภาพของการวิ่งที่สำคัญไม่ว่าจะอยู่บน

ทางตรงหรือทางโค้งที่ส่งผลต่อความปลอดภัยในการเดินรถคือ การสายตัวซึ่งแบ่งได้เป็น 2 ประเภท คือ การสายตัวระดับหนึ่ง (Primary Hunting) ซึ่งจะเกิดขึ้นเฉพาะกับตัวโครงสร้างตัวรถโดยสาร (Car Body) และการสายตัวระดับที่สอง (Secondary Hunting) ซึ่งเกิดขึ้นที่บริเวณแคร่และชุดเพลาล้อ การสายตัวนี้จะมีผลกระทบโดยตรงต่อสมรรถนะของรถไฟมากที่สุดเนื่องจากการสั่นสะเทือนจะมีค่าสูงกว่าระดับที่หนึ่ง [3]

สำหรับรถซ่อมบำรุงทาง (Infrastructure Maintenance Vehicle: IMV) ของรถไฟชานเมืองนิยมใช้ความเร็วสูงสุดไม่เกิน 60 km/hr เนื่องจากรถไฟชานเมืองมักจะกำหนดให้วิ่งจากต้นทางไปถึงจุดหมายปลายทางภายใน 1 hr แต่กระนั้นการออกแบบก็จะขึ้นอยู่กับตำแหน่งของศูนย์ซ่อมบำรุง ขบวนรถไฟ (Depot Workshop) ตัวอย่างเช่นรถไฟชานเมืองสาย Airport Rail Link เดิมได้กำหนดให้รถวิ่งได้สูงสุด 25 km/hr แต่เนื่องจากเวลาทำการซ่อมบำรุงมีจำกัดไม่เกิน 4 hr และเส้นทางการวิ่งรถมีระยะทาง 28.6 km ซึ่งความเร็วดังกล่าวช้าเกินไปและปัจจุบันได้มีการปรับความเร็วขึ้นเป็น 60 km/hr เรียบร้อยแล้ว นอกจากนี้ในส่วนของรถซ่อมบำรุงทางรถไฟชานเมืองสายสีแดงก็ได้มีการกำหนดความเร็วใช้งานไว้ไม่เกิน 60 km/hr เช่นเดียวกัน โดยมีเส้นทางการวิ่งรถในช่วงบางซื่อ-รังสิต 22.6 km ทั้งนี้ ถ้าหากต้องเพิ่มความเร็วมากกว่าความเร็วดังกล่าว ตัวแปรที่สำคัญที่ต้องพิจารณาคือค่าตัวแปรของชุดเพลาล้อ ตัวอย่างเช่น ระยะเคลื่อนที่ด้านข้าง (Lateral Displacement) มุมบิดรอบตัวในแนวตั้ง (Yaw Angle) และความเร่ง (Acceleration) เพื่อให้มั่นใจว่าการวิ่งที่ความเร็วดังกล่าวจะมีเสถียรภาพและความปลอดภัย โดยพฤติกรรมเคลื่อนที่ของชุดเพลาล้อรวมถึงค่าที่ใช้

ในการประเมินเสถียรภาพของกริ่งของรถซ่อมบำรุงทางมักจะเป็นข้อมูลที่ขึ้นอยู่กับบริษัทผู้ผลิตรถซ่อมบำรุงแต่ละแห่ง นอกจากนี้ การวัดค่าตัวแปรชุดเพลาล้อจำเป็นต้องติดตั้งอุปกรณ์เครื่องมือวัดและเซ็นเซอร์เข้าไปที่ตัวรถโดยเฉพาะบริเวณโครงแคร่หรือโครงประธาน หรือ ชุดเพลาล้อ ดังนั้น ข้อมูลเบื้องต้นเกี่ยวกับยานการวัดหรือข้อจำกัดในการติดตั้งจึงถือเป็นสิ่งจำเป็น

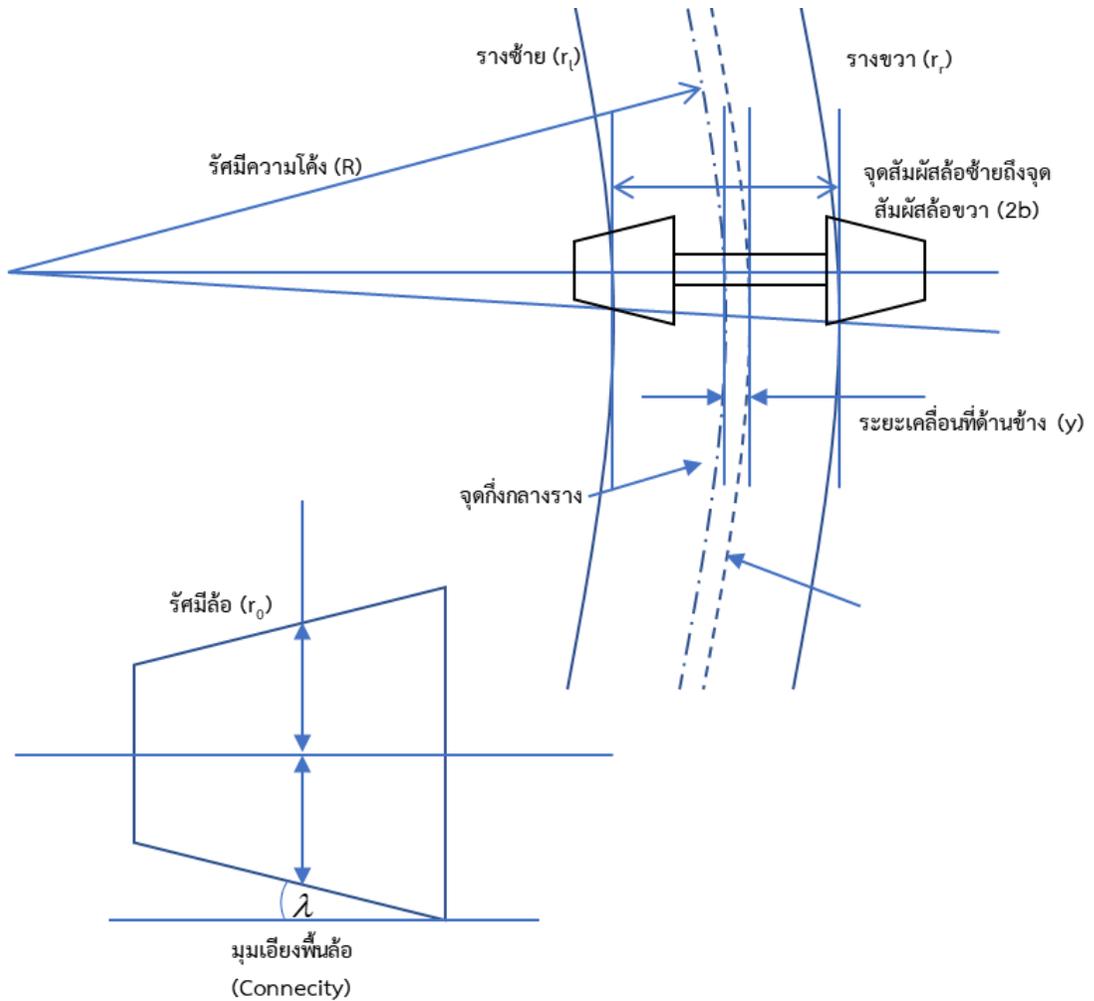
งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อจะนำเสนอแนวทางการตรวจวัดสมรรถนะของรถซ่อมบำรุงทางโดยเน้นตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับการสายตัวของชุดเพลาล้อ ซึ่งประกอบด้วย ระยะเคลื่อนที่ด้านข้าง มุมบิดรอบตัวในแนวตั้งและความเร่งเชิงเส้นของชุดเพลาล้อ รวมถึงข้อจำกัดในการติดตั้งอุปกรณ์ที่ใช้สำหรับในการวัดค่าตัวแปรดังกล่าว ทั้งนี้บทความนี้จะนำเสนอผลการวิจัยเป็น 3 ส่วนคือ ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการเคลื่อนที่ของชุดเพลาล้อ มาตรฐานของอุปกรณ์ที่ติดตั้งในตัวรถไฟ และผลจากชุดทดลองรถซ่อมบำรุงทางจำลองที่สร้างขึ้นเพื่อใช้เลียนแบบพฤติกรรมของรถซ่อมบำรุงทางที่ใช้งานจริง

วิธีดำเนินการวิจัย

1. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับสมรรถนะของการวิ่ง

1.1 สมการของเรดเทนบาเคอร์

สำหรับการวัดสมรรถนะของตัวรถ โดยเฉพาะการเคลื่อนตัวของชุดเพลาล้อจำเป็นต้องติดตั้งอุปกรณ์วัดระยะเคลื่อนที่ด้านข้าง (การกระจัดด้านข้าง) ซึ่งตำแหน่งของอุปกรณ์ดังกล่าวจะต้องอยู่ในจุดที่หลีกเลี่ยงการเคลื่อนตัวของชุดเพลาล้อ ในการหาค่าระยะเคลื่อนที่ด้านข้างสูงสุดสามารถใช้สมการของเรด-เทนบาเคอร์ในการประมาณระยะดังกล่าวเบื้องต้นได้



รูปที่ 1 พารามิเตอร์ของชุดเพลาล้อคอนทัวร์รูปกรวยตรงขณะเข้าโค้ง [4]

จากรูปที่ 1 กำหนดให้ชุดเพลาล้อมีคอนทัวร์รูปทรงกรวยตรงโดย มีมุมเอียงพื้นล้อ (Conicity) λ มีรัศมีล้อที่ถูกกำหนด r_o เข้าโค้งที่มีรัศมีกึ่งกลางทางโค้ง R และกำหนดให้เข้าโค้งในลักษณะที่ล้อกลิ้งบนรางโดยสมบูรณ์ (Pure Rolling) ซึ่งเกิดขึ้นได้เมื่อรัศมีล้อด้านขวา r_r ใหญ่กว่า รัศมีล้อด้านซ้าย r_l โดยมีสัดส่วนตามรูปสามเหลี่ยมคล้ายที่มีมุมยอดเดียวกันที่จุดศูนย์กลางความโค้ง หากกำหนดให้ระยะจากจุดสัมผัสล้อซ้ายถึงจุดสัมผัสล้อขวามีค่าเป็น $2b$ และ y คือ ระยะเพลลาที่ขยับออกไปทางนอกโค้ง หรือ ระยะเคลื่อนที่ด้านข้างของชุดเพลาล้อ (Wheel Lateral

Displacement) โดยใช้สมการของเรดเทนบาเคอร์ (Redtenbacher) คำนวณดังนี้ [4]

$$y = \frac{r_o b}{\lambda R} \quad (1)$$

เมื่อ

- r_o คือ รัศมีล้อที่กำหนด (mm)
- b คือ ครึ่งหนึ่งของระยะจุดสัมผัสล้อ (mm)
- λ คือ มุมเอียงพื้นล้อ (rad)
- R คือ รัศมีกึ่งกลางทางโค้ง (mm)

จากการพิจารณาสมการของเรดเทนบาเคอร์ จะพบความสัมพันธ์ของระยะเพลลาที่ต้องขยับออกไปทางนอกโค้งเพื่อทำให้รัศมีของล้อด้านนอกโค้งที่จุด

สัมผัสมีขนาดใหญ่ กว่าล้อด้านในโค้งที่จุดสัมผัส โดยค่าระยะที่ต้องขยับจะแปรผันตรงกับรัศมีล้อที่กำหนด และครึ่งหนึ่งของระยะจากจุดสัมผัสล้อซ้ายถึงจุดสัมผัสล้อขวา และแปรผกผันกับมุมเอียงพื้นล้อ และรัศมีกึ่งกลางทางโค้ง ซึ่งหากพิจารณาเฉพาะมุมเอียงล้อ จะพบว่าชุดเพลลาจะขยับออกนอกโค้งลดลงถ้ามุมเอียงพื้นล้อมีค่ามากขึ้น [4] ทำให้สามารถคำนวณหาระยะการส่ายตัวด้านข้างเพื่อหาช่องว่างสูงสุดที่ยอมให้ได้ในกรณีที่จะติดตั้งอุปกรณ์ลงไปบริเวณใกล้เคียงกับล้อรถไฟเพื่อตรวจวัดค่าตัวแปรต่าง ๆ ทั้งของตัวรถไฟและทางวิ่งรถไฟ

ตารางที่ 1 แสดงค่าระยะเพลลาที่ขยับออกไปด้านนอกโค้งสูงสุดจากกรณีของชุดเพลลาล้อของขบวนรถไฟของการรถไฟแห่งประเทศไทย โดยเปรียบเทียบคอนทัวร์ของล้อรถไฟ 3 ชนิด ประกอบด้วย คอนทัวร์วิจูร์ คอนทัวร์ P8 และ คอนทัวร์ S1002 เมื่อคาร์ซีมีล้อยที่กำหนด 380 mm คาร์ซีมีความโค้ง 200 m และค่าครึ่งหนึ่งของระยะระหว่างจุดสัมผัสล้อซ้ายถึงจุดสัมผัสล้อขวา 500 mm จะได้ระยะเพลลาที่ขยับออกไปด้านนอกโค้งสูงสุด 19 mm กรณีที่เป็นคอนทัวร์วิจูร์ที่มีมุมเอียงพื้นล้อ 0.05 rad

ตารางที่ 1 ระยะเพลลาที่ขยับออกไปด้านนอกโค้งสูงสุด

คอนทัวร์	มุมเอียงพื้นล้อ (rad)	ระยะเพลลาที่ขยับออกไปด้านนอกโค้งสูงสุด (mm)
วิจูร์	0.05	19
P8	0.1	9.5
S1002	0.067	14.2

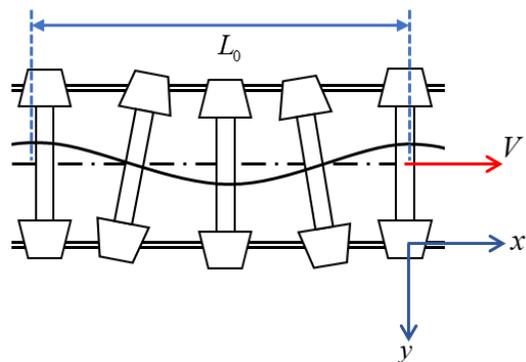
1.2 สมการคลิงเกล (Klingel)

ในการกำหนดช่วงความถี่ในการตรวจวัดการส่ายตัวของรถไฟจะพิจารณาระยะเคลื่อนที่ด้านข้างและความเร่งด้านข้างโดยสามารถประมาณการความถี่ในการส่ายตัวเบื้องต้นจากสมการของคลิงเกล ซึ่งจะใช้ความยาวคลื่นไซน์ในการหาค่าความถี่ในการส่ายตัว การคำนวณความยาวคลื่นไซน์ (Wave Length) หาได้จากสมการดังต่อไปนี้ [5]

$$L_0 = 2\pi \sqrt{\frac{r_0 b}{\lambda}} \tag{2}$$

หากกำหนดให้ชุดเพลลาล้อเคลื่อนไปตามแกน x ดังแสดงในรูปที่ 2 ด้วยความเร็ว (V) ความถี่ (f) ในหน่วยเฮิรตซ์ การส่ายของชุดเพลลาล้อคำนวณได้จาก

$$f = \frac{V}{L_0} \tag{3}$$



รูปที่ 2 การส่ายตัวของชุดเพลลาล้อขณะวิ่งบนทางตรง [5]

2. มาตรฐานของอุปกรณ์ที่จะติดตั้งในขบวนรถไฟ

2.1 ระดับการทดสอบอุปกรณ์

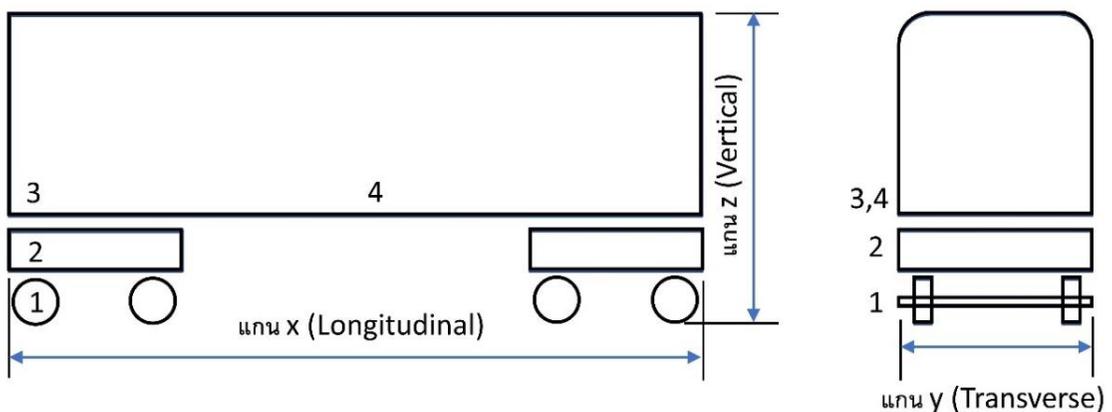
ในทางปฏิบัติ [6] การทดสอบอุปกรณ์ที่จะนำมาติดตั้งในขบวนรถไฟนั้นจะต้องสามารถผ่านเกณฑ์

ของการสั่นสะเทือนและการกระแทกของมาตรฐาน EN 61373 (Railway applications - Rolling stock equipment - Shock and vibration tests) โดยจะแบ่งออกได้เป็น 3 ระดับคือ การทดสอบแบบสุ่มการทำงาน (Functional Random Vibration Tests) การทดสอบจำลองตลอดอายุการใช้งาน (Simulated Long Life Test) และการทดสอบแรงกระแทก (Shock Test) ทั้งนี้การทดสอบระดับที่ 1 จะเป็นการทดสอบขั้นต้นที่แสดงให้เห็นว่าอุปกรณ์ที่นำมาทดสอบสามารถทำงานได้เมื่ออยู่ภายใต้สภาวะการเดินรถปกติ โดยฟังก์ชันการทำงานต้องมีการตกลงร่วมกันระหว่างผู้ผลิตและผู้ใช้งานอุปกรณ์ก่อนเริ่มการทดสอบ สำหรับการทดสอบระดับที่ 2 มีจุดมุ่งหมายเพื่อทดสอบความแข็งแรงทางกลของอุปกรณ์ ในระดับการสั่นสะเทือนที่สูงขึ้นกว่าการใช้งานปกติ ทั้งนี้ฟังก์ชันการใช้งานบางอย่างอาจไม่จำเป็นต้องสมบูรณ์ และการทดสอบระดับที่ 3 ซึ่งเป็นขั้นสุดท้ายมีวัตถุประสงค์เพื่อจำลองเหตุการณ์ที่เกิดจากแรงกระแทกซึ่งเกิดขึ้นไม่บ่อย ถึงแม้ฟังก์ชันการทำงานของอุปกรณ์จะไม่สามารถใช้งานได้ แต่สถานะของสัญญาณต่าง ๆ จะต้องไม่มีการเปลี่ยนแปลง นอกจากนี้ อุปกรณ์ก็จะต้องไม่มีการเคลื่อนตัวจากตำแหน่งยึดหรือเกิดความเสียหาย

2.2 ตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์และย่านการวัดค่าความเร่ง

ในการทดสอบอุปกรณ์ที่จะนำมาติดตั้งในขบวนรถไฟนั้น ตำแหน่งที่ติดตั้งจะมีผลต่อค่าการสั่นสะเทือนที่ใช้ในการทดสอบซึ่งมีอยู่ด้วยกัน 3 ตำแหน่ง คือ ติดตั้งบริเวณชุดเพลาล้อ ติดตั้งบริเวณท้ายแคร่รถไฟ และติดตั้งกับพื้นตู้รถไฟซึ่งแบ่งย่อยได้อีก 2 แบบคือ ติดตั้งแนบกับพื้นตู้รถไฟโดยตรง หรือติดตั้งอยู่ในกล่องก่อนนำไปติดกับพื้น รูปที่ 3 แสดงจุดการติดตั้งอุปกรณ์ซึ่งสามารถกระทำได้ 4 จุด ตารางที่ 2 แสดงช่วงของค่าความเร่งเฉลี่ย (Root Mean Square: RMS) ที่ใช้ในการทดสอบอุปกรณ์ที่นำมาติดตั้งในขบวนรถไฟโดยเฉพาะในส่วนของท้ายแคร่และชุดเพลาล้อโดยแสดงค่าทั้ง 3 ระดับของการทดสอบตามมาตรฐาน EN 61373

นอกจากนี้ จากการใช้สมการที่ (2) และ (3) คำนวณค่าความถี่ได้ 1.3 Hz (คอนทิวรัลวิจเจอร์และความเร็ว 60 km/hr) และมาตรฐาน EN 61373 ได้กำหนดความถี่ในการวัดความเร่งด้านต่ำไว้ที่ 2-5 Hz โดยขึ้นอยู่กับน้ำหนักของชุดเพลาล้อ ดังนั้นจึงกำหนดให้ค่าความถี่ตามมาตรฐานดังกล่าวเป็นค่าที่ใช้ในการอ่านค่าความเร่งของชุดเพลาล้อจากการทดลอง



รูปที่ 3 จุดติดตั้งอุปกรณ์ในขบวนรถไฟ 4 จุด คือ เพลาล้อ ท้ายแคร่ ท้ายตู้รถไฟ และกลางตู้รถไฟ [6]

ตารางที่ 2 ช่วงของค่าความเร่งเฉลี่ย (RMS) ที่ใช้ในการทดสอบอุปกรณ์ตามมาตรฐาน EN 61373 [6]

รูปแบบการทดสอบ	ตำแหน่งที่วัดค่า	ความเร่ง RMS (m/s ²)		
		ความเร่งแกน x (Longitudinal)	ความเร่งแกน y (Transverse)	ความเร่งแกน z (Vertical)
1. สภาวะปกติ	แครร์ถไฟ	2.5	4.7	5.4
	เพลาล้อ	17.0	34.0	38.0
2. การจำลองตลอดอายุใช้งาน	แครร์ถไฟ	20.0	37.0	42.5
	เพลาล้อ	135.0	270.0	300.0
3. กระแทกรุนแรง	แครร์ถไฟ		300.0	
	เพลาล้อ		1000.0	

หมายเหตุ : ค่า Root Mean Square (RMS) คำนวณจากค่าที่วัดได้คูณกับ 0.707



(ก)



(ข)

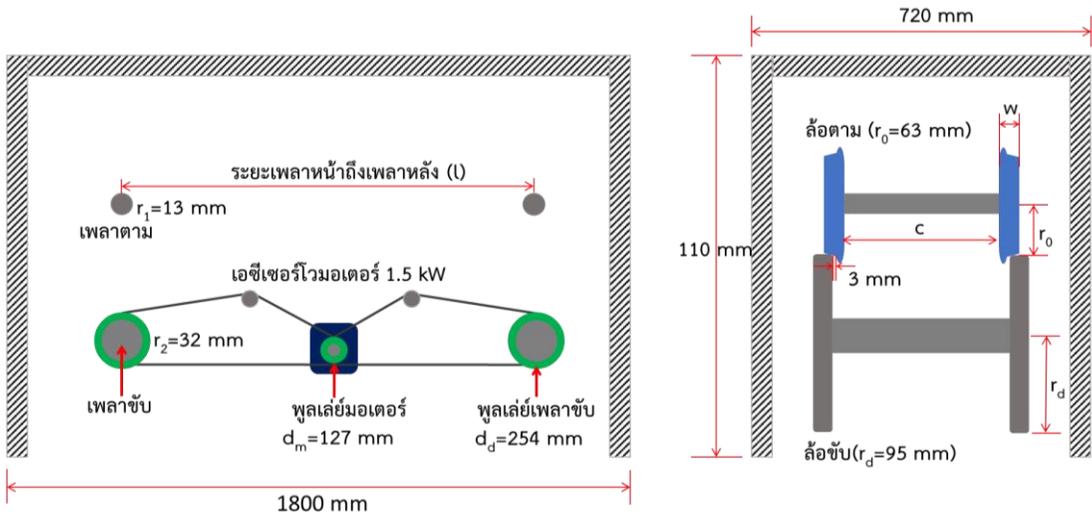


(ค)

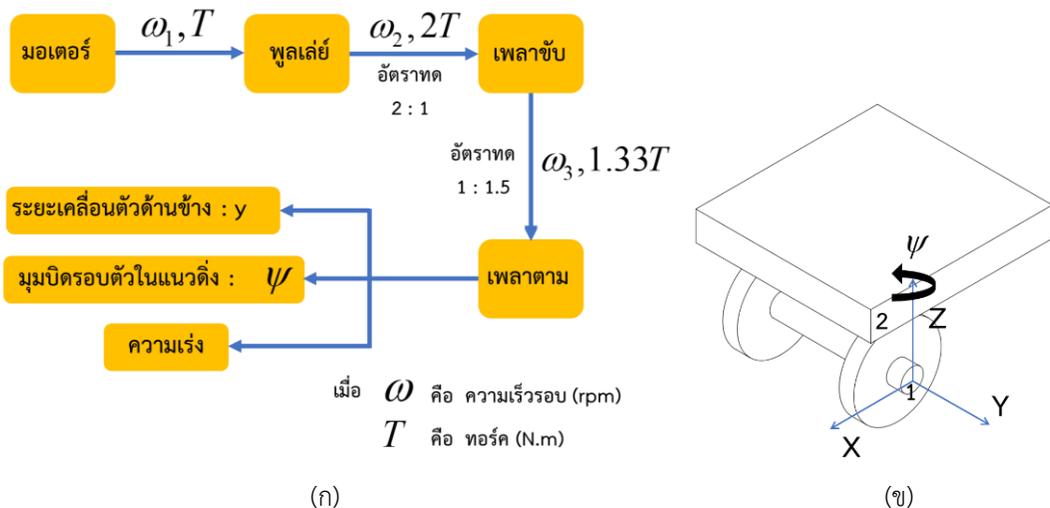
รูปที่ 4 (ก) รถซ่อมบำรุงทางจริง (ข) ชุดแท่นกลิ้ง และ(ค) ชุดทดลองรถซ่อมบำรุงทางจำลอง

ตารางที่ 3 ค่าพารามิเตอร์ของรถซ่อมบำรุงทางจริงและชุดจำลอง

พารามิเตอร์	รถซ่อมบำรุงทางจริง	รถซ่อมบำรุงทางจำลอง
1. น้ำหนักตัวรถ (kg)	17,000	67.5
2. ความยาวตัวรถ (mm)	8,450	1400
3. ความกว้างตัวรถ (mm)	2,875	540
4. ความสูงของตัวรถ (mm)	1,080	219
4. ระยะเพลาน้ำถึงเพลาล้อ (Wheelbase) (mm)	5,000	667
5. ระยะด้านหลังล้อซ้ายถึงล้อขวา (Back to Back) (mm)	923	154
6. รัศมีล้อที่กำหนด (Wheel Radius) (mm)	380	63
7. ความกว้างของล้อ (mm)	135	28
8. คอนทัวร์ล้อ (Wheel Profile)	S1002	S1002
9. ความกว้างทางรถไฟ (Track Gauge) (mm)	1,000	200
10. คอนทัวร์ราง (Rail Profile)	UIC60	UIC60



รูปที่ 5 ขนาดโครงชุดทดลองรถซ่อมบำรุงทางจำลอง รัศมีของเพลาชับและเพลาดำ และเส้นผ่านศูนย์กลางพูลเลย์เพลาชับและมอเตอร์



รูปที่ 6 (ก) พารามิเตอร์ของการวัดสมรรถนะของชุดทดลอง (ข) ระบบพิกัดฉากบอกรหัสทางการวัดความเร่งและมุมบิดในแนวตั้งเพลาล้อ

3. การทดลองรถซ่อมบำรุงทางจำลอง

3.1 วิธีการทดลอง

รูปที่ 4 และตารางที่ 3 แสดงข้อมูลของรถซ่อมบำรุงทางจริงและชุดทดลองรถซ่อมบำรุงทางจำลองบนชุดแท่นกลิ้ง โดยตัวรถซ่อมบำรุงทางจริงมีเพียง 2 เพลลา (Two-Axle Vehicle) และมีระบบรองรับน้ำหนักที่เป็นแขนชนิดยูไฮซีดับเบิลลิงค์ [7] พร้อมทั้งโชคอัพติดตั้งอยู่ ทั้งนี้ ในการประเมิน

เบื้องต้นของค่าตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับการสายตัวสำหรับรถซ่อมบำรุงทาง จะประกอบด้วย ระยะเคลื่อนที่ด้านข้างเพลาล้อ มุมบิดในแนวตั้งเพลาล้อ และความเร่งเชิงเส้นของชุดเพลาล้อ จะอาศัยค่าที่อ่านได้จากการทดลองกับการวิ่งของแคร่รถซ่อมบำรุงทางจำลองวิ่งบนชุดแท่นกลิ้งขนาด กว้างxยาวxสูงเท่ากับ 720x1800x110 mm ที่พัฒนาขึ้นโดยทุนวิจัยของ สำนักงานคณะกรรมการส่งเสริมวิทยาศาสตร์

วิจัยและนวัตกรรม (สกสว.) ดังแสดงในรูปที่ 5 แคร่จำลองที่พัฒนาขึ้นนั้นสามารถวิ่งได้เฉพาะทางตรงเท่านั้นโดยจะมีขนาด 1 ต่อ 6 เทียบกับขนาดจริง มีระบบรองรับน้ำหนักประกอบด้วยแหนบและโซ่คอปที่มีฟังก์ชันการทำงานใกล้เคียงกับการใช้งานจริง มีล้อของแคร่จำลองเป็นคอนทัวร์ S1002 ที่มีรัศมี 63 mm และหนา 28 mm มีล้อของชุดแทนกลิ้ง (รางจำลอง) ที่มีรัศมี 95 mm และหนา 18 mm โดยสร้างตามคอนทัวร์ของราง UIC 60 ในการทดลองนี้เมื่อวางล้อของแคร่จำลองลงบนล้อของชุดแทนกลิ้งจะมีช่องว่างระหว่างบังใบล้อและรางจำลองประมาณ 3 mm ในทางปฏิบัติระยะเคลื่อนที่ด้านข้างเพลาล้อจะอยู่ประมาณ 7-10 mm ก่อนที่บังใบล้อจะชนกับรางรถไฟ [5, 9] ในการทดลองจะใช้เซอร์โวมอเตอร์แบบเอซีเป็นต้นกำลังซึ่งมีกำลังสูงสุดที่ 1.5 kW และสามารถปรับความเร็วรอบได้สูงสุด 1500 rpm โดยมีอัตราทดจากมอเตอร์ (ω_1) ไปยังเพลาชับ (ω_2) เท่ากับ 2 ต่อ 1 โดยอาศัยการส่งกำลังจากมอเตอร์ด้วยพูลเลย์ขนาด 127 mm ดังแสดงในรูปที่ 6 ในงานวิจัยนี้จะเริ่มต้นจากการตั้งค่าความเร็วรอบของเพลาชับไว้ 3 ระดับคือ 200 300 และ 400 rpm และในส่วนของเพลตามซึ่งมีอัตราทดจากเพลาชับไปยังเพลตามเท่ากับ 1 ต่อ 1.5 โดยอาศัยความแตกต่างของล้อขับและล้อตามทำให้ความเร็วรอบของเพลตาม (ω_3) เพิ่มขึ้นเป็น 300 450 และ 600 rpm ซึ่งเมื่อใช้คาร์ตมีล้อตามที่มี 63 mm ค่าประกอบสัดส่วนกายภาพ (Geometry Scaling Factor) เท่ากับ 6 และกฎความเหมือน (Similarity Laws) ด้วยวิธีการของ DLR [8] ซึ่งกำหนดให้ความเร็วของแบบจริงเท่ากับความเร็วแบบจำลองคูณด้วยค่ารากที่สองของค่าประกอบสัดส่วนกายภาพ ($\sqrt{6}$) จะทำให้ได้ความเร็วของรถช่อมบำรุงทางจำลองเท่ากับ 7.12 10.7 และ 14.2 km/hr หรือ คิดเป็นความเร็วของรถ

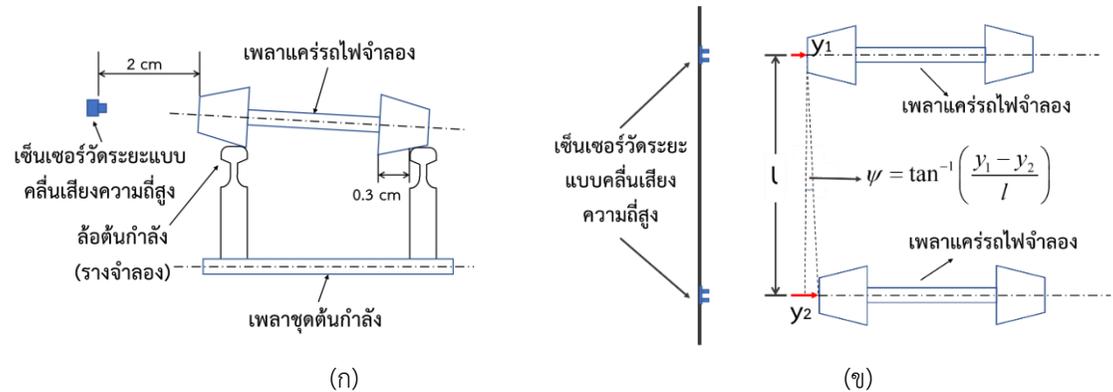
ช่อมบำรุงทางจริงเท่ากับ 17.4 26.2 และ 34.9 km/hr ตามลำดับ ทั้งนี้ถ้าหากต้องการความเร็วในการทดลองให้เท่ากับค่าความเร็วสูงสุดของการวิ่งใช้งานปกติของรถช่อมบำรุงทางบนเส้นทางวิ่งของรถไฟชานเมืองที่ 60 km/hr จะต้องปรับความเร็วรอบของเพลาชับให้ได้ประมาณ 1030 rpm แต่เนื่องจากการสลิปขึ้นที่บริเวณพูลเลย์มอเตอร์จึงไม่สามารถทำความเร็วดังกล่าวได้

3.2 อุปกรณ์และตำแหน่งการวัดระยะเคลื่อนที่ด้านข้างของเพลาล้อ (y) และมุมบิดในแนวตั้งเพลาล้อ (ψ)

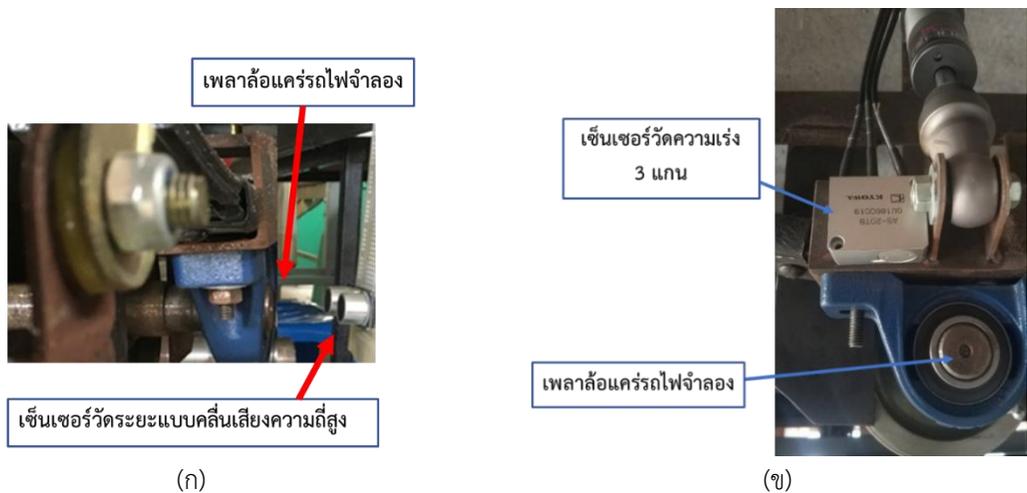
การวัดระยะเคลื่อนที่ด้านข้างเพลาล้อรถช่อมบำรุงทางจำลองจะใช้เซ็นเซอร์วัดระยะแบบคลื่นเสียงความถี่สูง(Ultrasonic Sensor) โดยติดตั้งไว้ที่โครงของชุดแทนกลิ้งที่ระยะห่างจากเพลาล้อ 2 cm ดังรูปที่ 7(ก) และ 8(ก) สำหรับช่วงความถี่ที่ใช้ในการวัดระยะเคลื่อนที่ด้านข้างจะอาศัยการประมาณการโดยใช้สมการที่ (2) และ (3) ซึ่งคำนวณค่าความถี่ได้ 1.3 Hz (คอนทัวร์วิซุอริและความเร็ว 60 km/hr) ผู้วิจัยจึงกำหนดให้มีอัตราการสุ่มตัวอย่างข้อมูล (Sampling Rate) ที่ 10 Hz นอกจากนี้ สำหรับการวัดค่ามุมบิดในแนวตั้งเพลาล้อจะอาศัยค่าผลต่างของการวัดระยะเคลื่อนที่ด้านข้างของชุดเพลตามหน้า (y_1) และเพลตามหลัง (y_2) ในช่วงเวลา 10 s มาคำนวณหาค่ามุมบิดดังกล่าวตามกฎตรีโกณมิติดังรูปที่ 7(ข)

3.3 อุปกรณ์และตำแหน่งการวัดความเร่ง

การวัดการสั่นสะเทือนของเพลาล้อและท้ายแคร่รถช่อมบำรุงทางจำลองจะอาศัยเครื่องมือวัดความเร่ง EDX200-A โดยใช้เซ็นเซอร์แบบวัดความเร่ง 3 แกน (X, Y, Z) ขนาด 10g และมีอัตราสุ่มตัวอย่าง (Sampling Rate) เท่ากับ 500 Hz ดังแสดงในรูปที่ 6 (ข) และ 8(ข)



รูปที่ 7 (ก) ตำแหน่งของเซนเซอร์วัดระยะเคลื่อนที่ด้านข้างเพลาล้อ (ข) วิธีการคำนวณมุมบิดในแนวตั้งของเพลาล้อ



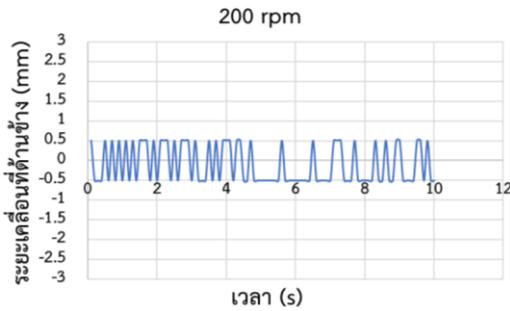
รูปที่ 8 (ก) เซนเซอร์ที่ใช้ในการวัดระยะเคลื่อนที่ด้านข้างเพลาล้อ (ข) เซนเซอร์วัดความเร็ว 3 แกน

ผลการศึกษาและอภิปรายผล

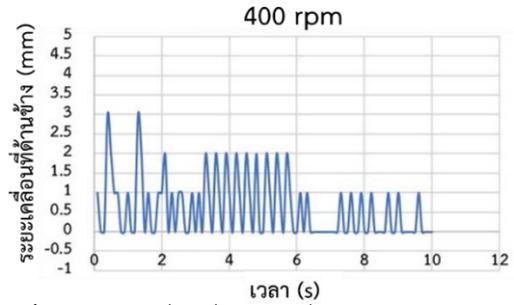
1. ระยะเคลื่อนที่ด้านข้างเพลาล้อ

รูปที่ 9-11 แสดงระยะเคลื่อนที่ด้านข้างของชุดเพลาล้อของแคร่จำลองที่ความเร็วรอบของเพลาล้อ 200 300 และ 400 rpm ในช่วงเวลา 10 s เมื่อเริ่มพิจารณาที่ความเร็ว 200 rpm พบว่า ระยะเคลื่อนที่ด้านข้างจะมีค่าสูงสุด 0.5 mm และมีการส่ายตัวกลับไปกลับมาเป็นแบบคงที่สม่ำเสมอ ในขณะที่ความเร็ว 300 rpm พบว่าการส่ายตัวเริ่มมีการเปลี่ยนแปลงตลอดเวลาที่ทำการวัดโดยมีค่าสูงสุด 2 mm แต่ยังไม่มีความถี่เกิดขึ้นจากการกระทบกันระหว่างบังใบล้อกับรางจำลอง ทั้งนี้ในช่วงเริ่มต้นและในช่วงปลายของการวัด ค่าความเฉื่อยของ

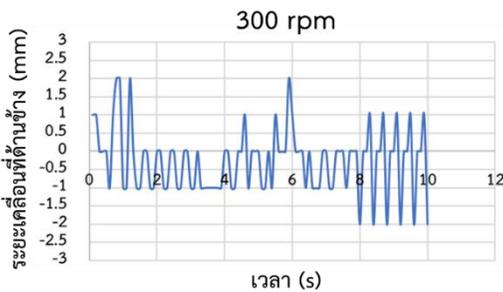
เพลามีผลทำให้กราฟไม่คงที่เหมือนกรณี 200 rpm และเมื่อเพิ่มความเร็ว 400 rpm พบว่า การส่ายตัวจะมีทิศทางไปทางด้านใดด้านหนึ่งโดยเฉพาะโดยมีระยะเคลื่อนที่ด้านข้างสูงสุด 3 mm ซึ่งเท่ากับช่องว่างที่มีอยู่ระหว่างล้อของแคร่จำลองกับล้อของชุดแทนกลิ้ง โดยระยะเคลื่อนที่ด้านข้างก็จะลดลงจึงทำให้ไม่สามารถแสดงค่าความเร็ววิกฤตได้ ทั้งนี้ ที่ความเร็ว 400 rpm (คิดเป็นความเร็วสูงสุดของรถซ่อมบำรุงทางจริงประมาณ 34.9 km/hr) จึงถือเป็นข้อจำกัดของชุดทดลองซึ่งระยะเคลื่อนที่ด้านข้างสูงสุดดังกล่าวจะมีค่าน้อยกว่าระยะเคลื่อนที่ของชุดเพลาล้อที่ความเร็ววิกฤตที่มาจากผลการศึกษาการระยะเคลื่อนที่ด้านข้างของแบบจำลองที่อัตราส่วน 1 ต่อ 4.5 ซึ่งมีค่าอยู่ในช่วง 4.6 ถึง 6.8 mm [10]



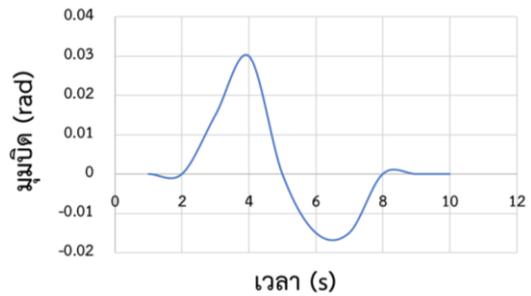
รูปที่ 9 ระยะเคลื่อนที่ด้านข้างที่ 200 rpm



รูปที่ 11 ระยะเคลื่อนที่ด้านข้างที่ 400 rpm



รูปที่ 10 ระยะเคลื่อนที่ด้านข้างที่ 300 rpm



รูปที่ 12 มุมบิดในแนวตั้งเพลาล้อ

ตารางที่ 4 ความเร่งเฉลี่ย RMS ของท้ายแคร่และชุดเพลาล้อรถซ่อมบำรุงทางจำลองทดลองที่ความเร็ว 3 ระดับ

ตำแหน่ง	ความเร็วรอบ (rpm)	ความเร่งในแนวแกน x RMS (m/s ²)	ความเร่งในแนวแกน y RMS (m/s ²)	ความเร่งในแนวแกน z RMS (m/s ²)
ท้ายแคร่	200	17.4	26.3	21.6
	300	22.0	37.5	34.2
	400	23.3	35.3	36.6
ชุดเพลาล้อ	200	44.1	71.0	130
	300	60.5	67.7	217
	400	63.3	66.0	263

2. มุมบิดในแนวตั้งเพลาล้อ

การวัดมุมบิดในแนวตั้งของเพลาล้อ (ψ) ของรถซ่อมบำรุงทางจำลองหาได้จากการนำค่าผลต่างของการวัดระยะเคลื่อนที่ด้านข้างของเพลามาหน้าและเพลามาหลังมาคำนวณโดยอาศัยสูตรตรีโกณมิติ ค่าระยะห่างระหว่างเพลาน้ำหน้าและเพลาลัง (Wheelbase) 667 mm จากการทดลองพบว่าความเร็วทั้ง 3 ระดับมีค่ามุมสูงสุดอยู่ที่ 0.03 rad (1.72°) โดยค่าของการ

วัดแกว่งอยู่ที่ -0.015 rad ถึง 0.03 rad ดังแสดงในรูปที่ 12

3. ความเร่งของท้ายแคร่และชุดเพลาล้อ

ตารางที่ 4 แสดงค่าความเร่งที่อ่านได้จากท้ายแคร่และชุดเพลาล้อของรถซ่อมบำรุงทางจำลองที่ความเร็ว 3 ระดับ เมื่อพิจารณาเฉพาะที่ความเร่งด้านข้าง (Lateral Acceleration) หรือ ความเร่งในแนวแกน y พบว่า ค่าความเร่งด้านข้างเฉลี่ยที่อ่านได้

จากการทดลองอยู่ในย่านที่แนะนำให้ใช้ทดสอบทั้งใน ส่วนของแคร่รถไฟและชุดเพลาล้อ ตัวอย่างเช่น ที่แคร่ รถไฟมีค่ามาตรฐาน 37 m/s^2 และมีค่าการทดลอง 37.5 m/s^2 และที่ชุดเพลาล้อมีค่ามาตรฐาน 270 m/s^2 และมีค่าการทดลอง 67.7 m/s^2 นอกจากนี้ ยังสังเกต ได้ว่าค่าความเร่งด้านข้างเฉลี่ยที่ชุดเพลาล้อมีค่าน้อย กว่าค่าที่กำหนดไว้ในมาตรฐานประมาณ 4 เท่าซึ่งน่าจะมีสาเหตุมาจากการที่ความเร็วที่ใช้ทดลองสูงสุดเท่ากับ 34.9 km/hr ซึ่งต่ำกว่าความเร็วสูงสุดสำหรับการวิ่งของ รถช่อมบำรุงทางที่ 60 km/hr

สรุปผล

การวัดสมรรถนะการวิ่งของรถช่อมบำรุงทาง จำเป็นต้องทราบย่านของค่าที่จะต้องตรวจวัดเพื่อให้ สามารถเตรียมอุปกรณ์ที่จะใช้ได้ถูกต้องโดยรวมถึงการ สอบเทียบอีกด้วย ในงานวิจัยนี้ได้พัฒนาแนวทางการ กำหนดย่านการวัดของตัวแปรขึ้นจำนวน 3 ตัว โดยตัว แรกคือ ระยะเคลื่อนที่ด้านข้างของชุดเพลาล้อที่ ประยุกต์ใช้หลักการทางวิศวกรรมซึ่งพบว่าถ้าวิ่งบน ทางตรงระยะดังกล่าวต้องไม่เกิน 10 mm และทางโค้ง ไม่เกิน 19 mm สำหรับสองตัวแปรที่เหลือคือ มุมบิด รอบตัวในแนวตั้งของเพลาล้อ และความเร่งในแนวแกน Y จะอาศัยข้อมูลจากชุดทดลองรถช่อมบำรุงทางจำลอง ขนาด 1 ต่อ 6 บนชุดแท่นกลิ้งซึ่งจำลองได้เฉพาะการวิ่ง ทางตรงประกอบด้วย มุมบิดรอบตัวในแนวตั้งของเพลาล้อไม่ควรเกิน 1.72° และความเร่งด้านข้างเฉลี่ย หรือ ความเร่งในแกน y ของแคร่ท้ายและชุดเพลาล้อไม่เกิน 37 และ 270 m/s^2 ตามลำดับ ทั้งนี้ชุดทดลองที่ พัฒนาขึ้นในงานวิจัยนี้มีข้อจำกัดในการทำความเร็วไม่เกิน 34.9 km/hr ซึ่งจำเป็นจะต้องได้รับการปรับปรุง เพื่อให้สามารถทำความเร็วได้เกินค่าความเร็ววิกฤตซึ่ง จะทำทราบเสถียรภาพการวิ่งของรถช่อมบำรุงทางได้

กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบคุณ ทุนสนับสนุนการ พัฒนาวิทยาศาสตร์ วิจัยและนวัตกรรม มหาวิทยาลัย เทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี ภายใต้กองทุนส่งเสริม วิทยาศาสตร์วิจัย และนวัตกรรม ประจำปีงบประมาณ พ.ศ. 2564 (รหัสทุน ววน. FRB640013 และรหัส โครงการวิจัย FR64E0704C.5)

เอกสารอ้างอิง

1. Garg VK, Dukkipati RV. Dynamics of Railway Vehicle Systems. 1st Edition. Cambridge: Academic Press. September 1984.
2. Promla S. Requirement for Red-Line Commuter Rail System Project. Paper presented at: Train Performance Calculation and Design Meeting; 21 Mar 24; Faculty of Engineering, Rajamangala University of Technology Thanyaburi, Thailand.
3. Ahmadian M, Yang S. Effect nonlinearities on locomotive bogie hunting stability. Vehicle System Dynamics. International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. 1998;29(6):365-84.
4. Siwakosit W. Principle of Railway Engineering. 2nd Edition. Bangkok: Kasetsart University Press. 2020.
5. Iwniki S. Handbook of Railway Vehicle Dynamics 1st Edition. Boca Raton: CRC Press; 2006.
6. CENELEC. Railway applications - Rolling stock equipment - Shock and vibration tests. BS EN 61373. Brussels: British Standard; 2010.

7. Matej J, Seňko J, Awrejcewicz J. Dynamic properties of two-axle freight wagon with UIC double-link suspension as a non-smooth system with dry friction. *Applied Non-Linear Dynamical Systems Springer Proceedings in Mathematics & Statistics*. 2014;93:255-68.
8. Gretzschel M, Jaschinski A. Design of an active wheelset on a scaled roller rig. *Vehicle System Dynamics*. 2004;41(5):365-81.
9. Siahkouhi M, Dadgostar Y, Jing G. Investigation of lateral displacement of the train due to passing from nose rail of high speed turnout. *7th International Conference on Recent Advances in Railway Engineering*. Tehran-Iran. 2021.
10. Visayataksin N, Sooklamai M. Railway bogie vibration analysis by mathematical simulation model and a scaled four-wheel railway bogie set. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018.