

การศึกษาความเสียดทานบนหน้าสัมผัสระหว่างล้อกับรางภายใต้การกลิ้งและการไถล

The Experimental Study on Friction Characteristics of Wheel-Rail
Interface under Rolling and Sliding



นายพรกมล นวเสลา
นายวิศ เข็มอนุสุข
นายสิทธิพันธ์ สอนสุจิตรา

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมขนส่งทางราง
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2559

การศึกษาความเสียดทานบนหน้าสัมผัสระหว่างล้อกับรางภายใต้การกลิ้งและการไถล

The Experimental Study on Friction Characteristics of Wheel-Rail
Interface under Rolling and Sliding



นายพรกมล นวเสลา
นายวิศ เข้มอนุสุข
นายสิทธิพันธ์ สอนสุจิตรา

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมขนส่งทางราง

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2559

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The Experimental Study on Friction Characteristics of Wheel-Rail Interface under Rolling and Sliding



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
BACHELOR OF ENGINEERING IN RAIL TRANSPORTATION ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2016

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2559

สาขาวิชาวิศวกรรมขนส่งทางราง คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การศึกษาความเสียดทานบนหน้าสัมผัสระหว่างล้อกับรางภายใต้การกลิ้งและการไถล

The Experimental Study on Friction Characteristics of Wheel-Rail Interface under Rolling and Sliding

ผู้จัดทำ

- | | |
|---------------------------------|-----------------------|
| 1. นาย นายพรกมล นวเสลา | รหัสประจำตัว 56010800 |
| 2. นาย วริศ เข็มอนุสุข | รหัสประจำตัว 56011087 |
| 3. นาย นายสิทธิพันธ์ สอนสุจิตรา | รหัสประจำตัว 56011311 |



อาจารย์ที่ปรึกษา

(รศ.ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาความเสียหายบนหน้าสัมผัสระหว่างล้อกับรางภายใต้การกลิ้งและการไถล

นายพรกมล	นวเสลา	56010800
นายวิริศ	เข็มอนุสุข	56011087
นายสิทธิ์พันธ์	สอนสุจิตรา	56011311
รศ.ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์	อาจารย์ที่ปรึกษา	
ปีการศึกษา 2559		

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้อธิบายถึงอิทธิพลของการกลิ้งในหน้าสัมผัสล้อและรางภายใต้สภาวะที่แตกต่างกัน ในการทดสอบใช้คู่ทดสอบเหล็กคาร์บอน S45C เพื่อเป็นวัสดุทดสอบแทนล้อราง เครื่องทดสอบความเสียหายถูกออกแบบและสร้างขึ้นเพื่อหาค่าความเสียหายบนหน้าสัมผัสของคู่ทดสอบ ในการทดสอบ มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงที่กาลัง 350 วัตต์และความเร็วรอบ 300-510 รอบต่อนาที ถูกใช้เพื่อขับเพลานาตเส้นผ่านศูนย์กลาง 17 มิลลิเมตร และคู่ทดสอบมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 30 มิลลิเมตร หนา 10 มิลลิเมตร การทดสอบจะถูกทำด้วยเงื่อนไขที่แตกต่างกันเช่นผิวสัมผัสของคู่ทดสอบภายใต้ผิวแบบแห้งระหว่างหน้าสัมผัสล้อรางและผิวสัมผัสภายใต้เงื่อนไขแบบเปียกโดยใช้หัวฉีดน้ำที่ถูกติดตั้งบริเวณคู่ทดสอบเพื่อทำให้เกิดอัตราการไหลที่ 150 มิลลิตรต่อนาที นอกจากนี้น้ำหนักขนาด 8.25, 16.90 และ 25.65 กิโลกรัมถูกวางเหนือคู่ทดสอบเพื่อทำให้เกิดความดันในหน้าสัมผัส และในงานวิจัยนี้ได้ผลลัพธ์ของความเสียหายในแต่ละเงื่อนไขจากการทดลองเพื่อทดสอบหาพฤติกรรมของความเสียหาย จากผลลัพธ์ของการทดสอบ ความดันในหน้าสัมผัสภายใต้เงื่อนไขแบบแห้งมีผลกับการเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายเล็กน้อย โดยความดันในหน้าสัมผัสจาก 1.1083 GPa ถึง 1.5973 GPa เพิ่มขึ้นประมาณ 6.9% สำหรับเงื่อนไขแบบแห้ง ในทางตรงกันข้ามค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายจะลดประมาณ 4.9% สำหรับเงื่อนไขแบบเปียก และการเพิ่มขึ้นของอัตราการไถลจาก 0.2% ถึง 2% สำหรับเงื่อนไขแบบแห้ง และอัตราการไถลจาก 0.2% ถึง 2% สำหรับเงื่อนไขแบบเปียก ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายเพิ่มขึ้นเป็นอย่างมากประมาณ 83.2% และ 45.8% ตามลำดับ นอกจากนี้ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายมีแนวโน้มลดลงเมื่อความเร็วเพิ่มมากขึ้นในทั้งเงื่อนไขแบบแห้งและแบบเปียก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The Experimental Study on Friction Characteristics of Wheel-Rail Interface under Rolling and Sliding

Phornkamon Navasalao 56010800

Warit Khemanusuk 56011087

Sitthipan Sornsuchitra 56011311

Assoc.Prof.Dr.Mongkol Mongkolwongrojn Advisor
Year 2559

ABSTRACT

This paper describes the influence of rolling of rail-wheel interface under different conditions. In this experiment has twin-disc with carbon steels S45C specimens are used as a test model for rail-wheel system. The friction test machine for rail-wheel was designed and constructed to be able to obtain friction on rail-wheel interface under rolling and conditions. For test set up, DC motors 350 watt and 300-510 rpm, were used to drive 17 mm diameter of shafts and twin-disc specimens have a diameter 30 mm with thickness 10 mm. The test run were performed with different conditions such as the contact of twin discs under both dry contact between wheel rail interface and contact surface under wet condition which the supply nozzle of pure water is installed near specimens to make flow rate at 150 mL/min. Furthermore 8.25 , 16.90 and 25.65 kg, loads applied over specimens to set contact pressure. In this research, the friction coefficient were obtained experimentally to investigate the friction characteristics. According to the results of experiment, contact pressure under dry condition have slightly affected on friction coefficient. The increase of contact pressure from 1.1083 GPa to 1.5973 GPa, the friction coefficient is increased by 6.9% for dry condition. On the other hand friction coefficient is decreased by 4.9% for wet condition. And the increase of slip ratio from 0.2% to 2% for dry condition and 0.2% to 2% for wet condition have affected on friction coefficient to increase by 83.2% and 45.8% respectively. The friction coefficient trends to decrease for the increasing of speed on both dry and wet conditions.

กิตติกรรมประกาศ

รายงานฉบับนี้สำเร็จลงได้ด้วยดี เนื่องด้วย ความเอาใจใส่ แนะนำ และการช่วยเหลือในด้านต่าง ๆ เสมอมาจาก รศ.ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์อาจารย์ ที่ปรึกษา ซึ่งต้องขอขอบพระคุณเป็นอย่างมาก ขอขอบคุณ ดร.เปี่ยมภูมิ สฤกพฤกษ์อาจารย์ ประจำภาควิชาวิศวกรรมไฟฟ้า ที่เอื้อเพื่อให้ยืม เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ใน โครงการนี้ อีกทั้งยังให้ ความช่วยเหลือด้านต่างๆในการทำโครงการ

นายพรกมล นวเสลา
นายวิศ เชื้อมอนุสุข
นายสิทธ์พันธ์ สอนสุจิตรา



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

หน้า

บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา.....	1
1.3 สมมุติฐานของการศึกษา.....	1
1.4 ขอบเขตการศึกษา.....	1
1.5 ขั้นตอนการศึกษา.....	2
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	2
บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	3
2.1 ความดันสัมผัส(contact pressure).....	3
2.2 ทฤษฎีเกี่ยวกับการออกแบบเพลลา.....	7
2.2.1 วัสดุเพลลา.....	8
2.2.2 ขนาดของเพลลา.....	8
2.2.3 การออกแบบเพลลาสำหรับภาระคงที่(Static load).....	11
บทที่ 3 การคำนวณการออกแบบ.....	17
3.1 คำนวณความดันหน้าสัมผัสของรถไฟจริง CSR SDA3 (U20).....	17
3.2 คำนวณแรงกดบนหน้าสัมผัสของเครื่องทดสอบ.....	18
3.3 คำนวณความดันหน้าสัมผัสของชั้นทดสอบล้อและราง.....	19
3.4 การออกแบบเพลลา.....	20
บทที่ 4 เครื่องทดสอบความเสียดทาน.....	24
4.1 ส่วนประกอบหลัก.....	24
4.2 ขนาดของวัสดุทดสอบ.....	25
4.3 ขั้นตอนการเตรียมการ.....	26
บทที่ 5 วิธีการทดลอง.....	28
บทที่ 6 ผลการทดลอง.....	30
บทที่ 7 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ.....	46
7.1 สรุปผลการทดลอง.....	46
7.2 ข้อเสนอแนะ.....	47
เอกสารอ้างอิง.....	49
ภาคผนวก.....	50

สารบัญรูป

หน้า

รูปที่ 2.1 แสดงลักษณะส่วนประกอบของเพลลา.....	7
รูปที่ 2.2 แสดงกราฟเพื่อหาค่า K_t และ K_{ts}	12
รูปที่ 2.3 แสดงกราฟเพื่อหาค่า q	13
รูปที่ 2.4 แสดงกราฟเพื่อหา q_{shear}	13
รูปที่ 3.1 แสดง free-body diagram ของเพลลา.....	18
รูปที่ 3.2 แสดง free-body diagram ของเพลลา.....	20
รูปที่ 4.1 แสดงภาพจำลองเครื่องทดสอบความเสียดทาน.....	24
รูปที่ 4.2 แสดงภาพ Drawing ของเครื่องทดสอบ.....	25
รูปที่ 4.3 แสดงขนาดวัสดุทดสอบแบบหน้าสัมผัสแบนและหน้าสัมผัสโค้ง.....	25
รูปที่ 4.4 แสดงภาพเครื่องทดสอบความเสียดทาน.....	26
รูปที่ 4.5 ภาพแสดงสเตรนเกจบนเพลลาขับ.....	27
รูปที่ 4.6 แหวนลื่น.....	27
รูปที่ 4.7 เครื่องขยายสัญญาณสเตรนเกจ.....	27
รูปที่ 4.8 อาคูนไน์.....	27
รูปที่ 6.1 ความดันหน้าสัมผัส 1.5973 GPa ความเร็ว $V_w = 485$ RPM, $V_r = 486$ RPM (อัตราการไถล 0.2 %) สภาวะแห้ง.....	30
รูปที่ 6.2 ความดันหน้าสัมผัส 1.3943 GPa ความเร็ว $V_w = 485$ RPM, $V_r = 486$ RPM (อัตราการไถล 0.2 %) สภาวะแห้ง.....	30
รูปที่ 6.3 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_w = 485$ RPM, $V_r = 486$ RPM (อัตราการไถล 0.2 %) สภาวะแห้ง.....	31
รูปที่ 6.4 ความดันหน้าสัมผัส 1.5973 GPa ความเร็ว $V_w = 485$ RPM, $V_r = 486$ RPM (อัตราการไถล 0.2 %) สภาวะเปียก.....	32
รูปที่ 6.5 ความดันหน้าสัมผัส 1.3943 GPa ความเร็ว $V_w = 485$ RPM, $V_r = 486$ RPM (อัตราการไถล 0.2 %) สภาวะเปียก.....	32
รูปที่ 6.6 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_w = 485$ RPM, $V_r = 486$ RPM (อัตราการไถล 0.2 %) สภาวะเปียก.....	33
รูปที่ 6.7 ความดันหน้าสัมผัส 1.5973 GPa ความเร็ว $V_w = 485$ RPM, $V_r = 488$ RPM (อัตราการไถล 0.2 %) สภาวะแห้ง.....	34
รูปที่ 6.8 ความดันหน้าสัมผัส 1.5973 GPa ความเร็ว $V_w = 400$ RPM, $V_r = 401$ RPM (อัตราการไถล 0.25%) สภาวะแห้ง.....	34
รูปที่ 6.9 ความดันหน้าสัมผัส 1.5973 GPa ความเร็ว $V_w = 300$ RPM, $V_r = 301$ RPM (อัตราการไถล 0.33%) สภาวะแห้ง.....	35
รูปที่ 6.10 ความดันหน้าสัมผัส 1.5973 GPa ความเร็ว $V_w = 485$ RPM, $V_r = 486$ RPM (อัตราการไถล 0.2%) สภาวะเปียก.....	36

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญเข้าเห็นฉบับนี้โปรดแจ้งคืนด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 6.11 ความดันหน้าสัมผัส 1.5973 GPa ความเร็ว $V_w = 400$ RPM, $V_r = 402$ RPM (อัตราการไหล 0.5%) สภาวะเปียก.....	36
รูปที่ 6.12 ความดันหน้าสัมผัส 1.5973 GPa ความเร็ว $V_w = 300$ RPM, $V_r = 301$ RPM (อัตราการไหล 0.33%) สภาวะเปียก.....	37
รูปที่ 6.13 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_w = 485$ RPM, $V_r = 486$ RPM (อัตราการไหล 0.2 %) สภาวะแห้ง.....	38
รูปที่ 6.14 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_w = 500$ RPM, $V_r = 495$ RPM (อัตราการไหล 1.16-0.78 %) สภาวะแห้ง.....	38
รูปที่ 6.15 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_w = 500$ RPM, $V_r = 490$ RPM (อัตราการไหล 2.1-1.71 %) สภาวะแห้ง.....	39
รูปที่ 6.16 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_w = 485$ RPM, $V_r = 486$ RPM (อัตราการไหล 0.2 %) สภาวะเปียก.....	40
รูปที่ 6.17 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_w = 510$ RPM, $V_r = 505$ RPM (อัตราการไหล 1.16-0.78 %) สภาวะเปียก.....	40
รูปที่ 6.18 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_w = 510$ RPM, $V_r = 500$ RPM (อัตราการไหล 2.1-1.71 %) สภาวะเปียก.....	41
รูปที่ 6.19 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_w = 500$ RPM, $V_r = 495$ RPM (อัตราการไหล 1.16-0.78 %) สภาวะแห้ง.....	42
รูปที่ 6.20 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_w = 400$ RPM, $V_r = 395$ RPM (อัตราการไหล 1.16-0.78 %) สภาวะแห้ง.....	42
รูปที่ 6.21 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_w = 510$ RPM, $V_r = 500$ RPM (อัตราการไหล 2.1-1.71 %) สภาวะเปียก.....	43
รูปที่ 6.22 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_w = 400$ RPM, $V_r = 390$ RPM (อัตราการไหล 2.1-1.71 %) สภาวะเปียก.....	43
รูปที่ 6.23 แสดงกราฟระหว่างสภาวะแห้งกับเปียก ที่ความดันหน้าสัมผัสเปลี่ยน แต่ความเร็วและอัตราการไหลคงที่.....	44
รูปที่ 6.24 แสดงกราฟระหว่างสภาวะแห้งและเปียก ที่ความเร็วต่างกัน แต่ความดันหน้าสัมผัสและอัตราการไหลคงที่.....	44
รูปที่ 6.25 แสดงกราฟระหว่างสภาวะแห้งและเปียก ที่อัตราการไหลต่างกัน ความดันหน้าสัมผัสและความเร็วคงที่.....	45
รูปที่ 6.26 แสดงกราฟที่ความเร็วต่างๆ ที่ความดันหน้าสัมผัสและอัตราการไหล(1%)เท่ากันในสภาวะแห้ง...45	
รูปที่ 6.27 แสดงกราฟที่ความเร็วต่างๆ ที่ความดันหน้าสัมผัสและอัตราการไหล(2%)เท่ากันในสภาวะเปียก.46	

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 2.1 หาค่า β	6
ตารางที่ 2.2 แสดงขนาดระบุเพลามาตรฐาน.....	9
ตารางที่ 2.3 แสดงขนาดแปรงตัวกลม.....	10
ตารางที่ 2.4 แสดงขนาดแปรงสี่เหลี่ยมจัตุรัส.....	10
ตารางที่ 2.5 แสดงการหาค่า K_{tS} ของเพลากลวง.....	12
ตารางที่ 2.6 แสดงFactorของค่า k_a	14
ตารางที่ 2.7 แสดงค่า k_a จากอุณหภูมิต่างๆ.....	15
ตารางที่ 2.8 แสดงการหาค่า k_e	16
ตารางที่ 3.1 แสดงค่าTensileStrengthของเหล็กชนิดต่างๆ.....	22



บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ในอุตสาหกรรมและการให้บริการรถไฟ สิ่งหนึ่งที่มีความสำคัญมากและต้องมีการซ่อมบำรุงอย่างต่อเนื่องคือล้อและรางของรถไฟ ซึ่งเป็นส่วนที่รับน้ำหนักกดจากตัวของรถไฟทั้งหมด โดยในปัจจุบันมีอุบัติเหตุเกิดขึ้นเกี่ยวกับการตกรางมากมายทั้งในประเทศและต่างประเทศ ตัวอย่างเช่น เมื่อวันที่ 8 มีนาคม 2543 รถไฟสาย Japanese Tokyo Metro Line เกิดอุบัติเหตุตกรางโดยได้มีการตรวจสอบพบว่าเกิดอุบัติเหตุในขณะที่ฝนตกหนักและมีการชะลอความเร็ว โดยพบว่ามีความอัตราการไถลในขณะนั้นอยู่ในช่วง 0-2 % จึงจะเห็นได้ว่าสาเหตุหนึ่งซึ่งทำให้เกิดอุบัติเหตุคือ ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของหน้าสัมผัสระหว่างล้อและราง โดยพฤติกรรมที่เกิดขึ้นนั้นยากที่จะคาดการณ์ค่าที่แน่ชัดได้ จึงนำมาซึ่งกระบวนการศึกษาและทดลองพฤติกรรมของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานต่อสภาวะต่างๆ

1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา

เพื่อสร้างเครื่องทดสอบและแสดงค่าประสิทธิภาพความเสียดทานในสภาวะต่างๆ โดยศึกษาความเสียดทานและอัตราการไถลบนหน้าสัมผัสระหว่างล้อและรางภายใต้เงื่อนไขดังต่อไปนี้ ได้แก่ ความเร็ว น้ำหนักกดบนหน้าสัมผัส สภาวะแห้งและเปียก เป็นต้น ซึ่งเก็บผลออกมาเป็นกราฟตามสภาวะต่างๆ และนำมาวิเคราะห์เปรียบเทียบพฤติกรรมการเพิ่มขึ้นและลดลงของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานในสภาวะต่างๆ โดยเครื่องทดสอบยังสามารถทดลองในสภาวะอื่น ๆ นอกเหนือจากสภาวะข้างต้น ได้แก่ การไถล สารหล่อลื่นต่างๆ ที่ถูกใช้งานกับรางรถไฟ และการสึกหรอ เป็นต้น

1.3 สมมุติฐานของการศึกษา

งานวิจัยนี้ศึกษาเกี่ยวกับความเสียดทานในหน้าสัมผัสของล้อและรางโดยใช้วัสดุทดสอบที่กลิ้งขึ้นเพื่อจำลองหน้าสัมผัสล้อและรางรถไฟในรูปทรงกระบอกสั้นหรือจาน ในกรณีไม่มีแรงด้านข้างมากระทำต่อรางและไม่คิดแรงในความโค้งตามแนวขวาง ซึ่งให้ล้อนั้นสัมผัสกับหน้ารางทำมุม 0 องศากับราง โดยไม่มีมีการส่ายตัวในแนวด้านข้างระหว่างพื้นที่หน้าสัมผัส นอกจากนี้ยังศึกษาในเงื่อนไขการทดลองที่อุณหภูมิห้อง และความดันบรรยากาศปกติ

1.4 ขอบเขตการศึกษา

ผู้ออกแบบได้ออกแบบเครื่องทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน เพื่อศึกษาพฤติกรรมของสัมประสิทธิ์ความเสียดทานในเงื่อนไขต่างๆ ได้แก่ ประการแรกความเร็วที่แตกต่างกันเพื่อเป็นศึกษารณีที่รถไฟวิ่งในความเร็วไม่สูงมากและในกรณีที่ความเร็วเปลี่ยนแปลงให้สูงขึ้นเล็กน้อยได้แก่ 300RPM(0.471m/s), 400RPM(0.628 m/s), 485PPM(0.762 m/s), 500(0.785 m/s) และ 510RPM(0.801 m/s) จะมีผลต่อสัมประสิทธิ์ความเสียดทานในหน้าสัมผัสระหว่างล้อและรางในแต่ละความเร็วที่เปลี่ยนแปลงไปอย่างไร ประการที่สองความดันในหน้าสัมผัสที่แตกต่างกัน เพื่อศึกษารณีพฤติกรรมความเสียดทานที่เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เปลี่ยนไปเนื่องจากล้อและรางที่ถูกกระทำด้วยโหดจากรถไฟที่ทั้งในค่าความดันปกติของรถไฟรุ่น CSR SDA3 (U20) มีน้ำหนักกดเพลลา 20 ตัน กับ รางUIC54 และในกรณีโอเวอร์โหดเนื่องจากน้ำหนักที่มากเกินไป ประการสุดท้ายอัตราการไถลที่แตกต่างกัน ซึ่งการไถลของล้อรถไฟนั้นเกิดขึ้นได้ในหลายกรณี เนื่องมาจาก ความไม่สัมพันธ์กันแม้เพียงเล็กน้อยของความเร็วหน้าในหน้าสัมผัสระหว่างล้อและรางโดยสามารถหาค่าความแตกต่างกันออกมาในรูปของร้อยละค่าอัตราการไถล เพื่อเป็นการทำความเข้าใจในความสัมพันธ์ของค่าอัตราการไถล โดยทั้งนี้ทุกเงื่อนไขที่กล่าวมาจะถูกทดลองภายใต้สภาวะแห้งและสภาวะเปียก โดยจะมีการเพิ่มน้ำลงไปบนระหว่างหน้าสัมผัส โดยจำลองมาจากการที่พื้นที่หน้าสัมผัสระหว่างล้อและรางรถไฟนั้นจะสามารถมีน้ำเข้ามาแทรกตัวอยู่ระหว่างหน้าสัมผัสที่แท้จริงในบางบริเวณที่ไม่สัมพันธ์กันของพื้นที่หน้าสัมผัส โดยงานวิจัยนี้ได้ ทำการศึกษาเสมือนในกรณีที่มีฝนตกลงมาบนผิวราง ซึ่งทำให้ความเสียดทานในหน้าสัมผัสล้อและรางนั้น เปลี่ยนแปลงไปและนำมาซึ่งปัญหาล้อรถไฟไถลได้

1.5 ขั้นตอนของการศึกษา

1. ศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้อง
2. ศึกษาการเคลื่อนที่ของล้อบนรางรถไฟ
3. เขียนแบบของชุดทดลองและกำหนดอุปกรณ์
4. จัดซื้ออุปกรณ์
5. สร้างชุดทดลอง
6. ทดลองเครื่องและปรับปรุงแก้ไข
7. สรุปผลการทดลอง

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. เข้าใจในพฤติกรรมของความเสียดทานบนหน้าสัมผัสที่เปลี่ยนแปลงไปจากการเปลี่ยนแปลงตัวแปรบางตัวที่ส่งผลต่อค่าความเสียดทาน เนื่องจากการศึกษาและทดสอบค่าความเสียดทานบนหน้าสัมผัสระหว่างคู่อล้อและรางทดสอบ
2. หลังจากการศึกษาและเก็บข้อมูลจากการทดสอบจะสามารถหาแนวโน้มที่แสดงถึงรูปแบบการเปลี่ยนแปลงไปของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานตามการเพิ่มขึ้นและลดลงของตัวแปรบางตัวที่ส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะทำให้สามารถทำการคาดการณ์แนวโน้มค่าความเสียดทานได้ในตามสภาวะต่างๆที่เปลี่ยนแปลงไป ส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน จะทำให้สามารถคาดการณ์แนวโน้มค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานได้ในตามสภาวะต่างๆที่เปลี่ยนแปลงไป

บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 ความดันสัมผัส (contact pressure)

เนื่องจากพื้นที่สัมผัสถูกสมมุติให้มีขนาดเล็กมาก ดังนั้นวัตถุทั้งสองสามารถพิจารณาเป็นอนันต์ (semi-infinite) เมื่อเทียบกับขนาดพื้นที่สัมผัส ความดันสัมผัส (contact pressure) ที่เกิดขึ้นสมมุติให้อยู่ภายใต้เงื่อนไขดังต่อไปนี้

(1) แรงกระทำรวม F_n มีค่าเท่ากับแรงดันรวมแนวตั้งที่เกิดจากความดันสัมผัส p บนพื้นที่สัมผัส ซึ่งหาได้จากสมการ

$$F_n = \iint p dx dy \quad (2.1)$$

(2) ส่วนประกอบของวัตถุที่อยู่ห่างไกลมากๆ จากพื้นที่สัมผัส จะถือว่าไม่มีการเสียรูปเกิดขึ้นหรือความเครียดมีค่าเป็นศูนย์

(3) ความเค้นตั้งฉากในบริเวณที่อยู่นอกพื้นที่สัมผัสถือว่ามีค่าเท่ากับศูนย์

(4) ความเค้นตั้งฉากในบริเวณพื้นที่สัมผัสและกระทำบนวัตถุทั้งสอง จะถือว่ามีค่าเท่ากันแต่มีทิศทางตรงกันข้าม หรือมีความสมดุล

(5) ความเค้นเฉือน τ_{xz} และ τ_{yz} บนพื้นผิวของวัตถุทั้งสองมีค่าเป็นศูนย์ จากเงื่อนไขข้างต้น จะเป็นจริงได้นั้นต้องมีการสมมุติฟังก์ชันของความดันสัมผัสขึ้นมา ซึ่งความดันสัมผัสต้องเป็นฟังก์ชันแบบกำลังสองของตัวแปร x และ y ดังนั้นฟังก์ชันการกระจายความดันสัมผัสในบริเวณพื้นที่สัมผัสมีค่าดังนี้

$$p = p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (2.2)$$

โดยที่ p_0 คือค่าคงที่ ส่วน a และ b คือค่าครึ่งหนึ่งของความยาวแกนหลักและแกนรองของพื้นที่สัมผัส (พื้นที่วงรี)

ซึ่งผลของความดันในสมการ (1) สามารถนำมาหาฟังก์ชันการกระจายได้ดังนี้

$$u = \frac{1-\nu^2}{\pi E} \sqrt{L - M(x)^2 - N(y)^2} \quad (2.3)$$

เมื่อ E คือค่าโมดูลัสความยืดหยุ่น (modulus of elasticity) ν คืออัตราส่วนพัวของ (poisson's ratio) และ

$$M = \frac{\pi p_0 ab}{2} \int_0^\infty \frac{dw}{\sqrt{(a^2 + w)^3 (b^2 + w) w}} = \frac{\pi p_0 b}{e^2 a^2} (K_e - E_e)$$

$$N = \frac{\pi p_0 ab}{2} \int_0^\infty \frac{dw}{\sqrt{(a^2 + w)^3 (b^2 + w) w}} = \frac{\pi p_0 b}{e^2 a^2} \left(\left(\frac{a}{b}\right)^2 E_e - K_e \right)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$L = \frac{\pi p_0 ab}{2} \int_0^\infty \frac{dw}{\sqrt{(a^2+w)^3(b^2+w)w}} = \pi p_0 b K_e \quad (2.4)$$

โดยที่ E_e และ K_e คือค่าอาร์กิวเมนต์การอินทิเกรตวงรีสมบูรณ์ ซึ่งมีค่าแสดงในภาคผนวก ก ส่วน

$$e = \sqrt{1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2}, \quad b < a \text{ จากการใช้งานสมการ (2) ฟังก์ชันการกระจาย}$$

$$u^i + u^j = \frac{L - M(x)^2 - N(y)^2}{\pi E^{ij}} \quad (2.5)$$

โดยที่

$$\frac{1}{E^{ij}} = \frac{1 - (v^i)^2}{E^i} + \frac{1 - (v^j)^2}{E^j} \quad (2.6)$$

เนื่องจากรูปทรงของการกระจายความดันเป็นครึ่งวงรีตัน (semi-ellipsoidal) จากผลการอินทิเกรตพบว่า

$$F_n = \frac{2}{3} p_0 \pi ab \quad (2.7)$$

จากการใช้สมการ (1) และ (4) สามารถพิสูจน์ได้ดังนี้

$$p = \frac{3F_n}{2\pi ab} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 + \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (2.8)$$

จากการใช้สมการ $u^i + u^j = \delta - A(x)^2 + B(y)^2$ และ (4) สามารถเขียนในเทอม $u^i + u^j$ ได้ดังนี้

$$u^i + u^j = \frac{L - M(x)^2 - N(y)^2}{\pi E^{ij}} \quad (2.9)$$

$$\delta = \frac{L}{\pi E^{ij}} = \frac{p_0 b}{E^{ij}} K_e \quad (2.10)$$

$$A = \frac{M}{\pi E^{ij}} = \frac{p_0 b}{E^{ij} e^2 a^2} (K_e - E_e) \quad (2.11)$$

$$B = \frac{N}{\pi E^{ij}} = \frac{p_0 b}{E^{ij} e^2 a^2} \left(\frac{a}{b}\right)^2 (E_e - K_e) \quad (2.12)$$

จากการใช้สมการเหล่านี้ สามารถสร้างความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$\frac{B}{A} = \frac{R_1}{R_2} = \frac{\left(\frac{a}{b}\right)^2 E_e - K_e}{K_e - E_e}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\sqrt{AB} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1}{R_1 R_2}} = \frac{p_0}{E^{ij}} \frac{b}{a^2 e^2} \sqrt{\left(\frac{a}{b}\right)^2 (E_e - K_e)} \quad (2.13)$$

ค่าครึ่งของความยาวแกนหลักและแกนรองของพื้นที่สัมผัสมีค่าดังนี้

$$a = m(3\pi F_n \frac{(K_1+K_2)}{4K_3})^{\frac{1}{3}} \quad (2.14)$$

$$b = n(3\pi F_n \frac{(K_1+K_2)}{4K_3})^{\frac{1}{3}} \quad (2.15)$$

เมื่อ K_1 และ K_2 คือค่าที่ขึ้นกับคุณสมบัติของวัสดุของวัตถุทั้งสองและสามารถหาได้จากสมการข้างล่างนี้

$$K_1 = \frac{1-(v^i)^2}{\pi E^i}, K_2 = \frac{1-(v^j)^2}{\pi E^j} \quad (2.16)$$

ในสมการ (13) และ (14) ค่า K_3 คือค่าคงที่ที่ขึ้นอยู่กับคุณสมบัติทางเรขาคณิตของวัตถุทั้งสองและมีค่าดังนี้

$$K_3 = A + B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1^i} + \frac{1}{R_2^i} + \frac{1}{R_1^j} + \frac{1}{R_2^j} \right) \quad (2.17)$$

ส่วนค่าคงที่ m และ n นั้นหาได้จากตาราง 6.1 ที่เฮิร์ตเป็นผู้จัดทำขึ้นมา ซึ่งมีค่าเหล่านี้จะเป็นฟังก์ชันขึ้นอยู่กับ θ คือ

$$\theta = \cos^{-1} \left(\frac{K_4}{K_3} \right) \quad (2.18)$$

โดยที่

$$K_4 = B - A = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{1}{R_1^i} - \frac{1}{R_2^i}\right)^2 + \left(\frac{1}{R_1^j} - \frac{1}{R_2^j}\right)^2 + 2 \left(\frac{1}{R_1^i} - \frac{1}{R_2^i}\right) \left(\frac{1}{R_1^j} - \frac{1}{R_2^j}\right) \cos 2\varphi} \quad (2.19)$$

ในการคำนวณด้วยคอมพิวเตอร์มีความจำเป็นต้องใช้สมการที่ใช้ในการหาค่า m และ n เพราะมีความสะดวกมากกว่า ดังนั้น Berzeri จึงได้ใช้หลักการอินเทอร์โพลชันสร้างสมการดังนี้

$$m = A_m \tan \left(\theta - \frac{\pi}{2} \right) + \frac{B_m}{\theta c^m} + D_m$$

$$n = \frac{1}{A_m \tan \left(\theta - \frac{\pi}{2} \right)} + B_n \theta^{c^n} + D_n \sin \theta \quad (2.20)$$

เมื่อ θ มีหน่วยเป็นเรเดียน และค่าสัมประสิทธิ์ A_k, B_k, C_k และ D_k ($k = i, j$) มีค่าดังในตาราง 6.2 ซึ่งผลจากการสมการ (19) พบว่าให้ความแม่นยำเป็นที่น่าพอใจ จากการใช้สมการ (9) และ (14) เฮิร์ตได้สร้างสมการแสดงความสัมพันธ์แรงกดกับการเสียดรูปรวมขึ้นมาดังนี้ (Hertz force law)

$$F_n = K_h \delta^{\frac{3}{2}} = \frac{4\beta}{3(K_1+K_2)\sqrt{K_3}} \delta^{\frac{3}{2}} \quad (2.22)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยค่าคงที่ β สามารถหาได้จากตาราง 2.1

Coefficients Used for the Closed-Form Functions m and n

Coeff.	Value	Coeff.	Value
A_m	-1.086419052477	A_n	-0.773444080706
B_m	-0.106496432832	B_n	0.256695354565
C_m	1.350000000000	C_n	0.200000000000
D_m	1.057885958251	D_n	-0.280958376499

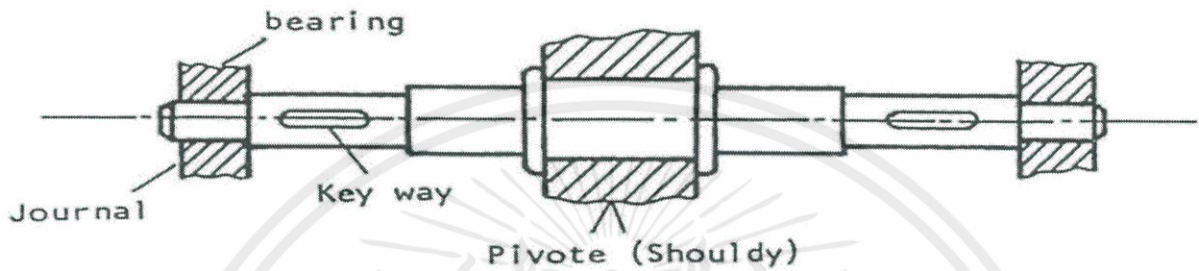
Source: Shabana, A.A., Berzeri, M., and Sany, J.R., *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 123, 168, 2001. With permission.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2 ทฤษฎีเกี่ยวกับการออกแบบเพลลา

เพลลาเป็นชิ้นส่วนเครื่องมือกล ที่มีความสำคัญของระบบส่งผ่านกำลัง กำลังที่ส่งผ่านเพลลาอยู่ในรูปของ โมเมนต์แรงบิด (Torque) ในการส่งกำลังผ่านระหว่างเพลลาหนึ่งไปยังอีกเพลลาหนึ่งจำเป็นต้องอาศัยตัวกลาง เช่น เฟือง โช้ สายพาน ฯลฯ ดังนั้นจึงเกิดแรงซึ่งเกิดจากการขบกันของเฟือง แรงเนื่องจากการฉุดของโช้ หรือแรงดึงของสายพานมากกระทำต่อเพลลาอันเป็นผลให้เกิดโมเมนต์ดัด (Bending moments) ขึ้นบนเพลลาด้วย ดังนั้นขณะที่เพลลาทำหน้าที่ส่งผ่านกำลังเพลลาจะรับทั้งโมเมนต์บิดและโมเมนต์ดัดพร้อมๆกัน



รูปที่ 2.1 แสดงลักษณะส่วนประกอบของเพลลา

พิจารณาถึงการออกแบบเพลลา โดยเฉพาะเพลลาอาจมีชื่อเรียกแตกต่างกันไปตามลักษณะของการทำงานดังต่อไปนี้ คือ

- 1.) เพลลา (Shaft) เป็นชิ้นส่วนที่มีการหมุนและใช้ในการส่งกำลัง
- 2.) แกน (Axle) เป็นชิ้นส่วนลักษณะเดียวกับเพลลาแต่ไม่มีการหมุน ส่วนมากเป็นตัวรองรับชิ้นงานที่หมุน เช่น ล้อ ล้อสายพาน เป็นต้น อย่างไรก็ตามทั้งเพลลา และแกนที่นิยมเรียกรวมกันว่า “เพลลา” ไม่ว่าจะชิ้นส่วนนั้นจะหมุนหรือหยุดนิ่งก็ตาม
- 3.) เพลลาแนว (Line Shaft) หรือเพลลาส่งกำลัง (Power Transmission Shaft) หรือเพลลาเมน (Main Shaft) เป็นเพลลาซึ่งต่อตรงจากเครื่องต้นกำลัง และใช้ในการส่งกำลังไปยังเครื่องจักรกลอื่น ๆ โดยเฉพาะ
- 4.) เพลลาอาจจะรับแรงดึง แรงกด แรงบิด หรือแรงดัด หรือแรงหลายอย่างรวมกันได้ ดังนั้นการคำนวณจึงต้องใช้ความเค้นผสมเข้าช่วย แรงเหล่านี้ยังอาจมีการเปลี่ยนแปลงขนาดตลอดเวลา ทำให้เพลลาเสียหายเพราะความล้าได้ ฉะนั้นจึงต้องออกแบบเพลลาให้มีความแข็งแรงเพียงพอสำหรับการใช้งานในลักษณะนี้ นอกจากนั้นเพลลาจะต้องมีความแข็งแรง (Rigidity) เพียงพอเพื่อลดมุมบิดภายในเพลลาให้อยู่ในขีดจำกัดที่พอเหมาะ ระยะโก่ง (Deflection) ของเพลลาเป็นสิ่งสำคัญในการกำหนดขนาดของเพลลาเช่นเดียวกัน เพราะถ้าเพลลา มีระยะโก่งมากก็จะเกิดการแกว่งขณะหมุน ทำให้ความเร็ววิกฤต (Critical Speed) ของเพลลาลดลง ซึ่งอาจทำให้เพลลา มีการสั่นอย่างรุนแรงในขณะที่ความเร็วของเพลลาเข้าใกล้ความเร็ววิกฤตนี้ได้ ระยะโก่งนี้ยังมีผล

ต่อการเลือกชนิดของที่รองรับเพลลา เช่น บอลแบร์ริง (Ball Bearing) ก็ต้องมีการเอียงแนว (Misalignment) ในการใช้งานที่พอมะเหมาะกัเพลลาด้วย

2.2.1 วัสดุเพลลา

วัสดุที่ใช้ทำเพลลาโดยทั่วไป คือ เหล็กกล้าละมุน (Mild Steel) แต่ถ้าต้องการให้มีความเหนียวและความหนาทนทานต่อแรงกระตุกเป็นพิเศษแล้วมักจะใช้เหล็กกล้าผสมโลหะอื่น เพื่อใช้ทำเพลลา เช่น 17Cr3 16MnCr5 20MnCr5 ตาม DIN EN 10084 เป็นต้น เพลลาที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางโต กว่า 90 มม. มักจะกลึงมาจากเหล็กกล้าคาร์บอน ซึ่งผ่านการรีดร้อน อย่งไรก็ตามเพื่อให้เพลลามีราคาถูกลงที่สุด ผู้ออกแบบควรพยายามเลือกใช้เหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดา ก่อนที่จะเลือกใช้เหล็กกล้าชนิดอื่น

2.2.2 ขนาดของเพลลา

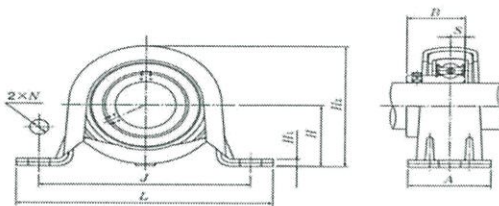
เพื่อให้เพลลามีมาตรฐานเหมือนกัน องค์การมาตรฐานระหว่างประเทศจึงได้กำหนดมาตรฐานของเพลลา ซึ่งเป็นขนาดระบุ (Normal Size) ใน ISO/R 775-1969 เอาไว้ให้สำหรับผู้ออกแบบเลือกใช้ ทั้งนี้เพื่อให้สามารถซื้อได้ทั่วไป นอกจากนี้ยังเป็นขนาดที่สอดคล้องกับขนาดของแบร์ริงที่ใช้รองรับเพลลาด้วยขนาดระบุของเพลลา

ตารางที่ 2.2 แสดงขนาดระบุเพลตามมาตรฐาน ISO/R 775-1969

ขนาดระบุของเพลตามมาตรฐาน ISO/R 775-1969					
ลำดับที่	ขนาดระบุ (มม.)	ลำดับที่	ขนาดระบุ (มม.)	ลำดับที่	ขนาดระบุ (มม.)
1	6	16	55	31	160
2	7	17	60	32	170
3	8	18	65	33	180
4	9	19	70	34	190
5	10	20	75	35	200
6	12	21	80	36	220
7	14	22	85	37	240
8	18	23	90	38	260
9	20	24	95	39	280
10	25	25	100	40	300
11	30	26	110	41	320
12	35	27	120	42	340
13	40	28	130	43	360
14	45	29	140	44	380
15	50	30	150	45	400

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

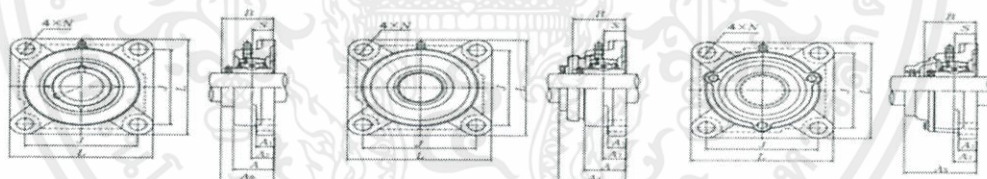
**Pillow blocks pressed steel housing with rubber ring
Set screw type**



Shaft dia. mm inch	Unit number	Nominal dimensions									Bolt size mm inch	Bearing number
		mm										
		inch										
12 1/2	ASRPP201 ASRPP201-008	25.4 1	98 3 7/32	76 3	32 1 1/4	9.5 3/8	3.2 0.126	50.5 2	22 0.8661	6 0.236	M 8 5/16	AS201 AS201-008
15 9/16 5/8	ASRPP202 ASRPP202-009 ASRPP202-010	25.4 1	98 3 7/32	76 3	32 1 1/4	9.5 3/8	3.2 0.126	50.5 2	22 0.8661	6 0.236	M 8 5/16	AS202 AS202-009 AS202-010
17 1 1/16	ASRPP203 ASRPP203-011	25.4 1	98 3 7/32	76 3	32 1 1/4	9.5 3/8	3.2 0.126	50.5 2	22 0.8661	6 0.236	M 8 5/16	AS203 AS203-011
20 3/4	ASRPP204 ASRPP204-012	28.6 1 1/8	108 4 1/4	86 3 3/8	32 1 1/4	11.5 29/64	4 0.157	56.6 2 1/32	25 0.9843	7 0.276	M10 3/8	AS204 AS204-012
25 1 7/16 7/8 15/16 1	ASRPP205 ASRPP205-013 ASRPP205-014 ASRPP205-015 ASRPP205-100	33.3 1 1/8 1 1/8 1	117 4 11/32 4 11/32	95 3 3/4 3 3/4	38 1 1/2	11.5 29/64	4 0.157	66.3 2 5/8 1.0630	27 7.5	7.5 0.295	M10 3/8	AS205 AS205-013 AS205-014 AS205-015 AS205-100
30 1 1/16 1 1/8 1 3/16	ASRPP206 ASRPP206-101 ASRPP206-102 ASRPP206-103	39.7 1 5/16 1 5/16 1 3/16	129 5 3/32 5 3/32	106 4 11/16 4 11/16	42 1 21/32	11.5 29/64	4.6 0.181	78 3 1/16 1.1417	29 0.315	8 0.315	M10 3/8	AS206 AS206-101 AS206-102 AS206-103

ตารางที่ 2.3 แสดงขนาดเบร้งตัวกลม

**Square flanged units cast housing
Set screw type**



Press steel dust cover type (Open end)
S-UCF...D1

Cast dust cover type (Open end)
C-UCF...D1

Shaft dia. mm inch	Unit number	Nominal dimensions										Bolt size mm inch	Bearing number
		mm											
		inch											
12 1/2	UCF201D1 UCF201-008D1	86 3 3/8	64 2 11/16	15 19/32	11 1 1/8	25.5 1	12 1 1/2	33.3 1 1/16	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC201D1 UC201-008D1	
15 9/16 5/8	UCF202D1 UCF202-009D1 UCF202-010D1	86 3 3/8	64 2 11/16	15 19/32	11 1 1/8	25.5 1	12 1 1/2	33.3 1 1/16	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC202D1 UC202-009D1 UC202-010D1	
17 1 1/8	UCF203D1 UCF203-011D1	86 3 3/8	64 2 11/16	15 19/32	11 1 1/8	25.5 1	12 1 1/2	33.3 1 1/16	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC203D1 UC203-011D1	
20 3/4	UCF204D1 UCF204-012D1	86 3 3/8	64 2 11/16	15 19/32	11 1 1/8	25.5 1	12 1 1/2	33.3 1 1/16	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC204D1 UC204-012D1	
25 1 3/8 7/8 15/16 1	UCF205D1 UCF205-013D1 UCF205-014D1 UCF205-015D1 UCF205-100D1	95 3 3/4	70 2 3/4	16 3/8	13 1/2	27 1 1/16	12 1 1/2	35.8 1 13/32	34.1 1.3425	14.3 0.563	M10 3/8	UC205D1 UC205-013D1 UC205-014D1 UC205-015D1 UC205-100D1	
30 1 1/16 1 1/8 1 3/16 1 1/4	UCF206D1 UCF206-101D1 UCF206-102D1 UCF206-103D1 UCF206-104D1	108 4 1/4	83 3 1/8	18 5/8	13 1/2	31 1 1/2	12 1 1/2	40.2 1 5/8	38.1 1.5000	15.9 0.626	M10 3/8	UC206D1 UC206-101D1 UC206-102D1 UC206-103D1 UC206-104D1	

ตารางที่ 2.4 แสดงขนาดเบร้งสี่เหลี่ยมจัตุรัส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2.3 การออกแบบเพลาสําหรับภาระคงที่ (Static Load)

Fluctuating Stresses

เนื่องจาก bending moment ที่ตำแหน่งใดตำแหน่งหนึ่งบนเพลานี้ จะเปลี่ยนแปลงไปเมื่อเพลานําน ดังนั้นความเค้นที่เกิดในเพลานี้จึงมีลักษณะเปลี่ยนแปลงเป็นคาบกลับไป-กลับมา

$$\text{Midrange component} \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2.22)$$

$$\text{Alternating component} \quad \sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad (2.23)$$

$$\text{Stress ratio} \quad R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (2.24)$$

$$\text{Amplitude ratio} \quad A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (2.25)$$

สมการข้างต้นอาจเปลี่ยนความเค้น σ เป็นค่าอื่นๆ เช่น Bending moment M หรือ Torque T ได้

Shaft Stresses

ภาระที่เพลารับมักจะมีมาจาก bending moment และแรงบิด โดยแรงในแนวแกนมักจะมีค่าน้อย ความเค้นที่เกิดในเพลานี้ได้จาก

$$\begin{aligned} \text{Bending stress} \quad \sigma_a &= K_f \frac{M_a c}{I} && \text{(กรณีเพลาดันกลม)} && \sigma_a &= K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \\ \sigma_m &= K_f \frac{M_m c}{I} && && \sigma_m &= K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \end{aligned} \quad (2.26)$$

$$\begin{aligned} \text{Shear stress} \quad \tau_a &= K_{fs} \frac{T_a c}{J} && && \tau_a &= K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \\ \tau_m &= K_{fs} \frac{T_m c}{J} && && \tau_{am} &= K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \end{aligned} \quad (2.27)$$

M : ส่วนประกอบกลาง

a : ส่วนประกอบสลับ

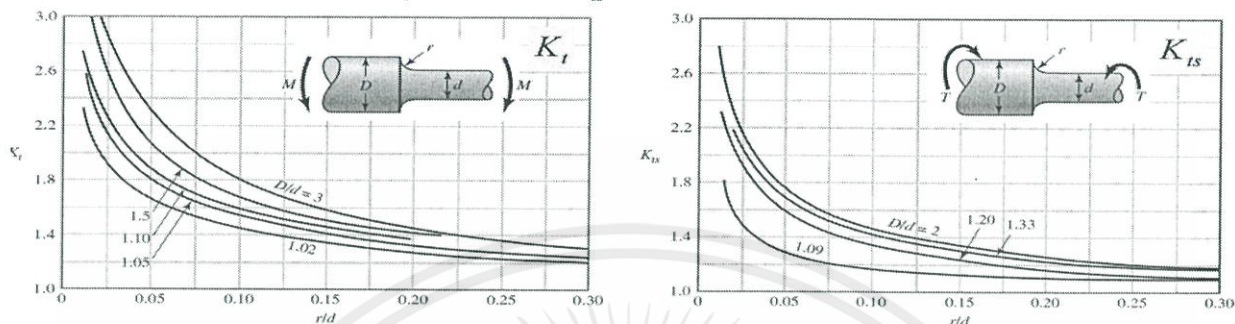
K_f : ปัจจัยความเค้นของแรงดัด

K_{fs} : ปัจจัยความเค้นของแรงบิด

Stress Concentrations

เมื่อรูปร่างของเพลามีการเปลี่ยนแปลง เช่นการทำให้ shoulders, holes, grooves จะเกิด stress Concentration ขึ้น ทำให้ Stress เพิ่มมากขึ้นในบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลง

Stress concentration factor K_t (bending) and K_{ts} (torsion) for round shaft with shoulder fillet



รูปที่ 2.2 แสดงกราฟเพื่อหาค่า K_t และ K_{ts}

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \qquad K_{fs} = 1 + q_{shear}(K_{ts} - 1) \qquad (2.28)$$



The maximum stress occurs on the inside of the hole, slightly below the shaft surface. The nominal shear stress is $\tau_0 = T D / 2J_{net}$, where J_{net} is a reduced value of the second polar moment of area and is defined by

$$J_{net} = \frac{\pi A(D^4 - d^4)}{32}$$

Values of A are listed in the table. Use $d = 0$ for a solid bar.

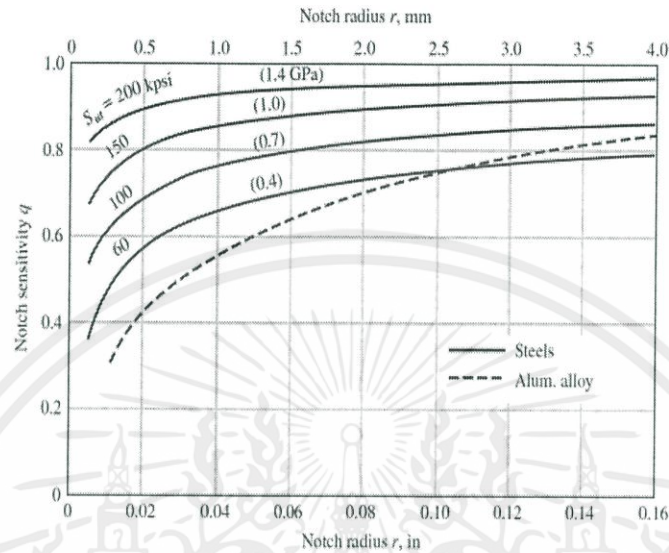
a/D	d/D									
	0.9		0.8		0.6		0.4		0	
	A	K_{ts}	A	K_{ts}	A	K_{ts}	A	K_{ts}	A	K_{ts}
0.05	0.96	1.78							0.95	1.77
0.075	0.95	1.82							0.93	1.71
0.10	0.94	1.76	0.93	1.74	0.92	1.72	0.92	1.70	0.92	1.68
0.125	0.91	1.76	0.91	1.74	0.90	1.70	0.90	1.67	0.89	1.64
0.15	0.90	1.77	0.89	1.75	0.87	1.69	0.87	1.65	0.87	1.62
0.175	0.89	1.81	0.88	1.76	0.87	1.69	0.86	1.64	0.85	1.60
0.20	0.88	1.96	0.86	1.79	0.85	1.70	0.84	1.63	0.83	1.58
0.25	0.87	2.00	0.82	1.86	0.81	1.72	0.80	1.63	0.79	1.54
0.30	0.80	2.18	0.78	1.97	0.77	1.76	0.75	1.63	0.74	1.51
0.35	0.77	2.41	0.75	2.09	0.72	1.81	0.69	1.63	0.68	1.47
0.40	0.72	2.67	0.71	2.25	0.68	1.89	0.64	1.63	0.63	1.44

ตารางที่ 2.5 แสดงการหาค่า K_{ts} ของเพลากลวง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Notch-sensitivity, q

ค่า K_t จากตารางก่อนหน้าเป็นค่าที่คำนวณได้ทฤษฎี แต่ในความเป็นจริง วัสดุต่างชนิดกันก็มีความไวต่อการเปลี่ยนแปลงรูปร่าง (Notch-sensitivity, q) ไม่เท่ากัน ดังนั้นค่าที่ใช้คำนวณจึงปรับจาก K_t เป็น K_f โดยความสัมพันธ์

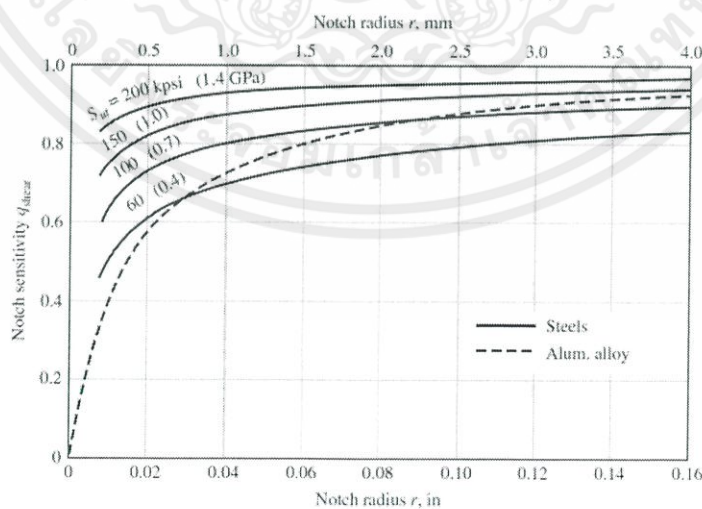


รูปที่ 2.3 แสดงกราฟเพื่อหา q

Notch-sensitivity, q_{shear}

ค่า K_{ts} ก็ต้องปรับแก้เป็น K_{fs} เช่นกัน โดยใช้ค่า Notch-sensitivity for , q_{shear} ดังแสดงด้วย ความสัมพันธ์

$$K_{fs} = 1 + q_{shear}(K_{ts} - 1) \quad (2.29)$$



รูปที่ 2.4 แสดงกราฟเพื่อหา q_{shear}

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The Endurance Limit

Tensile strength, S_{ut} : ความเค้นสูงสุดที่เกิดเมื่อทดสอบดึงวัสดุ

Fatigue strength, S_f : ความเค้นที่ทำให้วัสดุแตกหัก เมื่อได้รับความเค้นกลับไป-กลับมาจำนวน N รอบ

Endurance limit, S_e : ซีตจำกัดความทนทานเมื่อวัสดุได้รับความเค้นน้อยกว่าความเค้นนี้จะไม่เกิดความเสียหาย ไม่ว่าจะรับความเค้นไปกี่รอบก็ตาม

ค่า endurance limit ที่ได้จากการทดลอง ถูกปรับแก้ไขโดย factor ต่างๆดังสมการ

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

$$S'_e = \begin{cases} 0.5(S_{ut}) & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi (700 MPa)} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Surface factor, $k_a = a S_{ut}^b$

ชิ้นงานทดสอบจะมีการขัดอย่างดี ถ้าเป็นชิ้นงานทั่วไปจะต้องมี Factor นี้เพิ่มขีดเซยผลของสภาพผิว

Surface Finish	Factor a		Exponent b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Ground	1.34	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	-0.265
Hot-rolled	14.4	57.7	-0.718
As-forged	39.9	272.	-0.995

ตารางที่ 2.6 แสดง Factor ของค่า k_a

Size factor, k_b

k_b หาจากการทดลอง และสามารถคำนวณได้จาก

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d < 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ in} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d < 254 \text{ m} \end{cases}$$

สำหรับ axial loading จะไม่มี size effect $k_b = 1$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Loading factor, k_c

Fatigue test ทำกับ rotating bending load, กรณี load ชนิดอื่นจะต้องมีตัวปรับแก้

$$k_c = \begin{cases} 1 & : & \text{bending} \\ 0.85 & : & \text{axial} \\ 0.59 & : & \text{pure torsion} \end{cases}$$

กรณี torsion + bending ให้ใช้ $k_c = 1$

Temperature factor, k_d

เป็นผลจากการเปลี่ยนแปลง tensile strength เมื่ออุณหภูมิเปลี่ยนแปลงไป

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-3})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4$$

Temperature, °C	S_T/S_{RT}	Temperature, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1000	0.698
550	0.672	1100	0.567
600	0.549		

ตารางที่ 2.7 แสดงค่าหา k_d จากอุณหภูมิต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Reliability factor, k_e

เนื่องจากข้อมูลของ endurance limit มาจากการทดลอง ซึ่งก็มีการกระจายตัวของข้อมูล

Reliability, %	Transformation Variate z_σ	Reliability Factor k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

ตารางที่ 2.8 แสดงการหาค่า k_e

Miscellaneous factor, k_f

หากมีปัจจัยอื่นที่พิจารณาแล้วว่ามีผลต่อการลดลงของ endurance limit นอกเหนือจากที่กล่าวมาข้างต้น เช่น กระบวนการผลิต การกัดกร่อน (corrosion) ความถี่ของแรงกระทำ ให้เพิ่ม k_f เข้าไปกรณีที่ไม่มีปัจจัยอื่นๆ ที่มีผล ใช้ $k_f = 1$ (ไม่คิดค่า k_f)

สมการที่ใช้ในการคำนวณ

Soderberg Equations

$$d = \left\{ \frac{32f_s}{\pi} \left[\left(\frac{K_{fs}T_a}{S_e} + \frac{K_{fs}T_m}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{K_f M_a}{S_e} + \frac{K_f M_m}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.30)$$

แบบไม่คิดโมเมนต์กับแรงบิดสลั้บ

$$d = \left\{ \frac{32f_s}{\pi} \left[\left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M_a}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.31)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

การคำนวณการออกแบบ

3.1 คำนวณความดันหน้าสัมผัสของรถไฟจริง CSR SDA3 (U20)

ค่าที่ใช้ในการคำนวณความดันบนหน้าสัมผัส

$i=\text{wheel}$, $j=\text{rail}$

$$\frac{1}{R_1^i} = \frac{1}{0.5335}$$

$$\frac{1}{R_2^i} = 0$$

$$\frac{1}{R_1^j} = 0$$

$$\frac{1}{R_2^j} = \frac{1}{0.3}$$

$$F_{n_1} = 98100 \text{ N} \quad ; \text{ น้ำหนักปกติ} = 10 \text{ tons}$$

$$F_{n_2} = 196200 \text{ N} \quad ; \text{ น้ำหนักมากกว่าปกติ 2 เท่า} = 20 \text{ tons}$$

$$F_{n_3} = 294300 \text{ N} \quad ; \text{ น้ำหนักมากกว่าปกติ 3 เท่า} = 30 \text{ tons}$$

$$\text{Poisson's ratio} = 0.3$$

$$\text{Young's modulus} = 207 \text{ GPa}$$

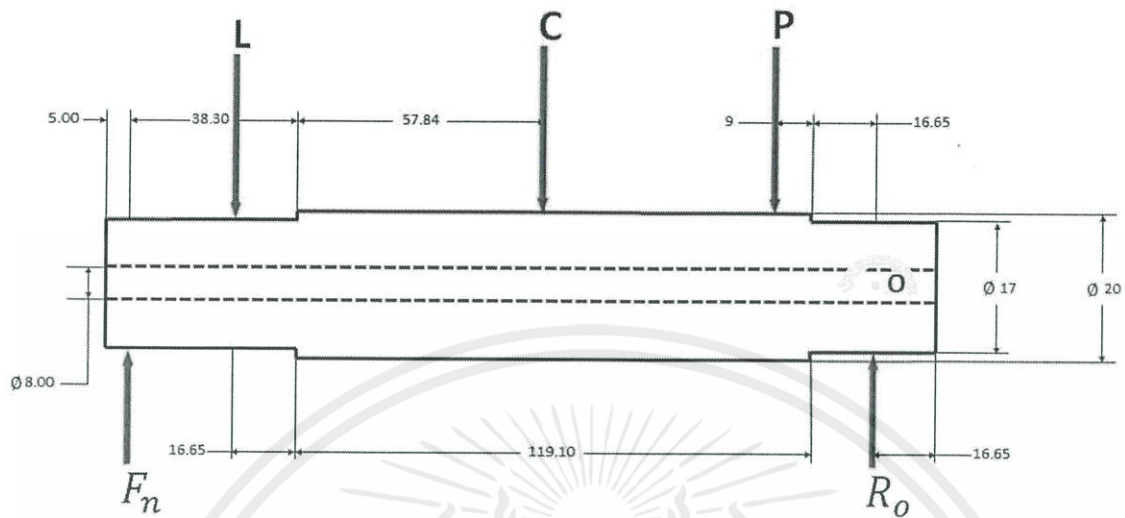
จะสามารถคำนวณหาค่า

$$p_{0_1} = 1.1178 \text{ GPa}$$

$$p_{0_2} = 1.4084 \text{ GPa}$$

$$p_{0_3} = 1.6122 \text{ GPa}$$

3.2 คำนวณแรงกดบนหน้าสัมผัสของเครื่องทดสอบ



รูปที่ 3.1 แสดง free-body diagram ของเพลลา

C คือน้ำหนักเพลลา รวมแรงทั้งหมดกดลงจุด CG

P คือน้ำหนักของมู่เเลย์ขนาด

L คือตุ้มน้ำหนักกด

$$P = 1.5 \times 9.81 = 14.715 \text{ N}$$

$$C = 0.44 \times 9.81 = 4.3164 \text{ N}$$

$$L_1 = 8.25 \times 9.81 = 80.9325 \text{ N}$$

$$L_2 = 16.9 \times 9.81 = 165.789 \text{ N}$$

$$L_3 = 25.65 \times 9.81 = 251.6265 \text{ N}$$

คำนวณโมเมนต์รอบจุด F_n จะได้ค่า R_o

$$R_{o1} = 27.09 \text{ N}$$

$$R_{o2} = 39.72 \text{ N}$$

$$R_{o3} = 52.49 \text{ N}$$

จากนั้นหาผลรวมแรงของเพลลา คือ $\Sigma F_y = 0$ ทำให้ได้ค่า F_n

$$F_{n1} = 72.87 \text{ N}$$

$$F_{n2} = 1145.10 \text{ N}$$

$$F_{n3} = 218.17 \text{ N}$$

3.3 คำนวณความดันหน้าสัมผัสของชิ้นทดสอบล้อและราง

ค่าที่ใช้ในการคำนวณความดันบนหน้าสัมผัสของชิ้นทดสอบ

$i = \text{wheel}$, $j = \text{rail}$

$$\frac{1}{R_1^i} = \frac{1}{0.015}$$

$$\frac{1}{R_2^i} = 0$$

$$\frac{1}{R_1^j} = \frac{1}{0.015}$$

$$\frac{1}{R_2^j} = \frac{1}{0.015}$$

$$F_{n1} = 72.87 \text{ N}$$

$$F_{n2} = 1145.10 \text{ N}$$

$$F_{n3} = 218.17 \text{ N}$$

$$\text{Poisson's ratio} = 0.29$$

$$\text{Young's modulus} = 200 \text{ GPa}$$

จะสามารถคำนวณหาค่า

$$p_{01} = 1.1083 \text{ GPa} \quad ; \text{error} = 0.85\%$$

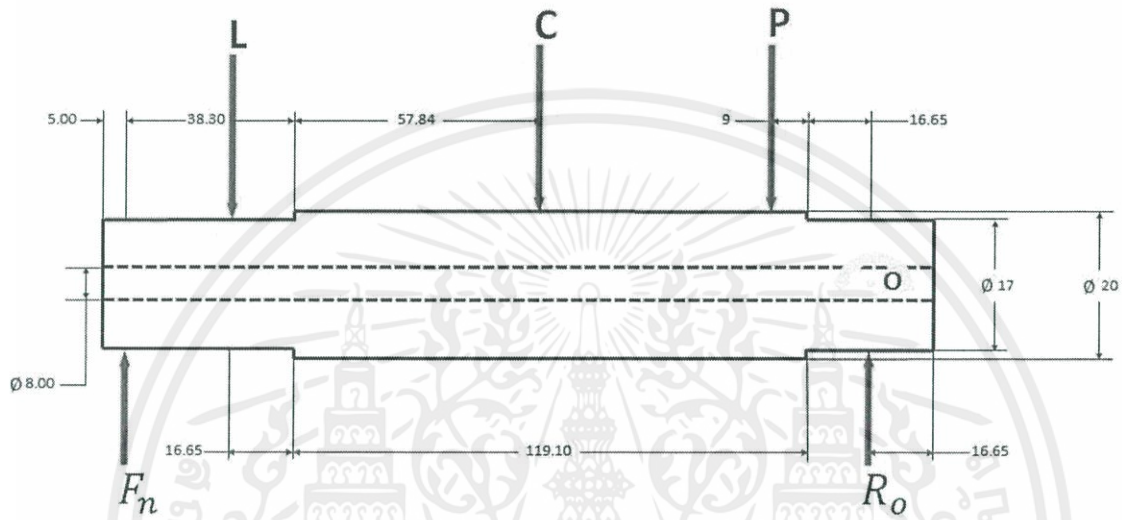
$$p_{02} = 1.3943 \text{ GPa} \quad ; \text{error} = 1\%$$

$$p_{03} = 1.5973 \text{ GPa} \quad ; \text{error} = 0.9\%$$

3.4 การออกแบบเพลลา

ใช้น้ำหนักสูงสุดของการทดลองเพื่อคำนวณตามเกณฑ์ของไซเดอร์เบอร์ก

$$d = \left\{ \frac{32f_s}{\pi} \left[\left(\frac{K_{fs}T_a}{S_e} + \frac{K_{fs}T_m}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{K_fM_a}{S_e} + \frac{K_fM_m}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$



รูปที่ 3.2 แสดง free-body diagram ของเพลลา

$$P = 1.5 \times 9.81 = 14.715 \text{ N}$$

$$C = 0.44 \times 9.81 = 4.3164 \text{ N}$$

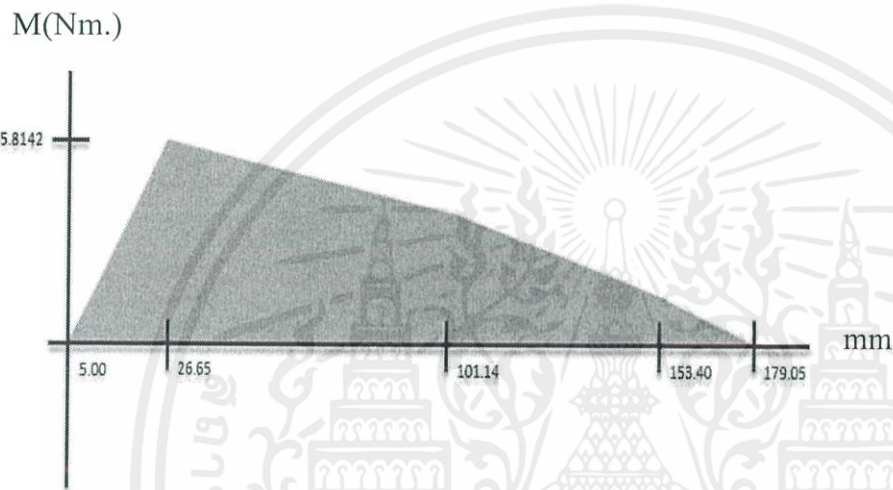
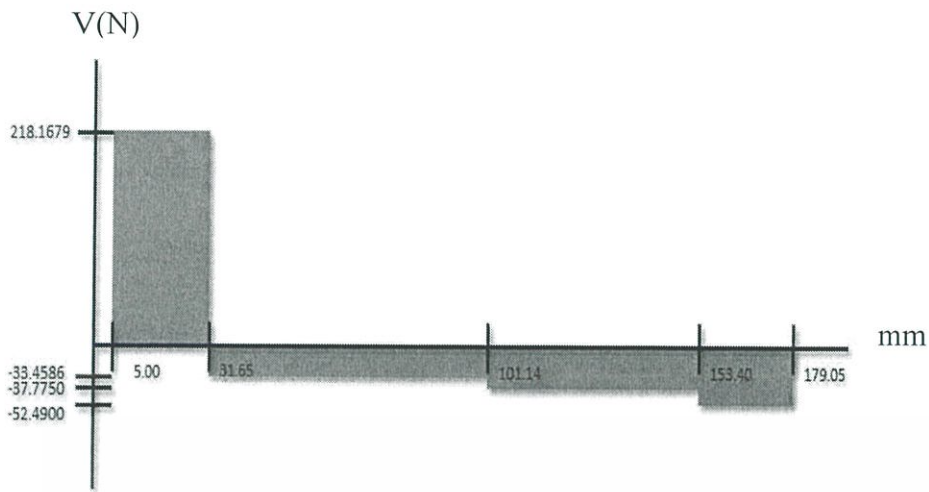
$$L_3 = 25.65 \times 9.81 = 251.6265 \text{ N}$$

คำนวณโมเมนต์รอบจุด F_n จะได้ค่า R_o

$$R_{o3} = 52.49 \text{ N}$$

จากนั้นหาผลรวมแรงของเพลลา คือ $\Sigma F_y = 0$ ทำให้ได้ค่า F_n

$$F_3 = 218.17 \text{ N}$$



ในกรณีโมเมนต์ตัดกับแรงบิดคงที่

$$T_a = 0$$

$$M_m = 0$$

สมมติให้ K_{fs} กับ K_f มีค่าเท่ากับ 1

$$T_m = 4 \text{ Nm}$$

$$M_a = 5.8142 \text{ Nm}$$

$$f_s = 11$$

จะได้สมการ

$$d = \left\{ \frac{32f_s}{\pi} \left[\left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M_a}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Table A-22

Results of Tensile Tests of Some Metals* Source: J. Datsko, "Solid Materials," chap. 32 in Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke, and Thomas H. Brown, Jr. (eds.-in-chief), *Standard Handbook of Machine Design*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 2004, pp. 32.49-32.52.

Number	Material	Condition	Strength (Tensile)					
			Yield S_y MPa (kpsi)	Ultimate S_{ut} MPa (kpsi)	Fracture, σ_f MPa (kpsi)	Coefficient σ_0 MPa (kpsi)	Strain Strength, Exponent m	Fracture Strain ϵ_f
1018	Steel	Annealed	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) [†]	620 (90.0)	0.25	1.05
1144	Steel	Annealed	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) [†]	992 (144)	0.14	0.49
1212	Steel	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) [†]	758 (110)	0.24	0.85
1045	Steel	Q&T 600°F	1520 (220)	1580 (230)	2380 (345)	1880 (273) [†]	0.041	0.81
4142	Steel	Q&T 600°F	1720 (250)	1930 (210)	2340 (340)	1760 (255) [†]	0.048	0.43
303	Stainless steel	Annealed	241 (35.0)	601 (87.3)	1520 (221) [†]	1410 (205)	0.51	1.16
304	Stainless steel	Annealed	276 (40.0)	568 (82.4)	1600 (233) [†]	1270 (185)	0.45	1.67
2011	Aluminum alloy	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) [†]	620 (90)	0.28	0.10
2024	Aluminum alloy	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) [†]	689 (100)	0.15	0.18
7075	Aluminum alloy	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) [†]	882 (128)	0.13	0.18

*Values from one or two heats and believed to be attainable using proper purchase specifications. The fracture strain may vary as much as 100 percent.

[†]Derived value.

Steel 1045

$$S_y = 1520 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 1580 \text{ MPa}$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

$$S'_e = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

$$S'_e = 700 \text{ MPa}$$

$$K_a = a S_{ut}^b$$

ใช้ surface แบบ Machined or cold-drawn

$$\text{จะได้ค่า } K_a = 0.64052$$

$$K_b = 1$$

$$K_c = 1$$

$$K_d = K_e = K_f = 1$$

$$S_e = 0.64052(700) = 448.364 \text{ MPa}$$

แทนค่าทั้งหมดลงในสมการโซเดอเบอร์เกอร์

$$\text{จะได้ } d = 14.0312 \text{ mm}$$

จะได้ค่า K_b ใหม่ เนื่องจากรู้ d

$$K_b = 0.950494$$

$$S_e \text{ ใหม่จะได้เท่ากับ } 426.1669 \text{ MPa}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.1 แสดง
ค่า
Tensile Strength
ของเหล็กชนิดต่างๆ

จะได้ d ใหม่เท่ากับ 14.2639 mm.

ต้องเลือกขนาดเพลลาให้เหมาะสมกับมาตรฐานและขนาดของแบร็ง ซึ่งได้เลือกขนาด 17 mm

$$d = 17\text{mm.}$$

$$D = 20\text{mm.}$$

$$r = 0.75\text{mm}$$

คำนวณค่าแฟคเตอร์แก้ไข K_{fs}, K_f

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1)$$

$$\frac{D}{d} = 1.1764$$

$$\frac{r}{a} = 0.0441$$

จากตาราง

จะได้ค่า

$$K_t = 1.97$$

$$K_{ts} = 1.6755$$

$$q = 0.9$$

$$q_s = 0.9$$

จะได้

$$K_f = 1.873$$

$$K_{fs} = 1.608$$

คำนวณหาค่า f_s ของจุด d และ D

$$f_{sa} = \frac{\pi d^3}{32 \left[\left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}}$$

$$f_{s,d} = 18.62 > 11 \text{ ใช้ได้}$$

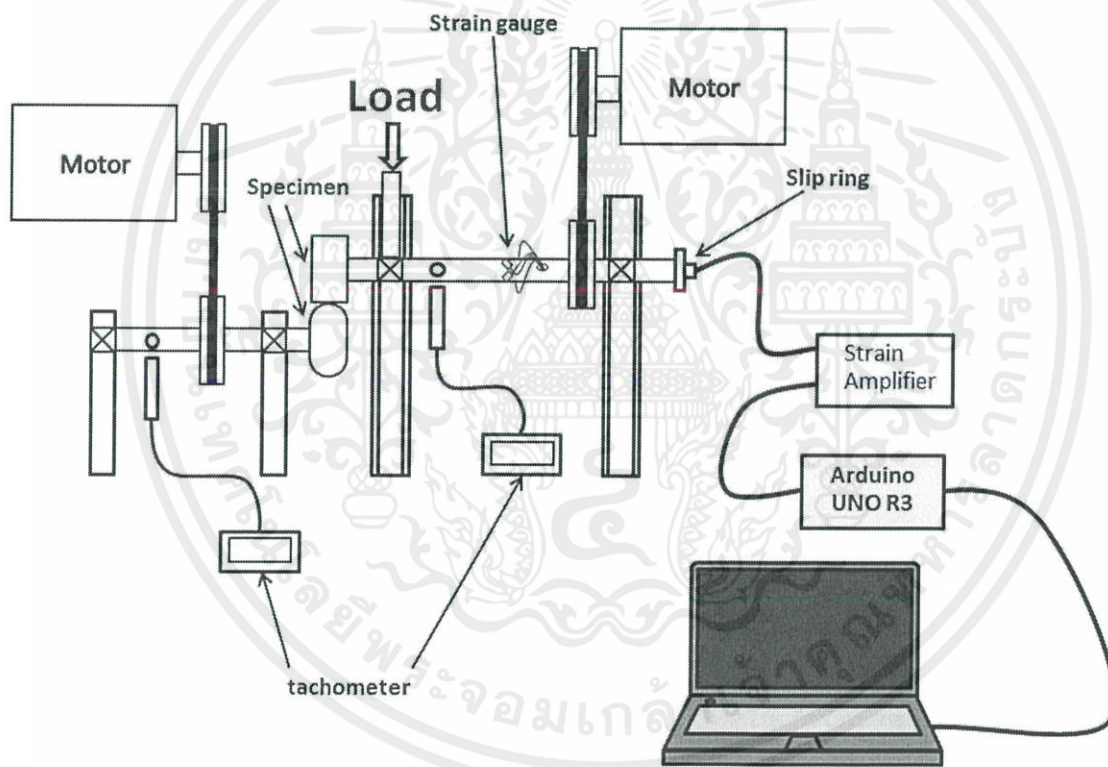
$$f_{s,D} = 30.32 > 11 \text{ ใช้ได้}$$

บทที่ 4

เครื่องทดสอบความเสียดทาน

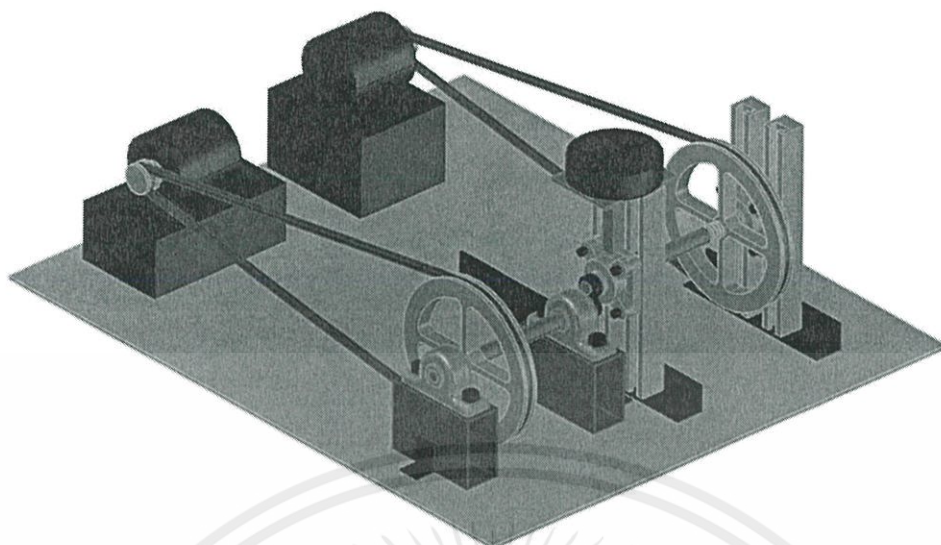
4.1 ส่วนประกอบหลัก

- 1) คู่ชั้นทดสอบแทนส่วนของล้อและราง
- 2) มอเตอร์สองชุดที่ส่งกำลังผ่านพูลี่สายพานเพื่อใช้ขับเคลื่อน
- 3) น้ำหนักและแท่นรับน้ำหนัก
- 4) สเตรนเกจซึ่งติดอยู่บนเพลลา
- 5) แหวนลื่นซึ่งติดอยู่ปลายเพลลาเพื่อส่งสัญญาณไฟฟ้าจากสเตรนเกจ
- 6) สเตรนแอมพลิไฟเออร์ (Strain Amplifier)
- 7) เครื่องวัดความเร็วรอบ (Tachometer magnet)



รูปที่ 4.1 แสดงภาพจำลองเครื่องทดสอบความเสียดทาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

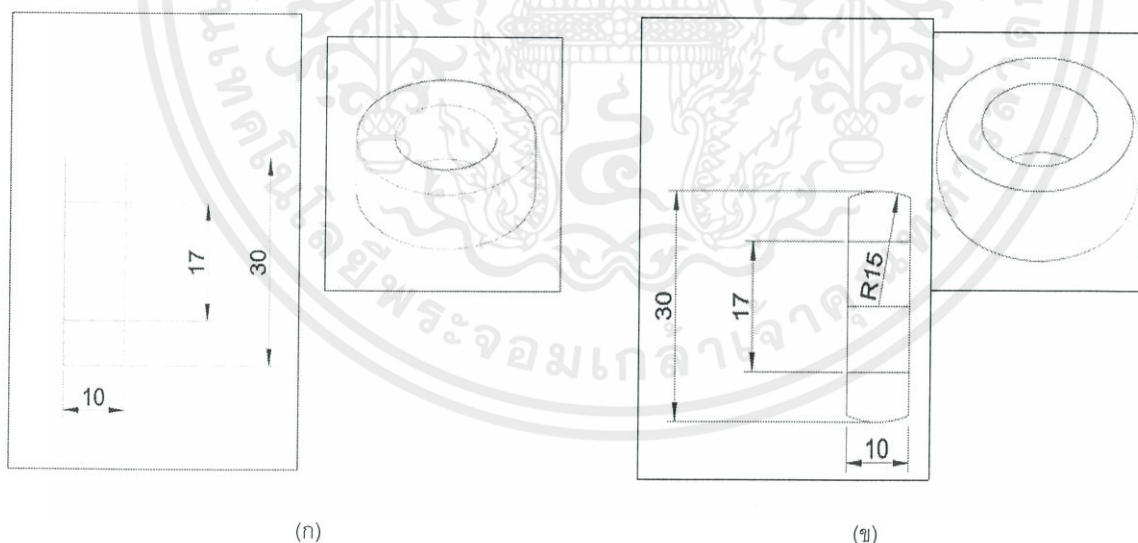


รูปที่ 4.2 แสดงภาพ Drawing ของเครื่องทดสอบ

4.2 ขนาดวัสดุทดสอบ

จะประกอบไปด้วย 2 รูปแบบ

- 1) วัสดุทดสอบแบบหน้าสัมผัสแบนแทนส่วนของล้อ
- 2) วัสดุทดสอบแบบหน้าสัมผัสโค้งแทนส่วนของราง



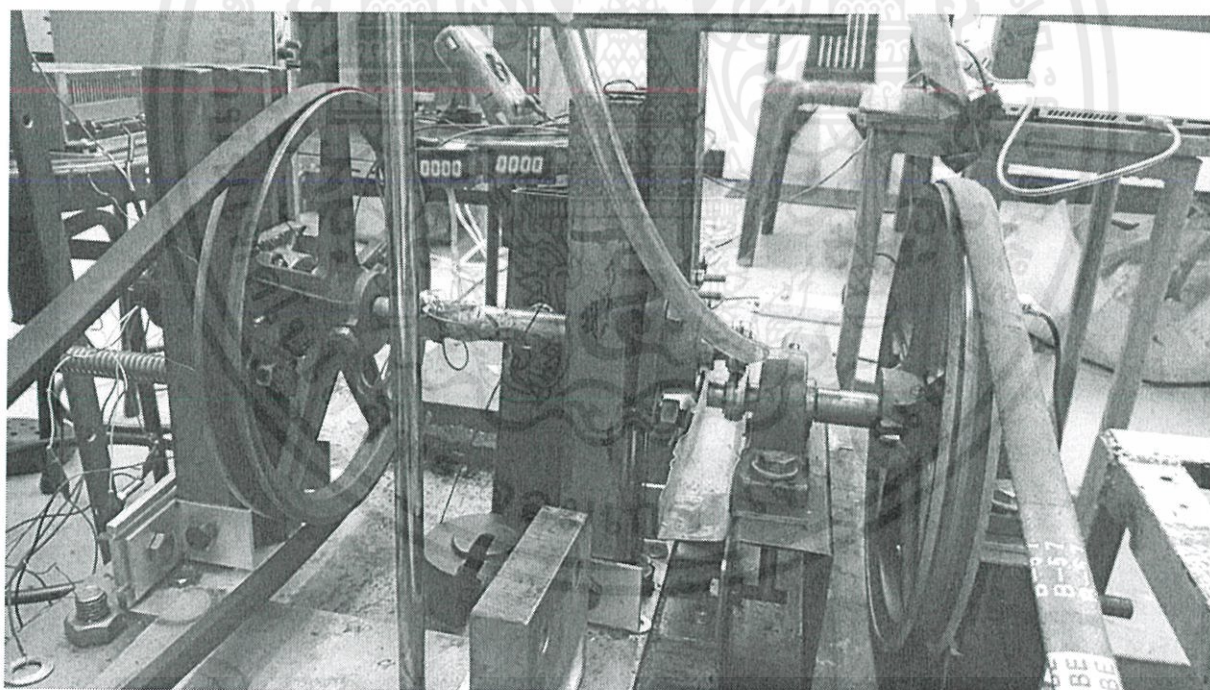
(ก)

(ข)

รูปที่ 4.3 แสดงขนาดวัสดุทดสอบแบบหน้าสัมผัสแบน (ก)
และแบบหน้าสัมผัสโค้ง (ข)

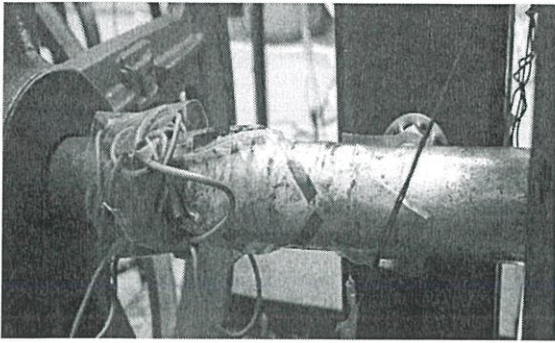
4.3 ขั้นตอนการเตรียมการ

- 1) เลือกวัสดุทดสอบที่เหมาะสมทำให้เกิดหน้าสัมผัสเดียวกันกับล้อและรางรถไฟจริงเมื่อขบกัน
- 2) ออกแบบเครื่องทดสอบให้สามารถถอดเปลี่ยนชิ้นทดสอบ และรับน้ำหนักที่กดเหนือวัสดุทดสอบได้
- 3) เตรียมชุดมู่เล่ย์และสายพานไว้สองชุดเพื่อขับเพลาทั้งสองสำหรับความเร็วรอบสองค่าที่ต่างกันด้วยมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงซึ่งปรับความเร็วรอบด้วยตัวปรับความเร็วรอบ (Converter)
- 4) ติดตั้งสเตรนเกจ (Full-bridge Strain gauge) ซึ่งปรับเทียบแล้วจากเครื่องวัดแรงบิด (Torque transducer) บนเพลาชับเพื่อวัดความเครียดเมื่อเกิดความเค้นเฉือนในเพลา
- 5) ติดตั้งแหวนลื่นด้วยการรูดสายไฟจากสเตรนเกจผ่านรูของเพลากลาง จึงต่อสายไฟซึ่งรับสัญญาณจากสเตรนเกจเข้าสู่เครื่องขยายสัญญาณ (Strain amplifier)
- 6) เตรียมเครื่องวัดความเร็วรอบแบบแม่เหล็ก (Magnet tachometer) ซึ่งใช้ในการทดลอง หลังจากปรับเทียบแล้วกับเครื่องวัดความเร็วรอบแบบแสง (Photo tachometer)
- 7) เตรียมนาฬิกาจับเวลาเพื่อจับเวลาในการทดลอง
- 8) เตรียมน้ำสะอาดเพื่อใช้ในการทดลอง
- 9) เตรียมบอร์ดอาตู่โน้สำหรับรับค่าสัญญาณไฟฟ้าจากเครื่องขยายสัญญาณและวัดค่าศักย์ไฟฟ้าด้วยโวลต์มิเตอร์ด้วยเช่นกัน

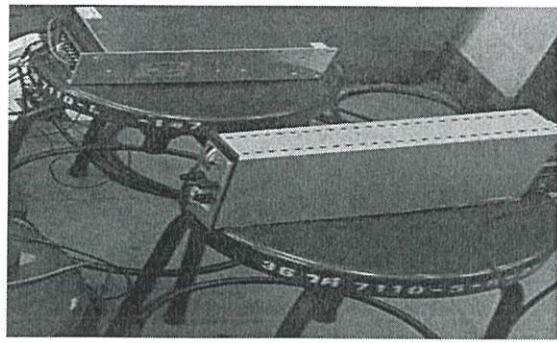


รูปที่ 4.4 แสดงภาพเครื่องทดสอบความเสียดทาน

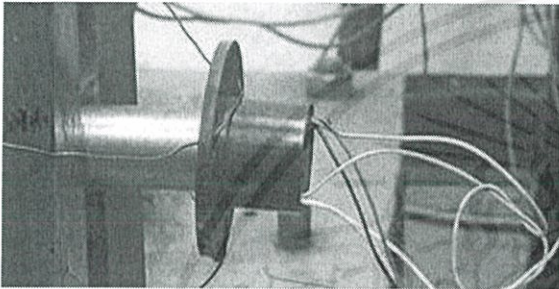
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



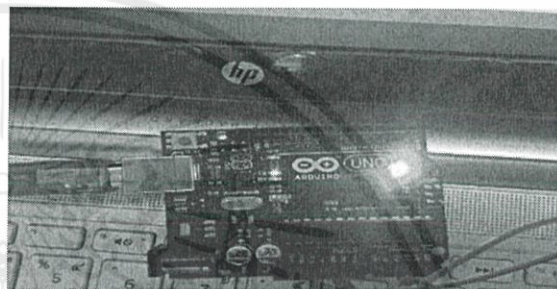
รูปที่ 4.5 ภาพสเตรนเกจบนเพลลาขับ



รูปที่ 4.7 เครื่องขยายสัญญาณสเตรนเกจ



รูปที่ 4.6 แหวนลื่น



รูปที่ 4.8 อาดูโน่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

วิธีการทดลอง

ในการทดลองจะมีการทดสอบที่หน้าสัมผัสเป็ยก โดยมีการเปรียบเทียบระหว่างหน้าสัมผัสแบบเป็ยกและแบบแห้งซึ่งจะมีผลกับสัมประสิทธิ์ความเสียดทานต่างกัน โดยมีภาระโหลดที่กระทำต่อล้อที่แรงกดต่างๆและความเร็วรอบต่างๆตามที่กำหนดความเหมาะสมไว้ โดยก่อนทดสอบจะต้องมีการดูแลความสะอาดระหว่างหน้าสัมผัสของวัสดุทดสอบ จึงทำการฉีดน้ำสะอาดเพื่อจำลองสภาวะเป็ยกขึ้น

ในการทดลองจะทำการวัดแรงบิดของเพลลา โดยเมื่อเพลลาขับถูกขับด้วยมอเตอร์และเพลลาตามถูกขับด้วยมอเตอร์ ความเสียดทานในหน้าสัมผัสของวัสดุทดสอบที่เกิดขึ้นในขณะนั้นจะทำให้เกิดแรงบิดในเพลลาทั้งสองชิ้น ซึ่งสามารถวัดแรงบิดที่เกิดขึ้นนี้โดยสเตรนเกจ (Full-bridge strain gauge) ที่ติดตั้งอยู่บนเพลลาขับก่อนจะส่งสัญญาณไฟฟ้าผ่านแหวนลื่น (Slip ring) สู่อุปกรณ์ขยายสัญญาณสเตรนเกจ (Strain amplifier) และรับค่าสัญญาณไฟฟ้าด้วยบอร์ดอาร์ดูโน นอกจากนี้ยังเก็บค่าศักย์ไฟฟ้าจากเครื่องขยายสัญญาณสเตรนเกจด้วยโวลต์มิเตอร์อีกด้วย การทดลองแต่ละครั้งจะมีการเปลี่ยนแปลงค่าต่างๆ โดยจะทำการบันทึกผลการทดลองไว้ในแต่ละครั้ง ซึ่งจะมีขั้นตอนการทดลองดังนี้

1. ตรวจสอบสภาพความพร้อมของเครื่องทดสอบก่อนใช้งานให้อยู่ในสภาพสมบูรณ์
2. ประกอบคู่วัสดุทดสอบสวมเข้าแต่ละเพลลาของเครื่องทดสอบ หลังจากทำความสะอาดวัสดุทดสอบด้วยแอลกอฮอล์และผ้าสะอาดแล้ว
3. หากเป็นการทำลองในสภาวะแบบเป็ยก ต้องทำการติดตั้งตัวฉีดน้ำ ที่ทำอัตราการไหลอย่างต่อเนื่องอยู่ที่ 150 มิลลิลิตรต่อนาที
4. ตรวจสอบความพร้อมของเครื่องทดสอบอีกครั้ง รวมถึงความพร้อมของเครื่องมือวัดได้แก่ เครื่องวัดความเร็วรอบและสเตรนเกจไปจนกระทั่งเครื่องขยายสัญญาณสเตรนเกจ
5. เดินเครื่องทดสอบ ซึ่งในแต่ละการทดลองจะมีการกำหนดเงื่อนไขของการทดลองไว้ดังต่อไปนี้

5.1 ทำการทดลองที่ความเร็วรอบคงที่ 485 rpm โดยการเปลี่ยนแปลงโหลดที่มากกว่า

5.1.1 ภายใต้สภาวะแบบแห้ง

5.1.1.1 ใช้โหลดกระทำเหนือวัสดุทดสอบเพื่อทำให้เกิดความดันในหน้าสัมผัส 1.5973 GPa

5.1.1.2 ใช้โหลดกระทำเหนือวัสดุทดสอบเพื่อทำให้เกิดความดันในหน้าสัมผัส 1.3943 GPa

5.1.1.3 ใช้โหลดกระทำเหนือวัสดุทดสอบเพื่อทำให้เกิดความดันในหน้าสัมผัส 1.1083 GPa

5.1.2 ภายใต้สภาวะแบบเป็ยก

5.1.2.1 ใช้โหลดกระทำเหนือวัสดุทดสอบเพื่อทำให้เกิดความดันในหน้าสัมผัส 1.5973 GPa

5.1.2.2 ใช้โหลดกระทำเหนือวัสดุทดสอบเพื่อทำให้เกิดความดันในหน้าสัมผัส 1.3943 GPa

5.1.2.3 ใช้โหลดกระทำเหนือวัสดุทดสอบเพื่อทำให้เกิดความดันในหน้าสัมผัส 1.1083 GPa

5.2 ทำการทดลองที่ความดันคงที่ 1.5973 GPa โดยการเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบ

5.2.1 ภายใต้สภาวะแบบแห้ง

5.2.1.1 ทำการทดลองที่ความเร็ว 485 rpm

5.2.1.2 ทำการทดลองที่ความเร็ว 400 rpm

5.2.1.3 ทำการทดลองที่ความเร็ว 300 rpm

5.2.2 ภายใต้สภาวะแบบเป็ยก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

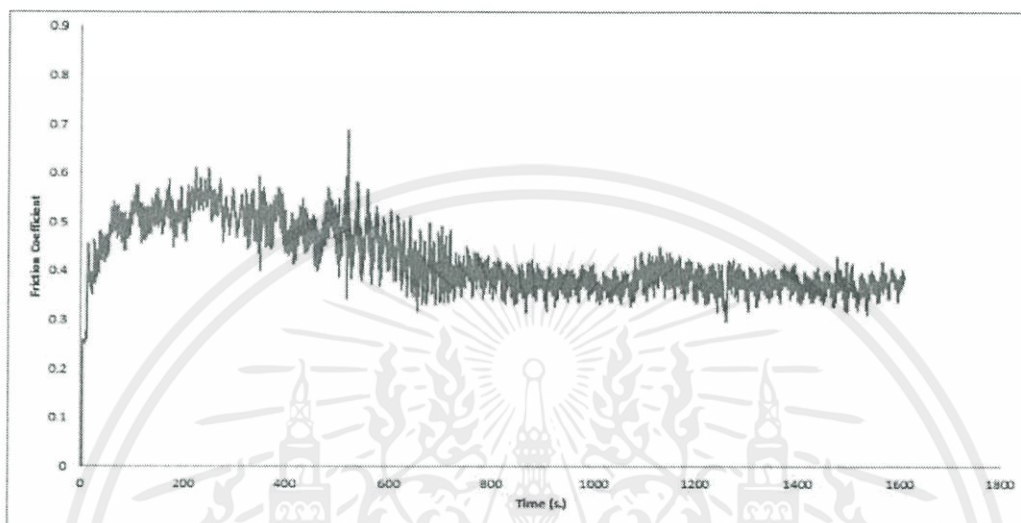
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 5.2.2.1 ทำการทดลองที่ความเร็ว 485 rpm
- 5.2.2.2 ทำการทดลองที่ความเร็ว 400 rpm
- 5.2.2.3 ทำการทดลองที่ความเร็ว 300 rpm
- 5.3 ทำการทดลองที่ความเร็วคงที่ 500 rpm และความดันคงที่ 1.1083 GPa โดยการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหล
 - 5.3.1 ภายใต้สภาวะแบบแห้ง
 - 5.3.1.1 ทำการทดลองที่อัตราไหล 0%
 - 5.3.1.2 ทำการทดลองที่อัตราไหล 1%
 - 5.3.1.3 ทำการทดลองที่อัตราไหล 2%
 - 5.3.2 ภายใต้สภาวะแบบเปียก
 - 5.3.2.1 ทำการทดลองที่อัตราไหล 0%
 - 5.3.2.2 ทำการทดลองที่อัตราไหล 1%
 - 5.3.2.3 ทำการทดลองที่อัตราไหล 2%
- 5.4 ทำการทดลองที่อัตราไหลคงที่ 1% ความดันในหน้าสัมผัสคงที่ 1.1083 GPa และในสภาวะแบบแห้ง แต่ความเร็วที่ต่างกัน
 - 5.4.1 ทำการทดลองที่ความเร็ว 500 rpm
 - 5.4.2 ทำการทดลองที่ความเร็ว 400 rpm
- 5.5 ทำการทดลองที่อัตราไหลคงที่ 2% ความดันในหน้าสัมผัสคงที่ 1.1083 GPa และในสภาวะแบบแห้ง แต่ความเร็วที่ต่างกัน
 - 5.5.1 ทำการทดลองที่ความเร็ว 510 rpm
 - 5.5.2 ทำการทดลองที่ความเร็ว 400 rpm

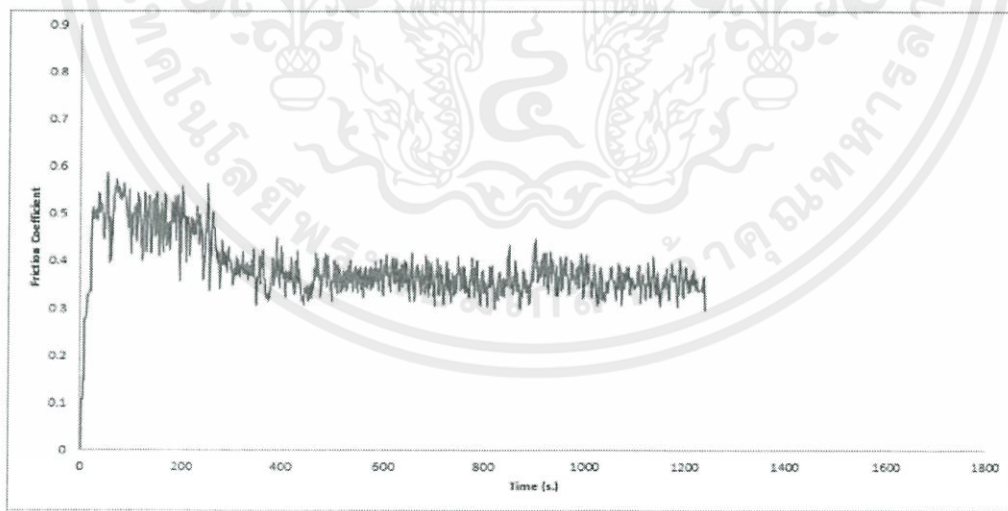
บทที่ 6

ผลการทดลอง

แสดงผลลัพธ์ของสัมประสิทธิ์ความเสียดทานโดยความเร็วเท่ากันแต่ความดันในหน้าสัมผัสต่างกันภายใต้สภาวะแห้ง

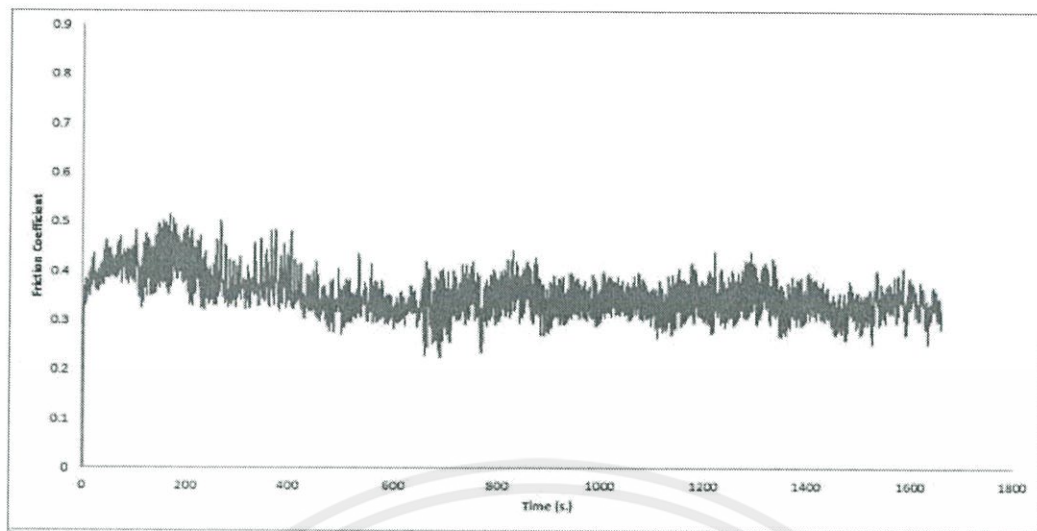


รูปที่ 6.1 ความดันหน้าสัมผัส 1.5973 GPa ความเร็ว $V_W = 485$ RPM, $V_r = 486$ RPM (อัตราการไถล 0.2 %) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ สูงสุด , เฉลี่ย และต่ำสุด เท่ากับ 0.4392, 0.3689 และ 0.3104 ตามลำดับ



รูปที่ 6.2 ความดันหน้าสัมผัส 1.3943 GPa ความเร็ว $V_W = 485$ RPM, $V_r = 486$ RPM (อัตราการไถล 0.2 %) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ สูงสุด , เฉลี่ย และต่ำสุด เท่ากับ 0.4370, 0.3614 และ 0.3050 ตามลำดับ

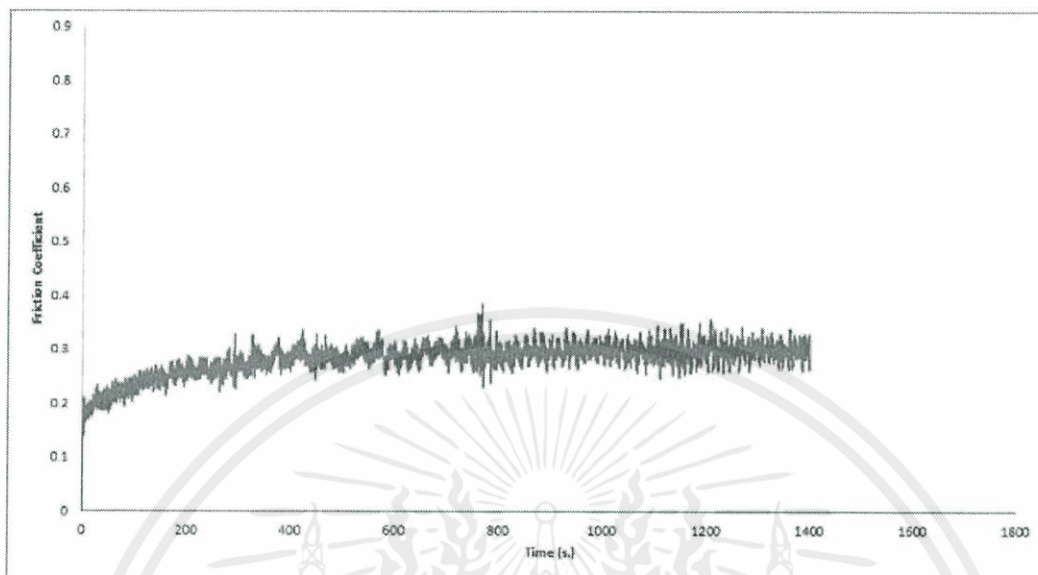
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



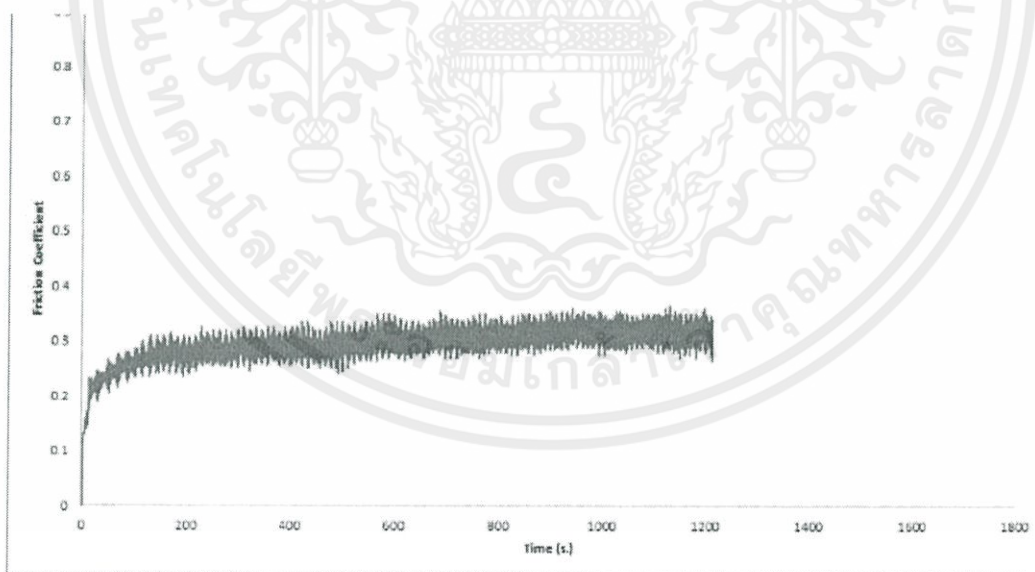
รูปที่ 6.3 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_W = 485$ RPM, $V_r = 486$ RPM (อัตราการไถล 0.2 %) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ สูงสุด , เฉลี่ย และต่ำสุด เท่ากับ 0.4330, 0.3433 และ 0.2262 ตามลำดับ

รูปที่ 6.1 ถึง 6.3 แสดงกราฟเทียบเปรียบเทียบที่ความดันหน้าสัมผัสต่างๆ ที่ความเร็ว และอัตราการไถลเท่ากัน ในสภาวะแห้ง จะพบว่าในช่วงแรกค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าสูงเนื่องจากเป็นความเสียดทานสถิตและลดลงเนื่องจากความเสียดทานจลน์ เมื่อนำค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานทั้งสามมาหาค่าเฉลี่ยจะเห็นได้ว่า “ยิ่งเพิ่มความดันหน้าสัมผัสมากขึ้นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานก็จะเพิ่มขึ้นตามไปด้วย”

แสดงผลลัพธ์ของสัมประสิทธิ์ความเสียดทานโดยความเร็วเท่ากันแต่ความดันในหน้าสัมผัสต่างกันภายใต้สภาวะเปียก(อัตราการไหล 150 mL/min)

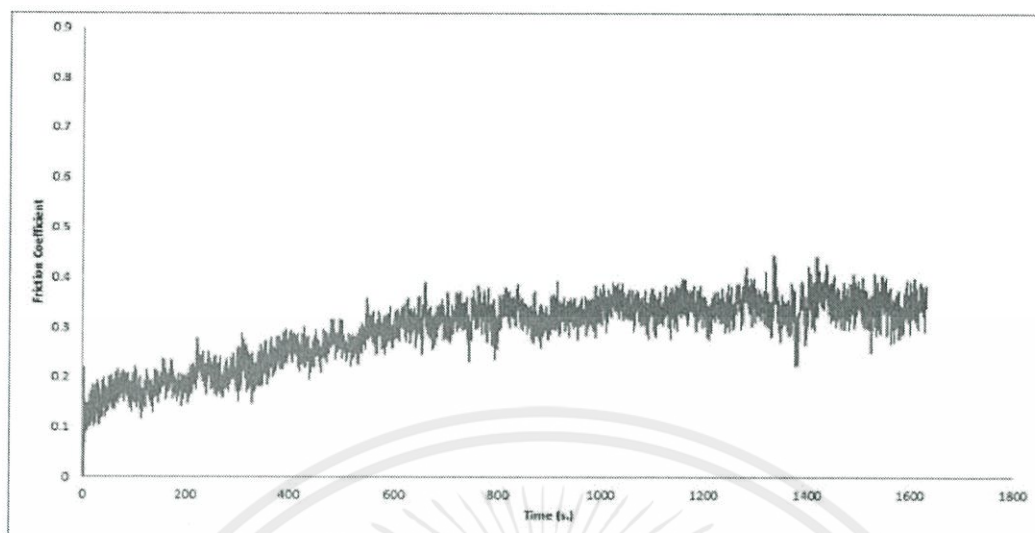


รูปที่ 6.4 ความดันหน้าสัมผัส 1.5973 GPa ความเร็ว $V_W = 485$ RPM, $V_r = 486$ RPM (อัตราการไหล 0.2 %) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ สูงสุด , เฉลี่ย และต่ำสุด เท่ากับ 0.3750, 0.3074 และ 0.2388 ตามลำดับ



รูปที่ 6.5 ความดันหน้าสัมผัส 1.3943 GPa ความเร็ว $V_W = 485$ RPM, $V_r = 486$ RPM (อัตราการไหล 0.2 %) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ สูงสุด , เฉลี่ย และต่ำสุด เท่ากับ 0.3400, 0.3103 และ 0.2400 ตามลำดับ

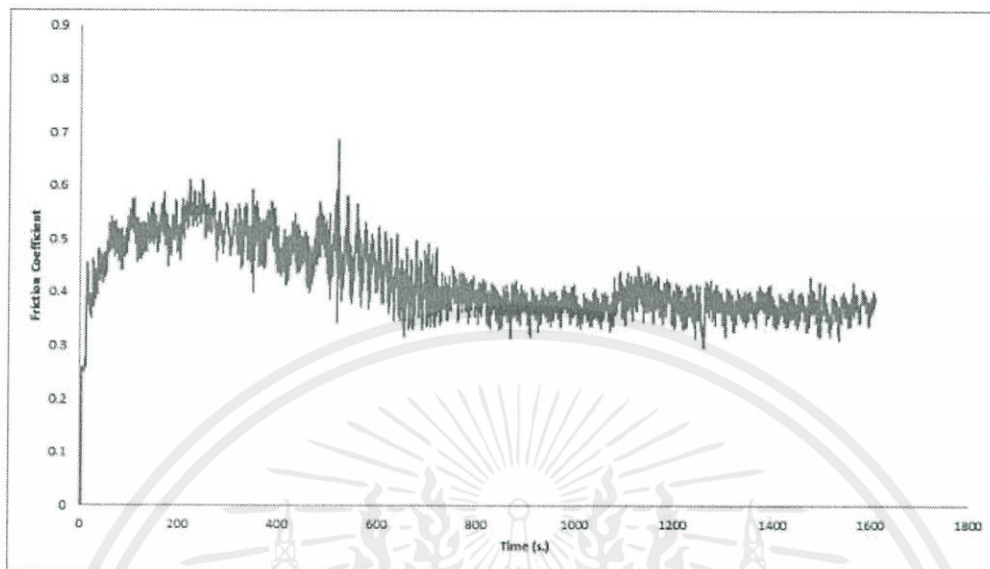
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



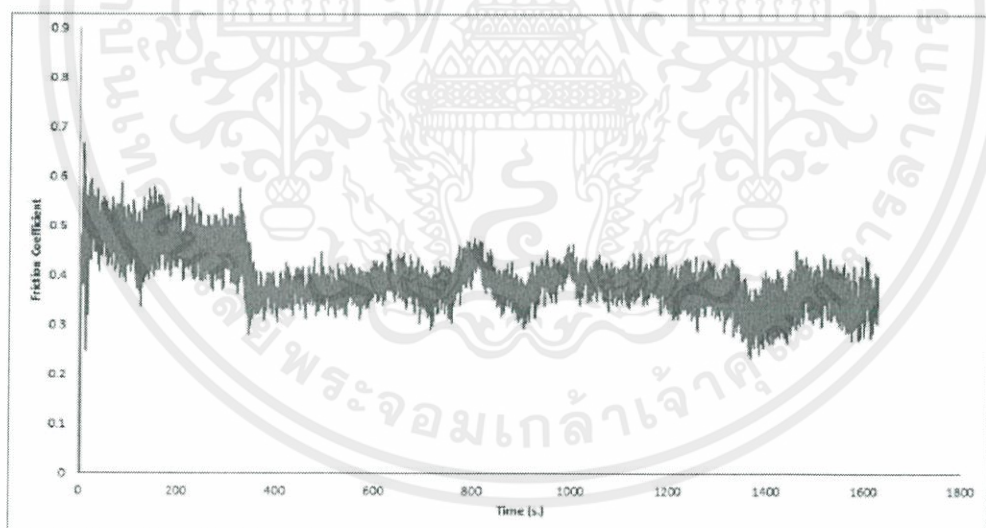
รูปที่ 6.6 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_w = 485$ RPM, $V_r = 486$ RPM (อัตราการไถล 0.2 %) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ สูงสุด , เฉลี่ย และต่ำสุด เท่ากับ 0.4426, 0.3223 และ 0.2302 ตามลำดับ

รูปที่ 6.4 ถึง 6.6 แสดงกราฟเทียบเปรียบเทียบที่ความดันหน้าสัมผัสต่างๆ ที่ความเร็ว และอัตราการไถล เท่ากัน ในสภาวะเปียก จะพบว่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าสูงขึ้นเนื่องจากแรงเสียดทานจลน์ เมื่อนำค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานทั้งสามมาหาค่าเฉลี่ยจะเห็นได้ว่า “ยิ่งเพิ่มความดันหน้าสัมผัสมากขึ้นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะลดน้อยลงตามไปด้วย”

แสดงผลลัพธ์ของสัมประสิทธิ์ความเสียดทานโดยความดันในหน้าสัมผัสเท่ากันแต่ความเร็วต่างกันภายใต้
สภาวะแห้ง

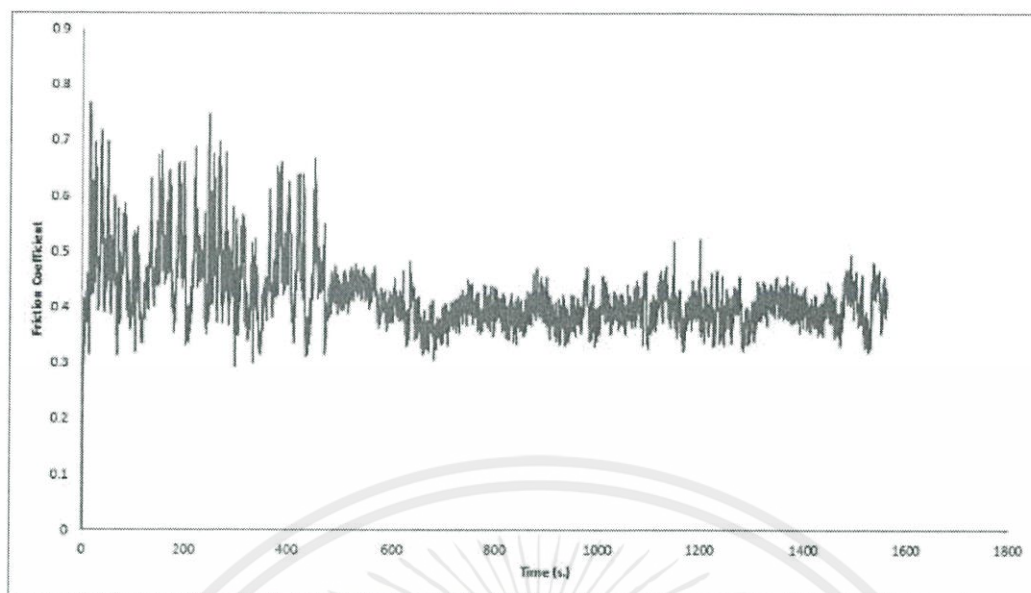


รูปที่ 6.7 ความดันหน้าสัมผัส 1.5973 GPa ความเร็ว $V_w = 485$ RPM, $V_r = 488$ RPM (อัตราการไถล 0.2 %) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ สูงสุด , เฉลี่ย และต่ำสุด เท่ากับ 0.4392, 0.3689 และ 0.3104 ตามลำดับ



รูปที่ 6.8 ความดันหน้าสัมผัส 1.5973 GPa ความเร็ว $V_w = 400$ RPM, $V_r = 401$ RPM (อัตราการไถล 0.25%) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ สูงสุด , เฉลี่ย และต่ำสุด เท่ากับ 0.4660, 0.3846 และ 0.2414 ตามลำดับ

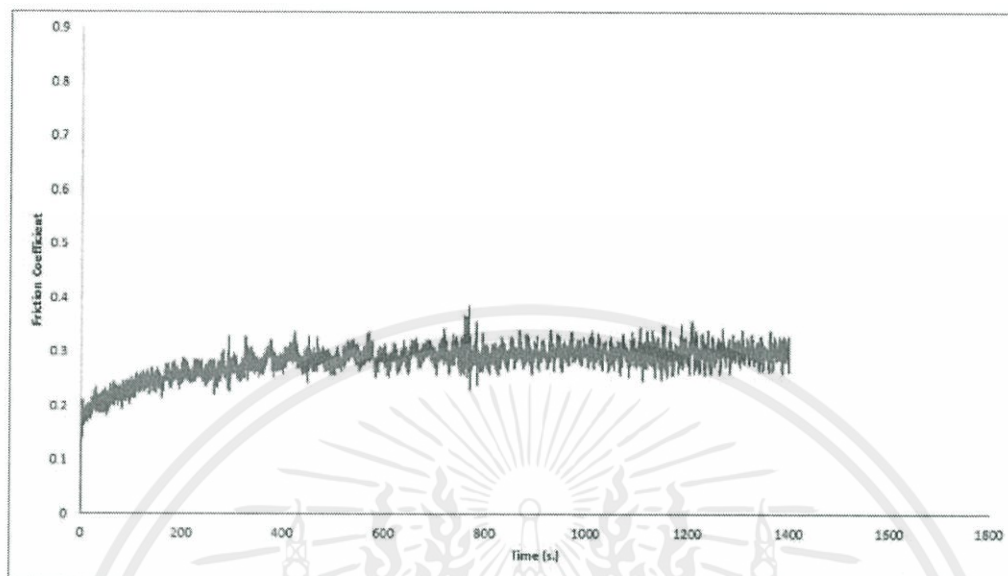
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



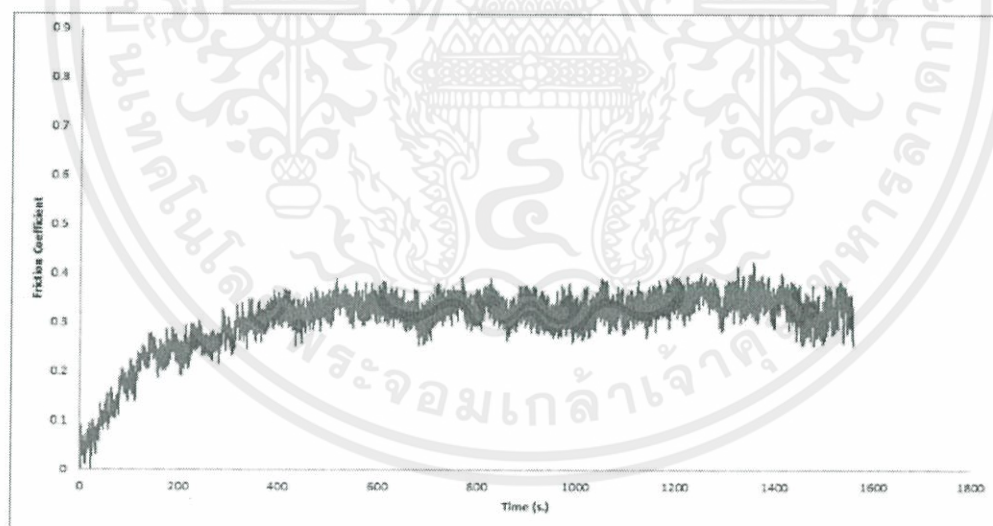
รูปที่ 6.9 ความดันหน้าสัมผัส 1.5973 GPa ความเร็ว $V_w = 300$ RPM, $V_r = 301$ RPM (อัตราการไถล 0.33%) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ สูงสุด , เฉลี่ย และต่ำสุด เท่ากับ 0.5163, 0.3953 และ 0.3385 ตามลำดับ

รูปที่ 6.7 ถึง 6.9 แสดงกราฟเทียบเปรียบเทียบที่ความเร็วต่างๆ ที่ความดันหน้าสัมผัส และอัตราการไถลเท่ากัน ในสถานะแห้ง จะพบว่าในช่วงแรกค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าสูงเนื่องจากเป็นความเสียดทานสถิตและลดลงเนื่องจากความเสียดทานจลน์ เมื่อนำค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานทั้งสามมาหาค่าเฉลี่ยจะเห็นได้ว่า “ยิ่งเพิ่มความเร็วมากขึ้นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะลดน้อยลงตามไปด้วย”

แสดงผลฟรictionของสัมประสิทธิ์ความเสียดทานโดยความดันในหน้าสัมผัสเท่ากันแต่ความเร็วต่างกันภายใต้สภาวะเปียก(อัตราการไหล 150 ml/min)

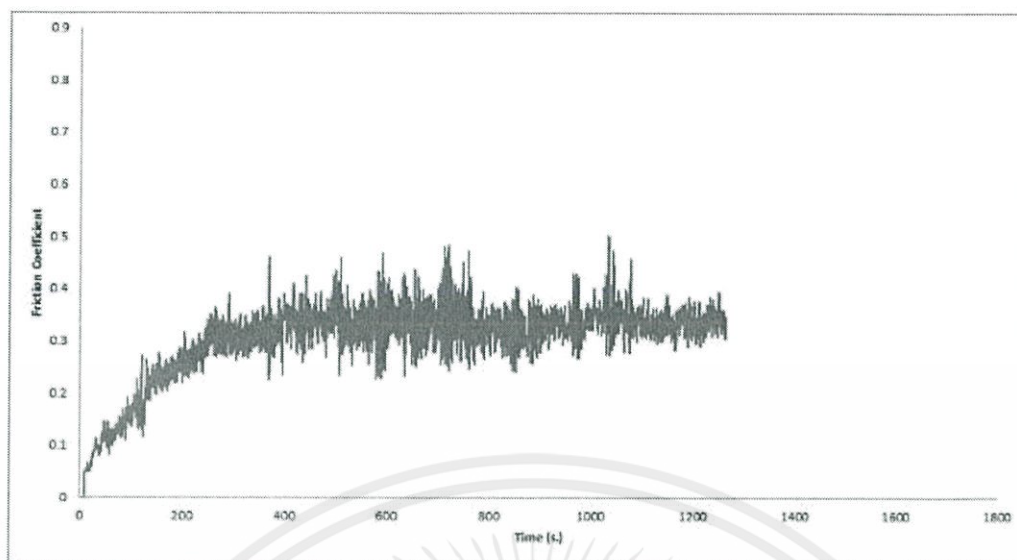


รูปที่ 6.10 ความดันหน้าสัมผัส 1.5973 GPa ความเร็ว $V_w = 485$ RPM, $V_r = 486$ RPM (อัตราการไหล 0.2%) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ สูงสุด , เฉลี่ย และต่ำสุด เท่ากับ 0.3750, 0.3074 และ 0.2388 ตามลำดับ



รูปที่ 6.11 ความดันหน้าสัมผัส 1.5973 GPa ความเร็ว $V_w = 400$ RPM, $V_r = 402$ RPM (อัตราการไหล 0.5%) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ สูงสุด , เฉลี่ย และต่ำสุด เท่ากับ 0.4187, 0.3379 และ 0.2725 ตามลำดับ

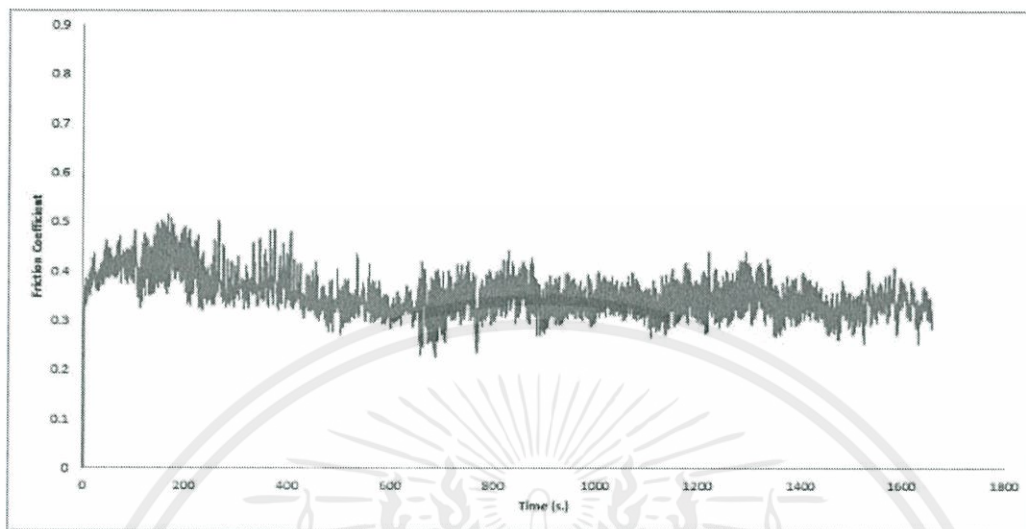
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



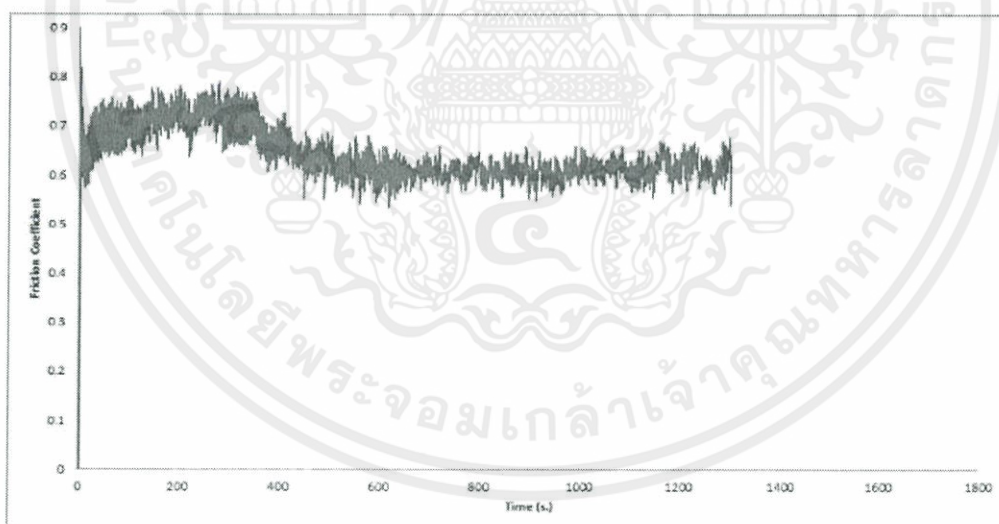
รูปที่ 6.12 ความดันหน้าสัมผัส 1.5973 GPa ความเร็ว $V_W = 300$ RPM, $V_T = 301$ RPM (อัตราการไถล 0.33%) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ สูงสุด , เฉลี่ย และต่ำสุด เท่ากับ 0.4999, 0.3423 และ 0.2373 ตามลำดับ

รูปที่ 6.10 ถึง 6.12 แสดงกราฟเทียบเปรียบเทียบที่ความเร็วต่างๆ ที่ความดันหน้าสัมผัส และอัตราการไถลเท่ากัน ในสภาวะเปียก จะพบว่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าสูงขึ้นเนื่องจากแรงเสียดทานจลน์ เมื่อนำค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานทั้งสามมาหาค่าเฉลี่ยจะเห็นได้ว่า “ยิ่งเพิ่มความเร็วมากขึ้นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะลดน้อยลงตามไปด้วย”

แสดงผลลัพธ์ของสัมประสิทธิ์ความเสียดทานโดยความเร็วและความดันในหน้าสัมผัสเท่ากันแต่อัตราการไถต่างกันภายใต้สภาวะแห้ง

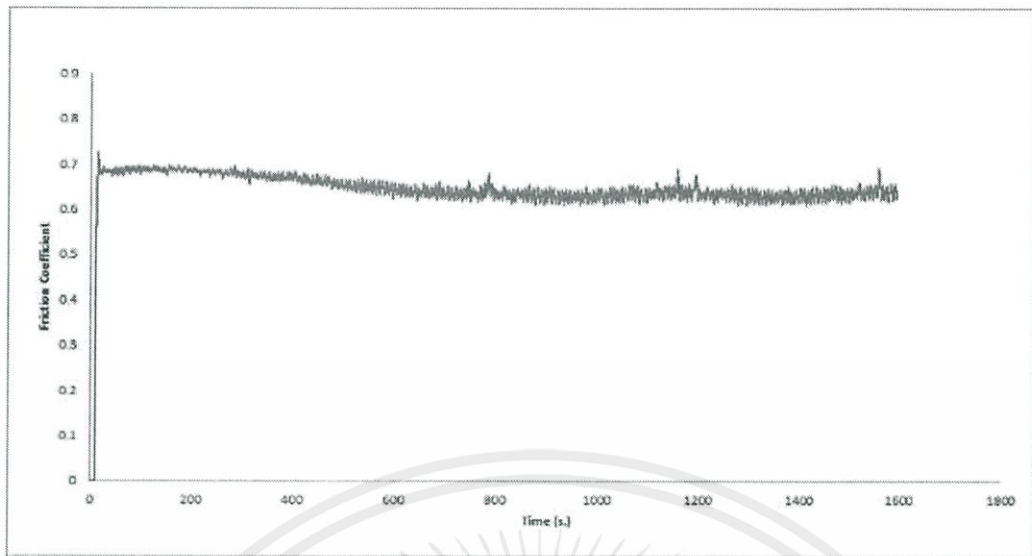


รูปที่ 6.13 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_w = 485$ RPM, $V_r = 486$ RPM (อัตราการไถ 0.2 %) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ สูงสุด , เฉลี่ย และต่ำสุด เท่ากับ 0.4330, 0.3433 และ 0.2262 ตามลำดับ



รูปที่ 6.14 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_w = 500$ RPM, $V_r = 495$ RPM (อัตราการไถ 1.16-0.78 %) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ สูงสุด , เฉลี่ย และต่ำสุด เท่ากับ 0.6569, 0.6125 และ 0.5637 ตามลำดับ

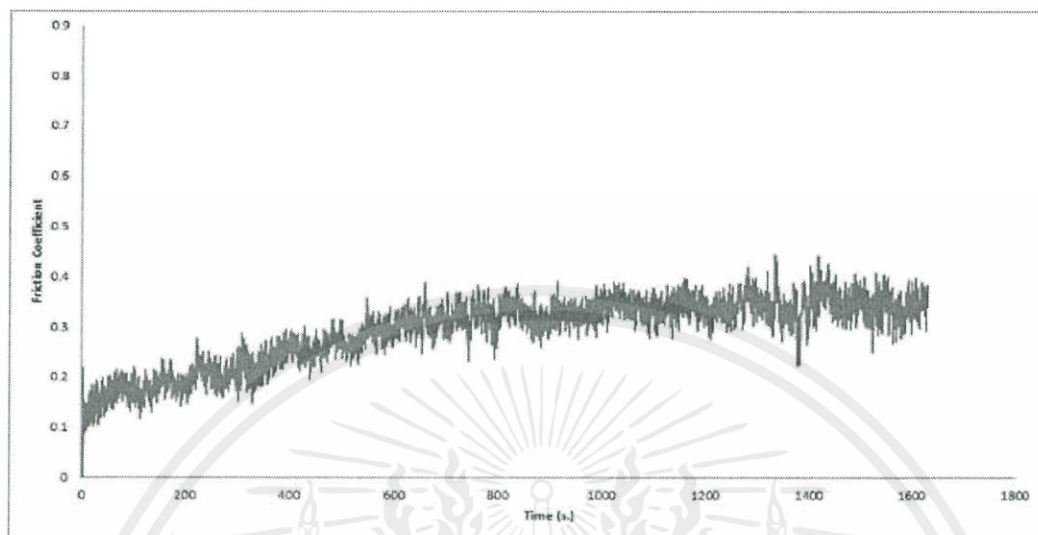
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



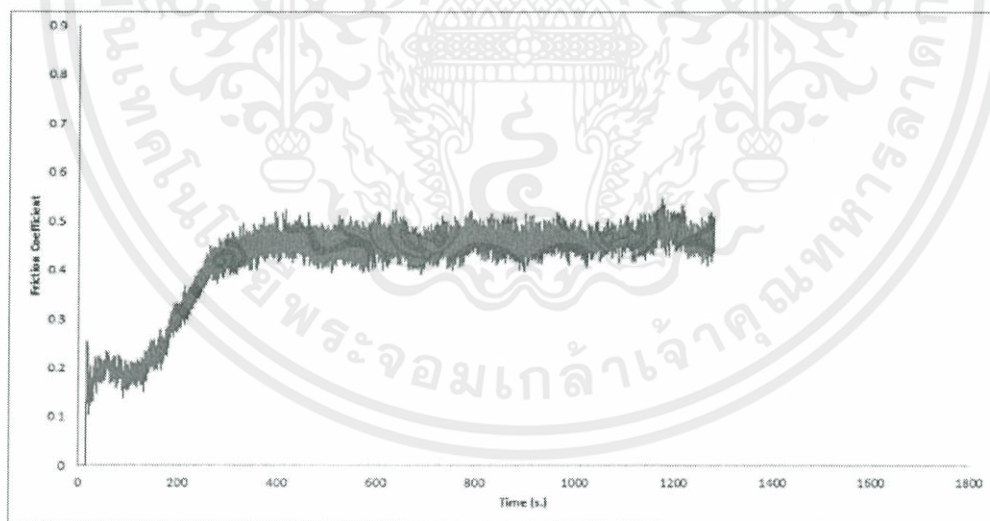
รูปที่ 6.15 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_W = 500$ RPM, $V_r = 490$ RPM (อัตราการไหล 2.1-1.71 %) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ สูงสุด , เฉลี่ย และต่ำสุด เท่ากับ 0.6780, 0.6289 และ 0.6226 ตามลำดับ

รูปที่ 6.13 ถึง 6.15 แสดงกราฟเทียบเปรียบเทียบที่อัตราการไหลต่างๆ ที่ความดันหน้าสัมผัส และความเร็ว เท่ากัน ในสภาวะแห้ง จะพบว่าในช่วงแรกค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าสูงเนื่องจากเป็นความเสียดทานสถิตและลดลงเนื่องจากความเสียดทานจลน์ เมื่อนำค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานทั้งสามมาหาค่าเฉลี่ยจะเห็นได้ว่า “ยิ่งเพิ่มอัตราการไหลมากขึ้นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมากขึ้นตามไปด้วย”

แสดงผลลัพธ์ของสัมประสิทธิ์ความเสียดทานโดยความเร็วและความดันในหน้าสัมผัสเท่ากันแต่อัตราการไหลต่างกันภายใต้สภาวะเปียก(อัตราการไหล 150 ml/min)

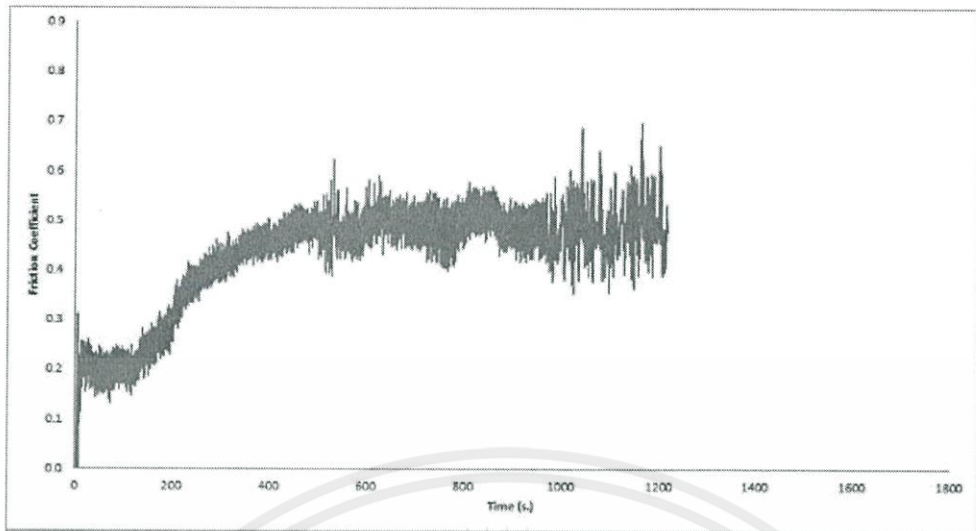


รูป 6.16 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_w = 485$ RPM, $V_r = 486$ RPM (อัตราการไหล 0.2 %) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ สูงสุด , เฉลี่ย และต่ำสุด เท่ากับ 0.4426, 0.3223 และ 0.2302 ตามลำดับ



รูปที่ 6.17 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_w = 510$ RPM, $V_r = 505$ RPM (อัตราการไหล 1.16-0.78 %) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ สูงสุด , เฉลี่ย และต่ำสุด เท่ากับ 0.5424, 0.4676 และ 0.4107 ตามลำดับ

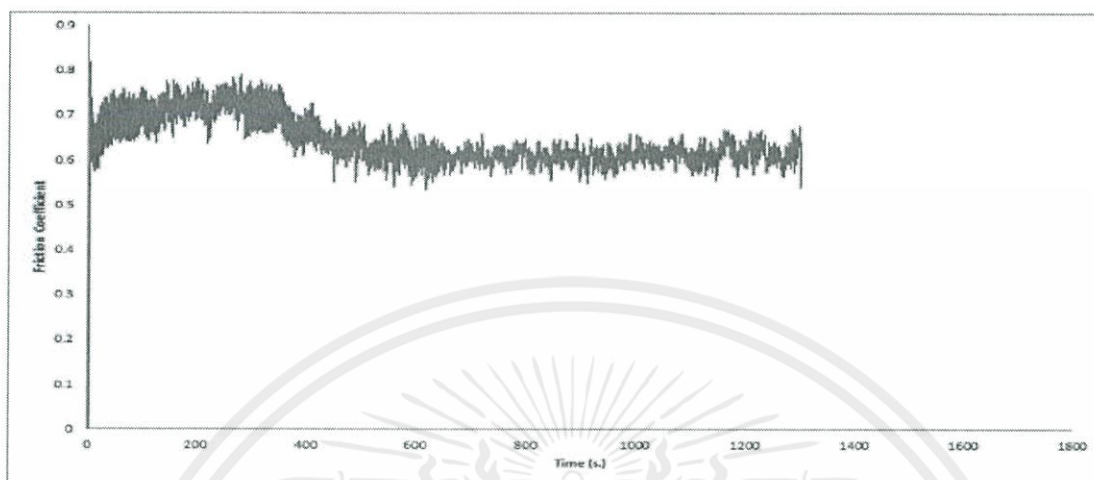
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



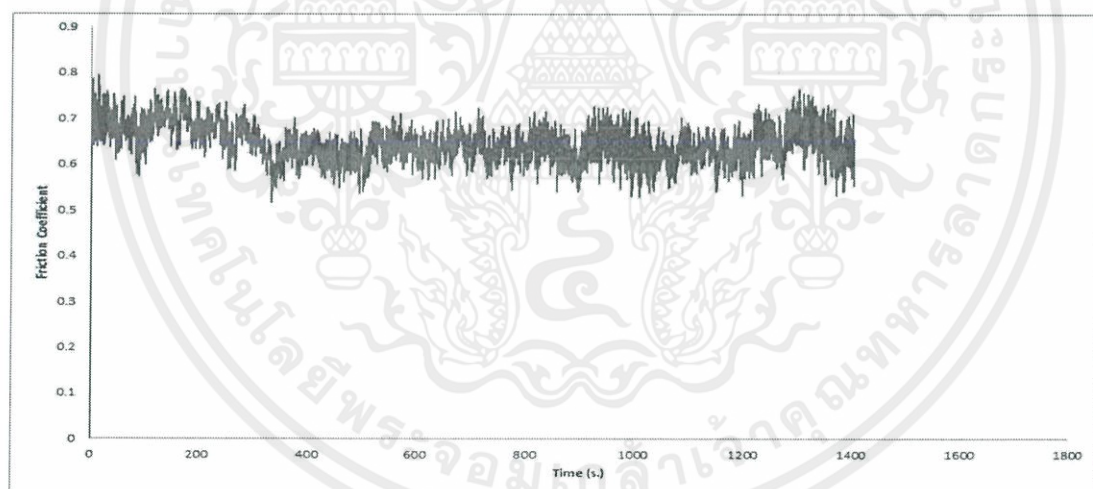
รูปที่ 6.18 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_w = 510$ RPM, $V_r = 500$ RPM (อัตราการไถล 2.1-1.71 %) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ สูงสุด , เฉลี่ย และต่ำสุด เท่ากับ 0.6998, 0.4713 และ 0.3825 ตามลำดับ

รูปที่ 6.16 ถึง 6.18 แสดงกราฟเทียบเปรียบเทียบที่อัตราการไถลต่างๆ ที่ความดันหน้าสัมผัส และความเร็ว เท่ากัน ในสภาวะเปียก จะพบว่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าสูงขึ้นเนื่องจากแรงเสียดทานจลน์ เมื่อนำค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานทั้งสามมาหาค่าเฉลี่ยจะเห็นได้ว่า “ยิ่งเพิ่มอัตราการไถลมากค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมากขึ้นตามไปด้วย”

แสดงผลลัพธ์ของสัมประสิทธิ์ความเสียดทานโดยความดันในหน้าสัมผัสเท่ากันแต่ความเร็วต่างกันที่อัตราการไหล 1% ภายใต้สถานะแห้ง เพื่อเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่เปลี่ยนไปเนื่องจากความเร็วในขณะที่มีการไหล



รูปที่ 6.19 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_w = 500$ RPM, $V_r = 495$ RPM (อัตราการไหล 1.16-0.78 %) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ สูงสุด , เฉลี่ย และต่ำสุด เท่ากับ 0.6569, 0.6125 และ 0.5637 ตามลำดับ

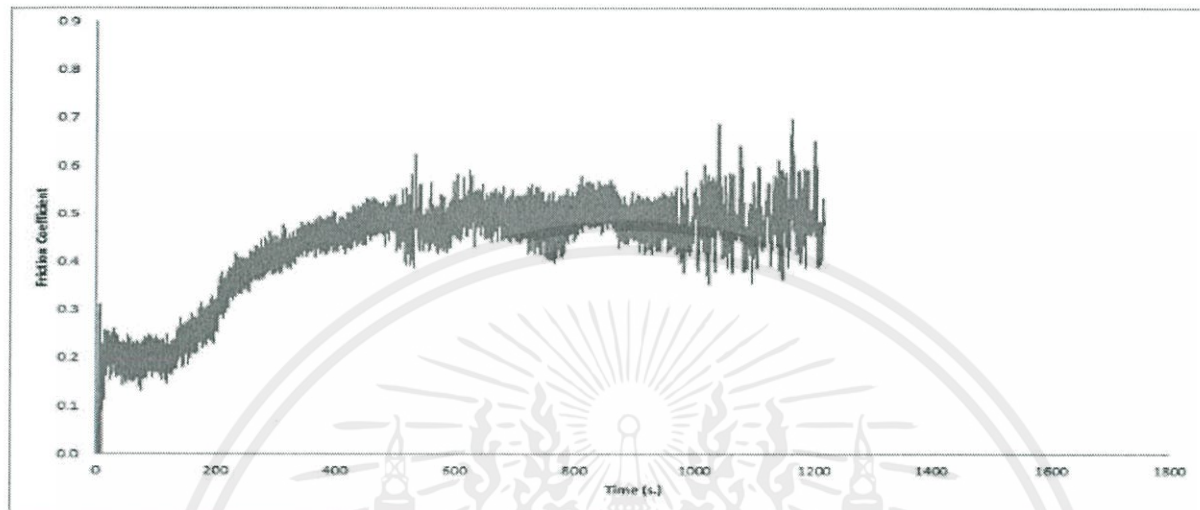


รูปที่ 6.20 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_w = 400$ RPM, $V_r = 395$ RPM (อัตราการไหล 1.16-0.78 %) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ สูงสุด , เฉลี่ย และต่ำสุด เท่ากับ 0.7177, 0.6295 และ 0.5386 ตามลำดับ

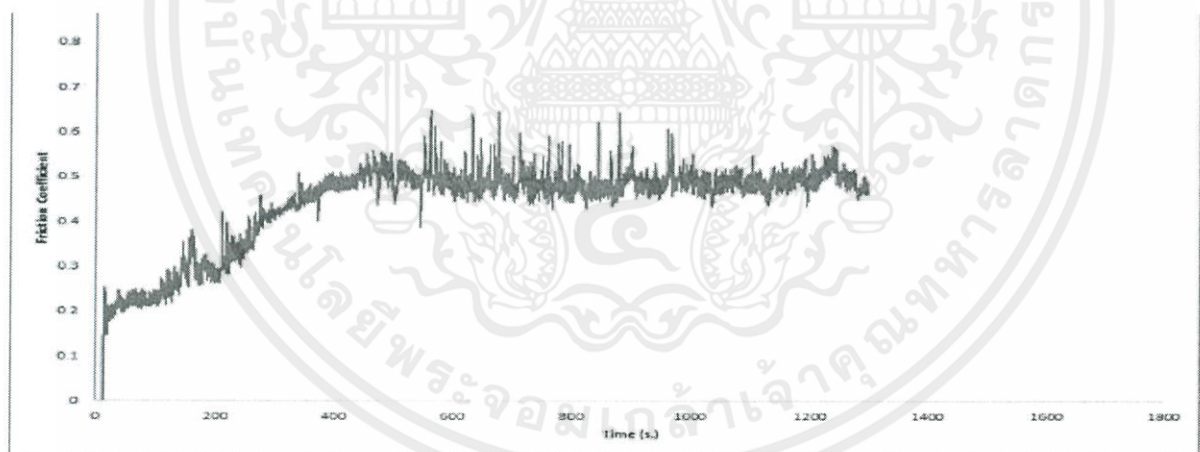
รูปที่ 6.19 ถึง 6.20 แสดงกราฟเทียบเปรียบเทียบที่ความเร็วต่างๆ ที่ความดันหน้าสัมผัส และอัตราการไหล (1%) เท่ากัน ในสถานะแห้ง จะพบว่าในช่วงแรกค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าสูงเนื่องจากเป็นความเสียดทานสถิตและลดลงเนื่องจากความเสียดทานจลน์ เมื่อนำค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานทั้งสามมาหาค่าเฉลี่ยจะเห็นได้ว่า “ยิ่งเพิ่มความเร็วมากค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะลดน้อยลงตามไปด้วย”

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แสดงผลลัพธ์ของสัมประสิทธิ์ความเสียดทานโดยความดันในหน้าสัมผัสเท่ากันแต่ความเร็วต่างกันที่อัตราการไหล 2% ภายใต้สภาวะเปียก (อัตราการไหล 150 ml/min) เพื่อเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่เปลี่ยนไปเนื่องจากความเร็วในขณะที่มีการไหล



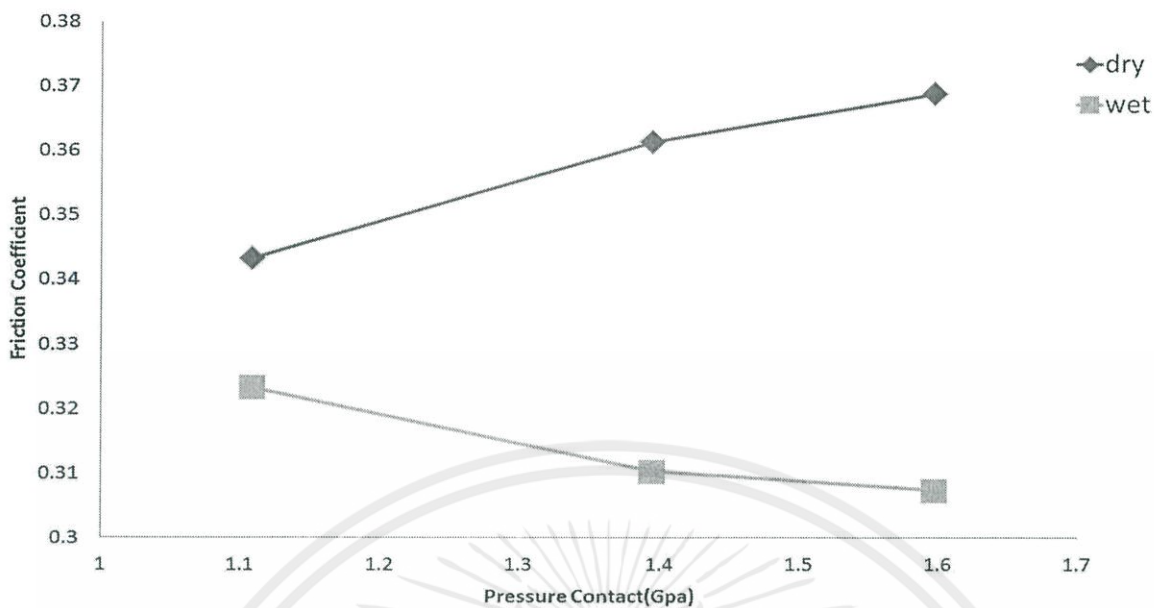
รูปที่ 6.21 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_w = 510$ RPM, $V_r = 500$ RPM (อัตราการไหล 2.1-1.71 %) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ สูงสุด , เฉลี่ย และต่ำสุด เท่ากับ 0.6998, 0.4713 และ 0.3825 ตามลำดับ



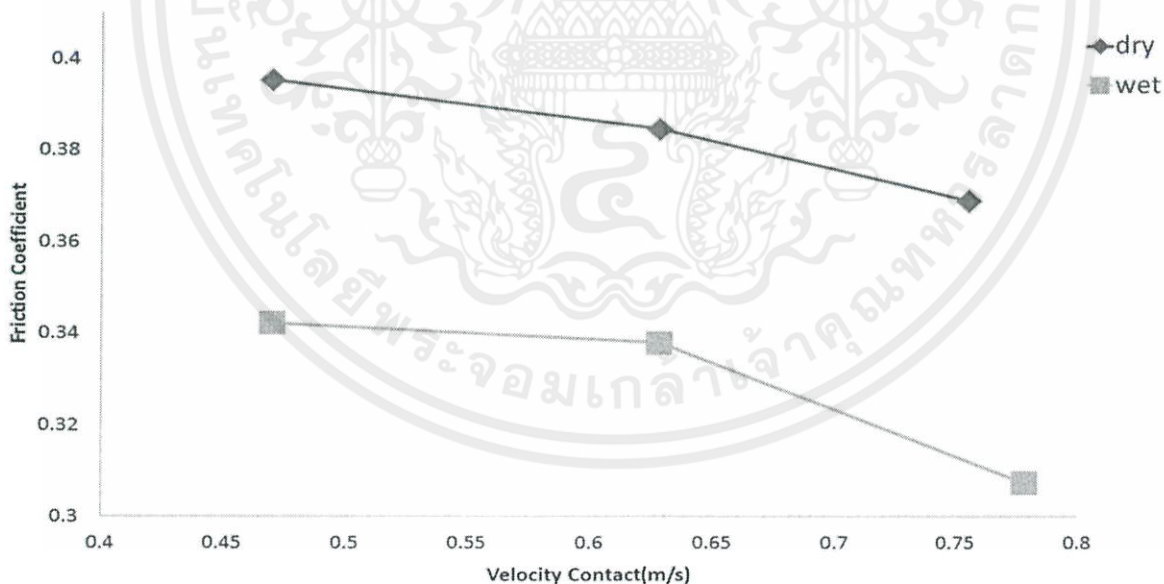
รูปที่ 6.22 ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa ความเร็ว $V_w = 400$ RPM, $V_r = 390$ RPM (อัตราการไหล 2.1-1.71 %) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ สูงสุด , เฉลี่ย และต่ำสุด เท่ากับ 0.6345, 0.4863 และ 0.4449 ตามลำดับ

รูปที่ 6.21 ถึง 6.22 แสดงกราฟเทียบเปรียบเทียบที่ความต่างๆ ที่ความดันหน้าสัมผัส และอัตราการไหล (2%) เท่ากัน ในสภาวะเปียก จะพบว่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าสูงขึ้นเนื่องจากแรงเสียดทานจลน์ เมื่อนำค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานทั้งสามมาหาค่าเฉลี่ยจะเห็นได้ว่า “ยิ่งเพิ่มความเร็วมากค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะลดลงตามไปด้วย”

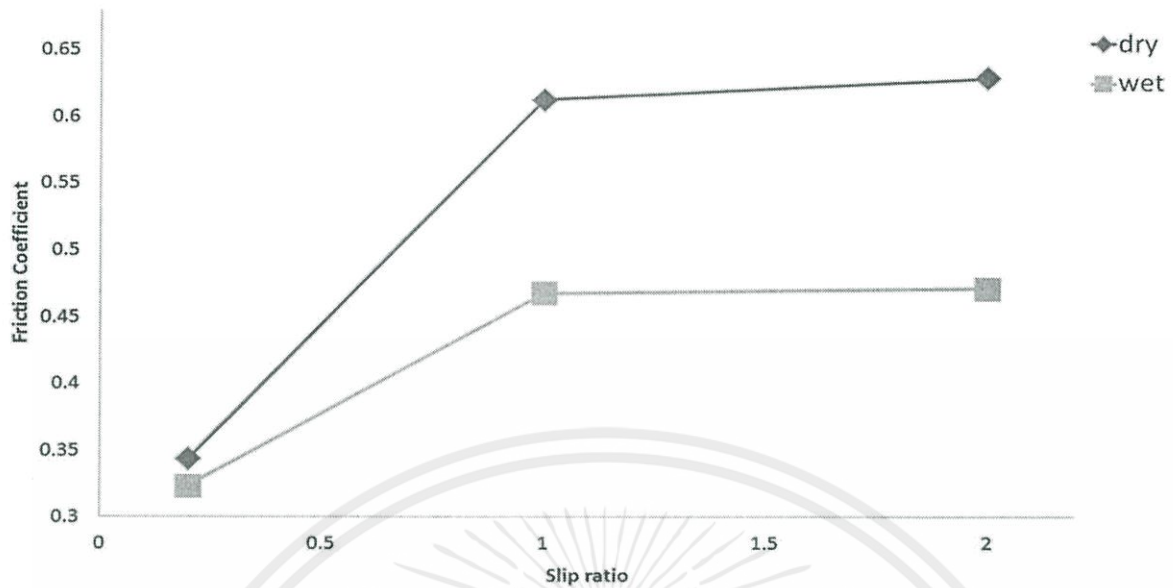
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



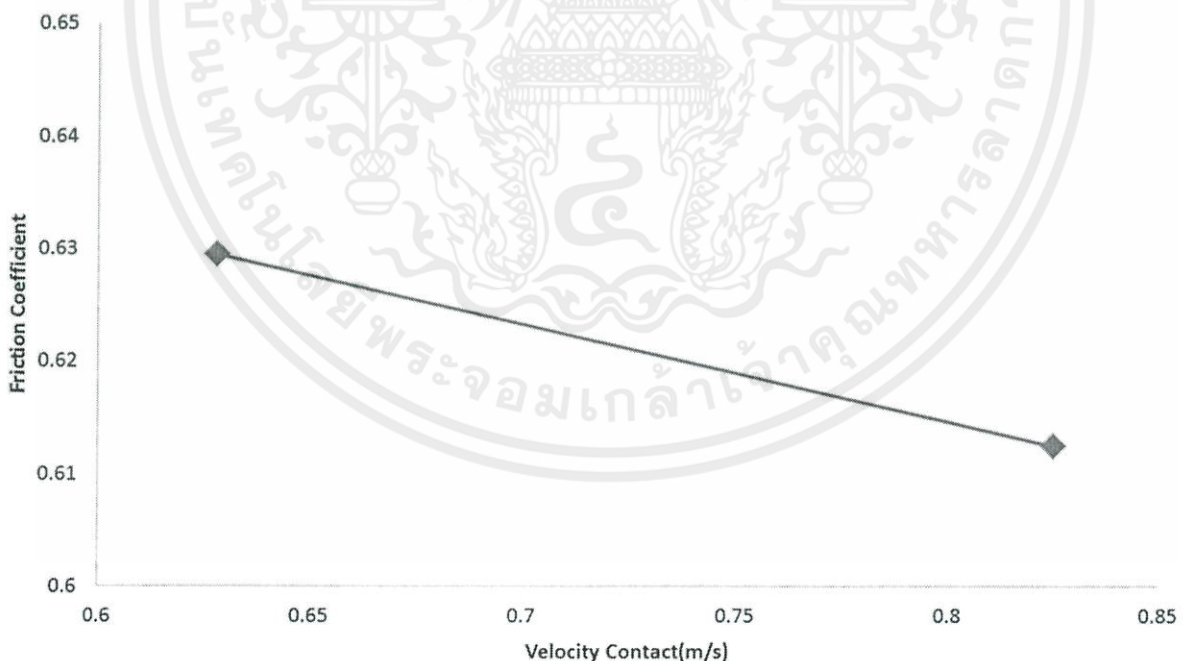
รูปที่ 6.23 แสดงกราฟระหว่างสภาวะแห้งกับเปียก ที่ความดันหน้าสัมผัส 1.1083, 1.3943 และ 1.5973 GPa ภายใต้ความเร็ว 485 RPM และอัตราการไถล 0% จะพบว่าในสภาวะแห้งนั้นจะมีค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานเพิ่มขึ้นในรูปของสมการ $\mu = 0.1899 + 0.1981P - 0.0539P^2$ ส่วนสภาวะเปียกจะมีสัมประสิทธิ์ความเสียดทานลดลงในรูปของสมการ $\mu = 0.4722 - 0.205P + 0.0637P^2$



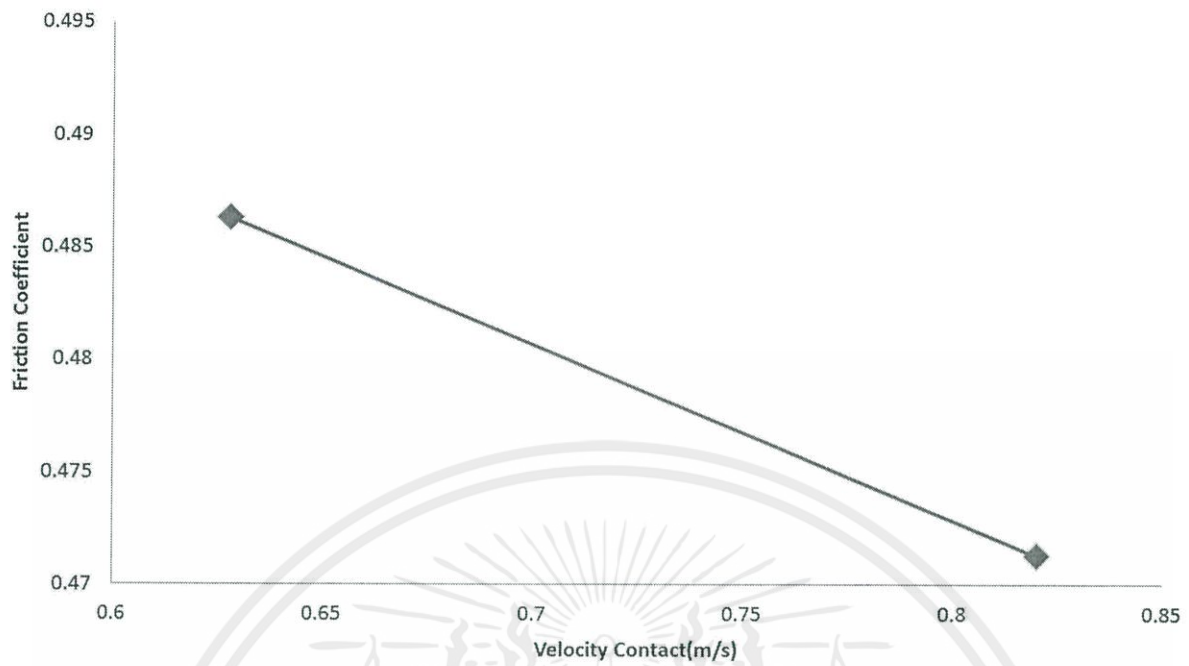
รูปที่ 6.24 แสดงกราฟระหว่างสภาวะแห้งและเปียก ที่ความเร็ว 300, 400 และ 485 RPM แต่ความดันหน้าสัมผัส 1.5973 GPa และอัตราการไถล 0% พบว่าในสภาวะแห้งจะมีค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานลดลงในรูปของสมการ $\mu = 0.3692 + 0.1476v - 0.1961v^2$ ส่วนสภาวะเปียกจะมีสัมประสิทธิ์ความเสียดทานลดลงในรูปของสมการ $\mu = 0.1872 + 0.5977v - 0.5698v^2$



รูปที่ 6.25 แสดงกราฟระหว่างสภาวะแห้งและเปียก ที่อัตราการไถล 0 % , 1 % และ 2 % ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa และความเร็วประมาณ 500 RPM จะพบว่าในสภาวะแห้งมีค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะเพิ่มขึ้นเป็นอย่างมากในรูปของสมการ $\mu = 0.1481 + 1.1744S - 1.0762S^2 + 0.425S^3 - 0.0602S^4$ และในสภาวะเปียกจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเป็นอย่างมากในรูปของสมการ $\mu = 0.2839 + 0.1684S + 0.1825S^2 - 0.2336S^3 + 0.0619S^4$



รูปที่ 6.26 แสดงกราฟที่ความเร็ว 500 และ 400 RPM ที่ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa และอัตราการไถล 1% เท่ากันในสภาวะแห้ง จะพบว่ายิ่งความเร็วเพิ่มขึ้นสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าลดลง



รูปที่ 6.27 แสดงกราฟที่ความเร็วต่าง 510 และ 400 RPM ที่ความดันหน้าสัมผัส 1.1083 GPa และอัตราการไหล 2% เท่ากันในสภาวะเปียก จะพบว่ยิ่งความเร็วเพิ่มขึ้นสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าลดลง

บทที่ 7

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

7.1 สรุปผลการทดลอง

1. งานวิจัยนี้ผู้ออกแบบเริ่มต้นด้วยการขีดเขียนและออกแบบเครื่องทดสอบหาความเสียดทานด้วยโปรแกรม AutoCAD3D หลังจากนั้นจึงเริ่มประกอบเครื่องซึ่งออกแบบให้ถอดเปลี่ยนวัสดุทดสอบได้ง่าย เพื่อใช้ทดสอบหาความเสียดทานระหว่างคู่วัสดุทรงกระบอกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 30 มิลลิเมตร ด้วยเครื่องมือวัดแรงบิดที่ประดิษฐ์ขึ้นด้วยสเตรนเกจ ทั้งนี้ผู้ออกแบบได้ผลกำไรจากความชำนาญทางด้านวิศวกรรมเพิ่มขึ้นอีกหลายประการ

2. จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าค่าความเสียดทานในสภาวะแห้งของช่วงแรกจะมีค่าสูงกว่าความเสียดทานในช่วงคงที่ เนื่องมาจากหน้าสัมผัสของชิ้นทดสอบทั้งสองมีค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานค่าหนึ่งและหลังจากทำการขบกันทำให้หน้าสัมผัสทั้งสองเปลี่ยนแปลงไป ซึ่งทำให้ความเสียดทานลดลงจนกระทั่งเริ่มคงที่เมื่อเวลาผ่านไป

3. ในกรณีสภาวะเปียกความเสียดทานในช่วงต้นมีค่าน้อยเนื่องมาจากน้ำเข้าไปหล่อลื่นในหน้าสัมผัสทั้งสอง โดยเมื่อเริ่มทำการทดสอบสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าสูงขึ้นจนกระทั่งคงที่เมื่อเวลาผ่านไป

4. จากค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานในช่วงคงที่ของความดันในหน้าสัมผัสที่เท่ากันแต่ความเร็วหน้าสัมผัสแตกต่างกัน จะเห็นได้ว่าเมื่อความเร็วหน้าสัมผัสทั้งในสภาวะแห้งและเปียกมีค่าสูงขึ้น ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าลดลง 7.15% และ 10.19% ภายใต้อัตราการเพิ่มและแห้งตามลำดับ ของการเพิ่มขึ้นของความเร็วหน้าสัมผัส

5. ในกรณีของความเร็วน้ำสัมผัสเท่ากันแต่ในความเร็วหน้าสัมผัสที่ต่างกัน ในสภาวะแห้งเมื่อความดันหน้าสัมผัสมีค่าสูงขึ้นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะสูงขึ้นเล็กน้อย 6.93% ในทางตรงกันข้ามในสภาวะเปียกจะมีค่าลดลงเล็กน้อย 4.91% ของการเพิ่มขึ้นของความดันหน้าสัมผัส

6. ในกรณีของความเร็วน้ำสัมผัสเท่ากันและความดันในหน้าสัมผัสที่เท่ากัน ในขณะที่อัตราการไหลต่างกันทั้งในสภาวะแห้งและเปียกนั้นค่าเพิ่มขึ้นจะส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานให้เพิ่มขึ้นเป็นอย่างมาก 83.19% และ 45.77% ภายใต้อัตราการเพิ่มและเปียกตามลำดับ ของการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหล

7. จากเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่เปลี่ยนไปเนื่องจากความเร็วหน้าสัมผัส ในขณะที่มีการไหล 1% ในสภาวะแห้งและ 2% ในสภาวะเปียก เมื่อความเร็วสูงขึ้น จะทำให้มีแนวโน้มค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าลดลงทั้งในทั้งสองสภาวะ

7.2 ข้อเสนอแนะ

1. เครื่องทดสอบควรมีการปรับปรุงโครงสร้างและฐานเพื่อแก้ปัญหาเรื่องการสั่นสะเทือน เนื่องจากในขณะที่เดินเครื่องทดสอบในเงื่อนไขแบบมีการไหล จะทำให้เกิดการสั่นในแนวตั้งได้ง่าย
2. เนื่องจากปัญหาการออกแบบแบบเรียงแบบเลื่อนขึ้นลงได้เพื่อความสะดวกแก่การถอดประกอบวัสดุทดสอบ ทำให้พบปัญหาเรื่องความผิดในรางเลื่อน ส่งผลต่อน้ำหนักที่ตกลงบนวัสดุทดสอบ จึงควรเปลี่ยนไปใช้ข้อต่ออ่อนส่งกำลังหรือข้อต่อที่สามารถส่งกำลังได้เพื่อลดปัญหาความผิด
3. ควรเลือกวัสดุทดสอบที่มีคุณสมบัติความแข็งใกล้เคียงกับล้อและรางจริงเพื่อผลการทดลองที่ถูกต้องแม่นยำมากขึ้น
4. เพื่อศึกษาวิธีการทำเครื่องมือวัดแรงบิดจากสเตรนเกจ จึงควรศึกษาขั้นตอนและวิธีการทำอย่างละเอียด เนื่องจากการติดตั้งสเตรนเกจต้องใช้ความชำนาญเป็นอย่างมาก มิฉะนั้นอาจทำให้เกิดความคลาดเคลื่อนจากการวัดได้



เอกสารอ้างอิง

[1] Jung-Won Seo, Hyun-Kyu Jun, Seok-Jin Kwon, Dong-Hyeong Lee (2015)

Korea Railroad Research Institute, Uiwang, Gyeonggi-do, South Korea

[2] Koan-Sok Baek, Keiji Kyogoku, Tsunamitsu Nakahara – Graduate School of Science and Engineering, Tokyo Institute of Technology

หนังสือ

[1] Beynon JH, Garnham JE, Sawley KJ. Rolling contact fatigue of three pearlitic rail steels.

[2] Makino T, Kato T, Hirakawa K. The effect of slip ratio on the rolling contact fatigue property of railway wheel steel.

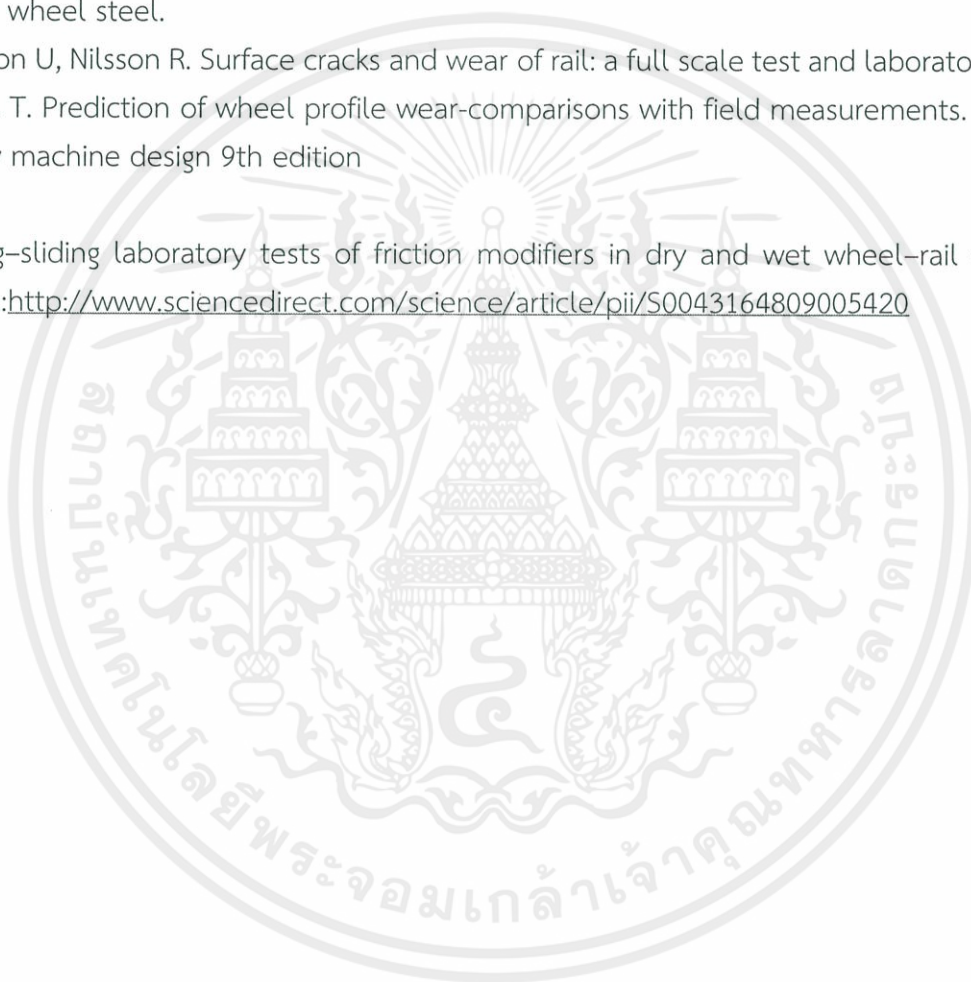
[3] Olofsson U, Nilsson R. Surface cracks and wear of rail: a full scale test and laboratory study.

[4] Jendel T. Prediction of wheel profile wear-comparisons with field measurements.

[5] shigley machine design 9th edition

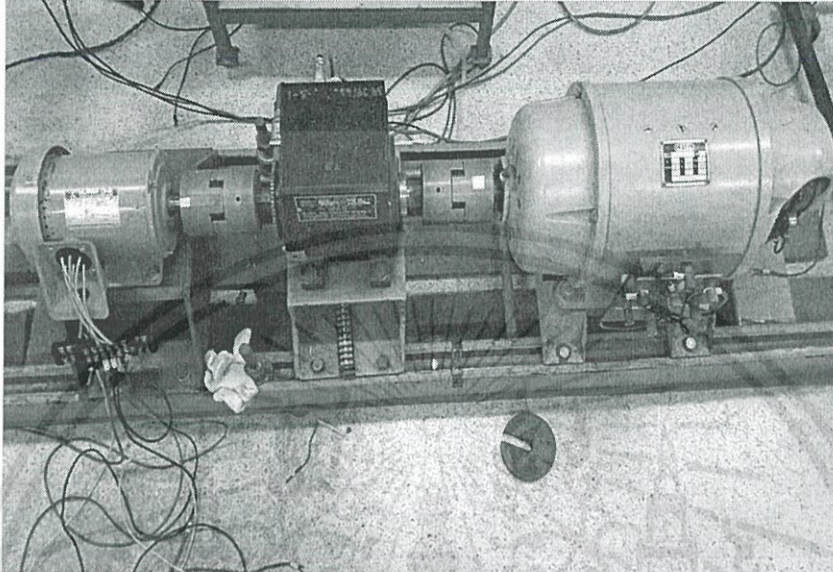
เว็บไซต์

[1] Rolling-sliding laboratory tests of friction modifiers in dry and wet wheel-rail contacts (2009)URL:<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0043164809005420>

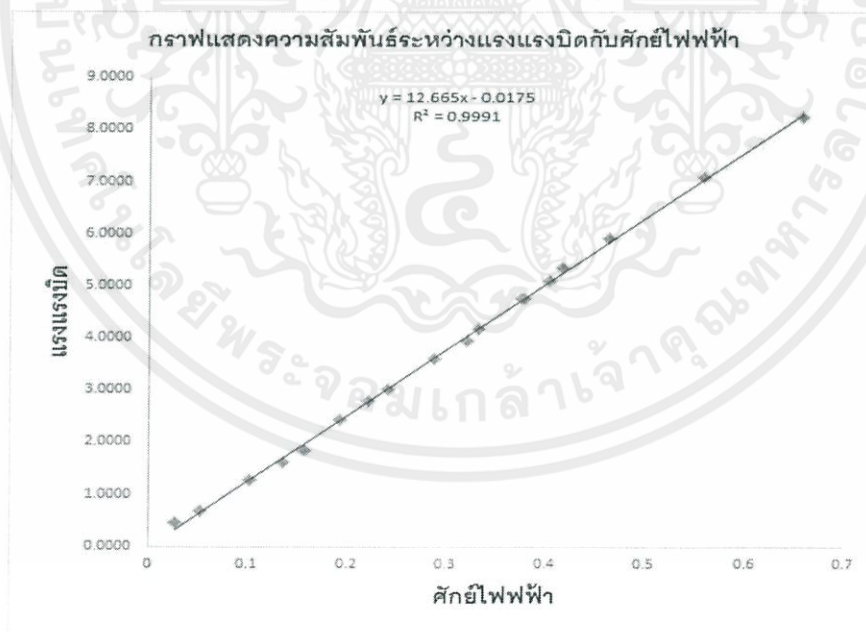


ภาคผนวก

เครื่องมือวัด torque transducer สำหรับการสอบเทียบแรงบิด

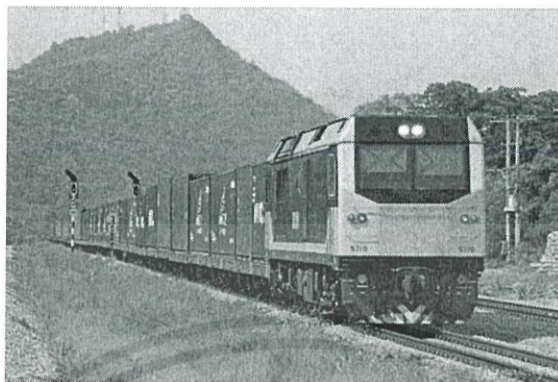


กราฟสอบเทียบแรงบิด



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รถไฟและรางที่ใช้ในการคำนวณความดันหน้าสัมผัส



CSR SDA3 (U20)

Nominal Wheel Diameter : 1067 mm.

Locomotive Service Weight : 120 Tones

Axel Load : 20 Tones

Transmission Mode : AC-DC-AC

Engine : Caterpillar C175-16 ACERT

Rated Speed : 1800 r/min

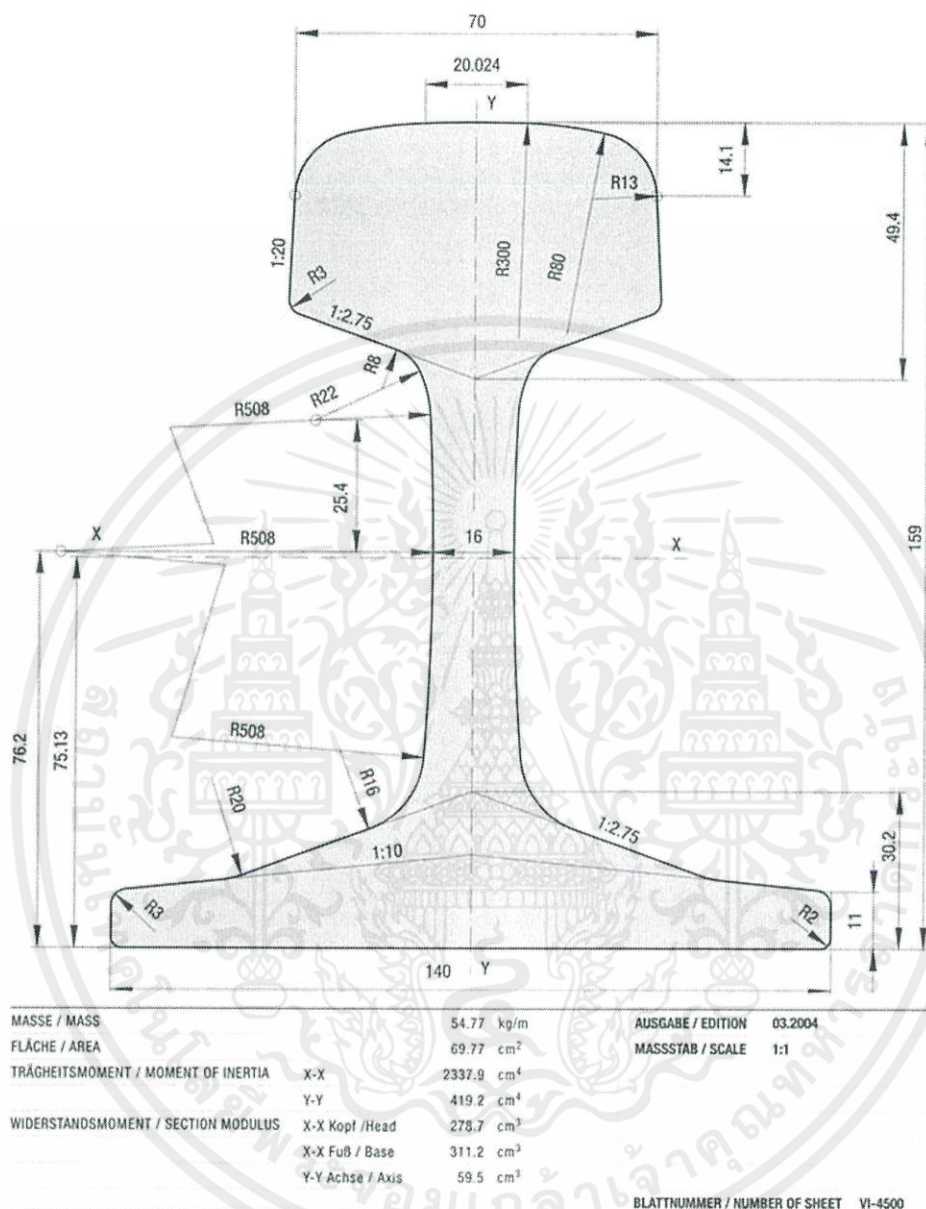
Horsepower : 2,380 kW (3,190 HP) - 2,800 kW (3,750 HP)

Max Service Speed : 100 kph

Locomotive Dimensions :

- Length : 20,490 mm
- Width : 2,836 mm
- Height : 4,000 mm

54E1 (UIC54, SBBIII)



รูปแสดงราง UIC 54

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Linear formula for function of Trend Analysis in Minitap

สูตรสำหรับ Linear trend model :

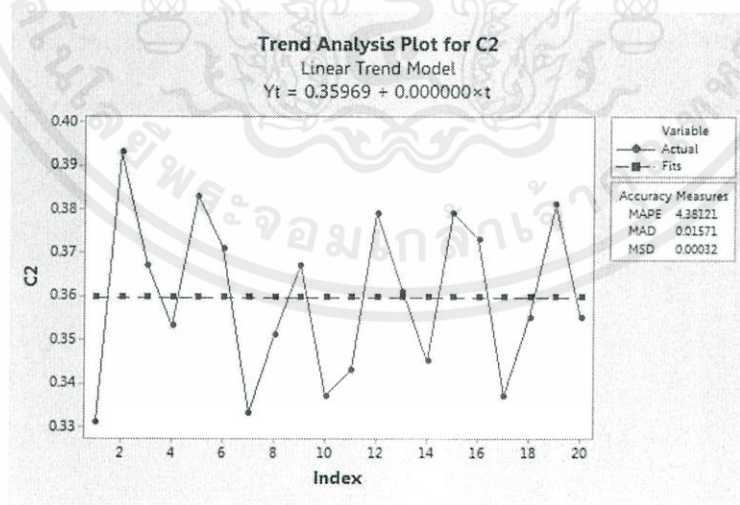
$$Y_t = \beta_0 + \beta_1 t + e_t$$

คำอธิบาย

Term	Description
β_0	ค่าคงที่
β_1	ค่าเฉลี่ยการเปลี่ยนแปลงจากคาบหนึ่งถึงคาบถัดไป
t	ค่าของหน่วยเวลา
e_t	พจน์ความคลาดเคลื่อน

อธิบาย

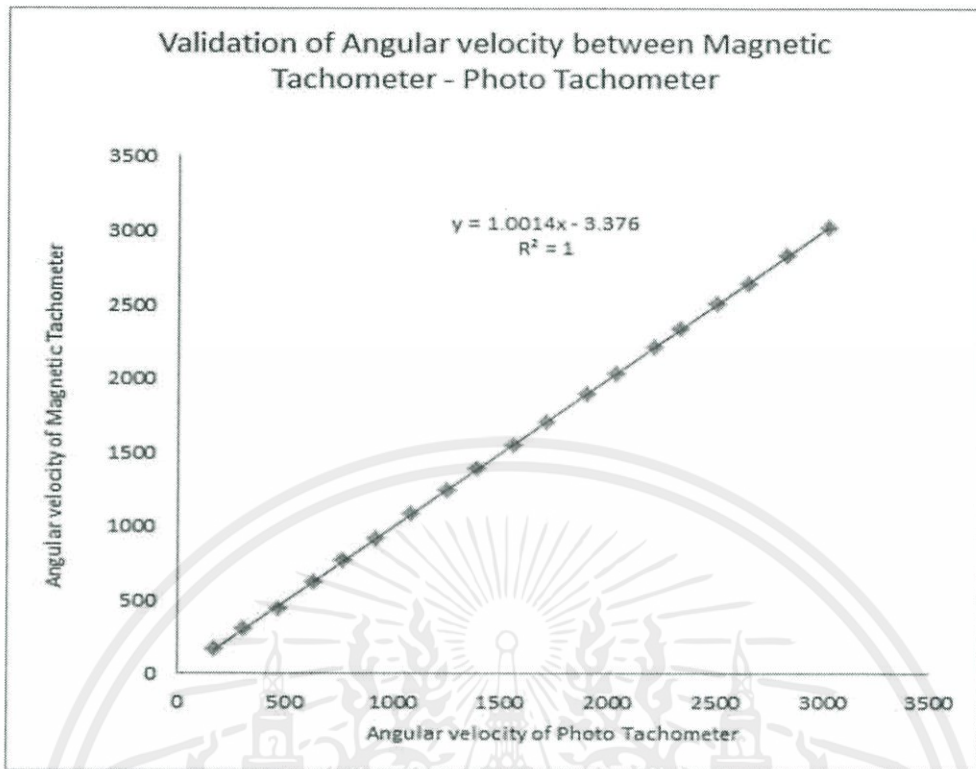
ข้อมูลจะถูกจัดให้พอดีกับเส้นซึ่งระบุว่าอัตราค่าเปลี่ยนแปลงจะสม่ำเสมอตลอดเวลาโดยโมเดลคือ $Y_t = \beta_0 + (\beta_1 * t) + e_t$ ในโมเดลนี้ β_1 แสดง ค่าเฉลี่ยการเปลี่ยนแปลงจากคาบหนึ่งถึงคาบถัดไป



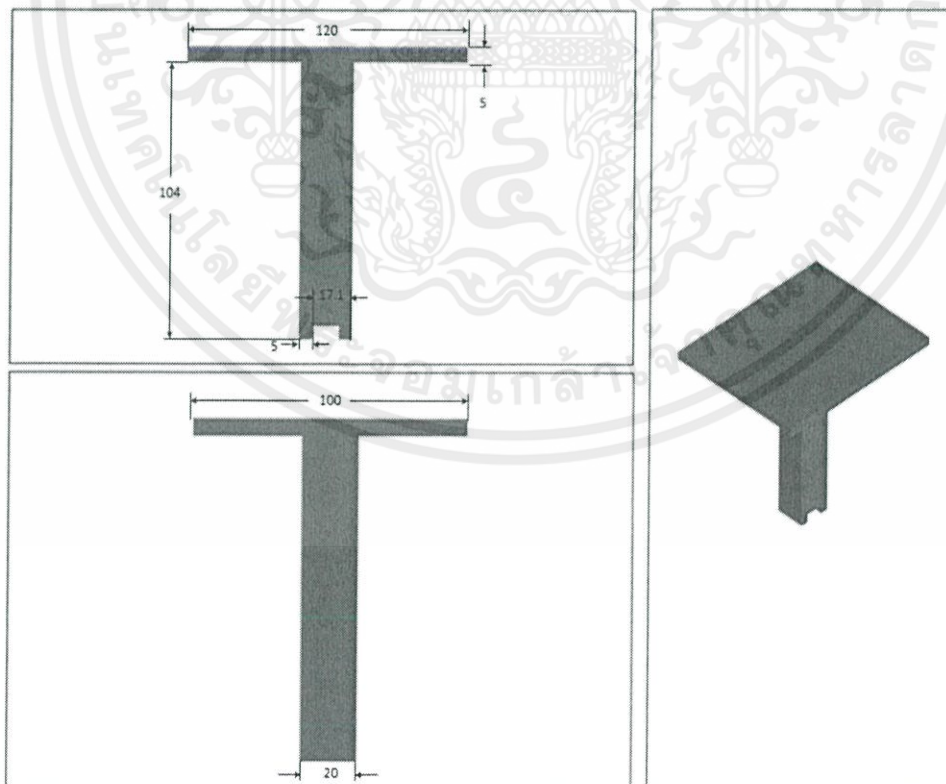
อ้างอิง

<http://support.minitab.com/en-us/minitab-express/1/help-and-how-to/modeling-statistics/time-series/how-to/trend-analysis/perform-the-analysis/enter-your-data/>

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

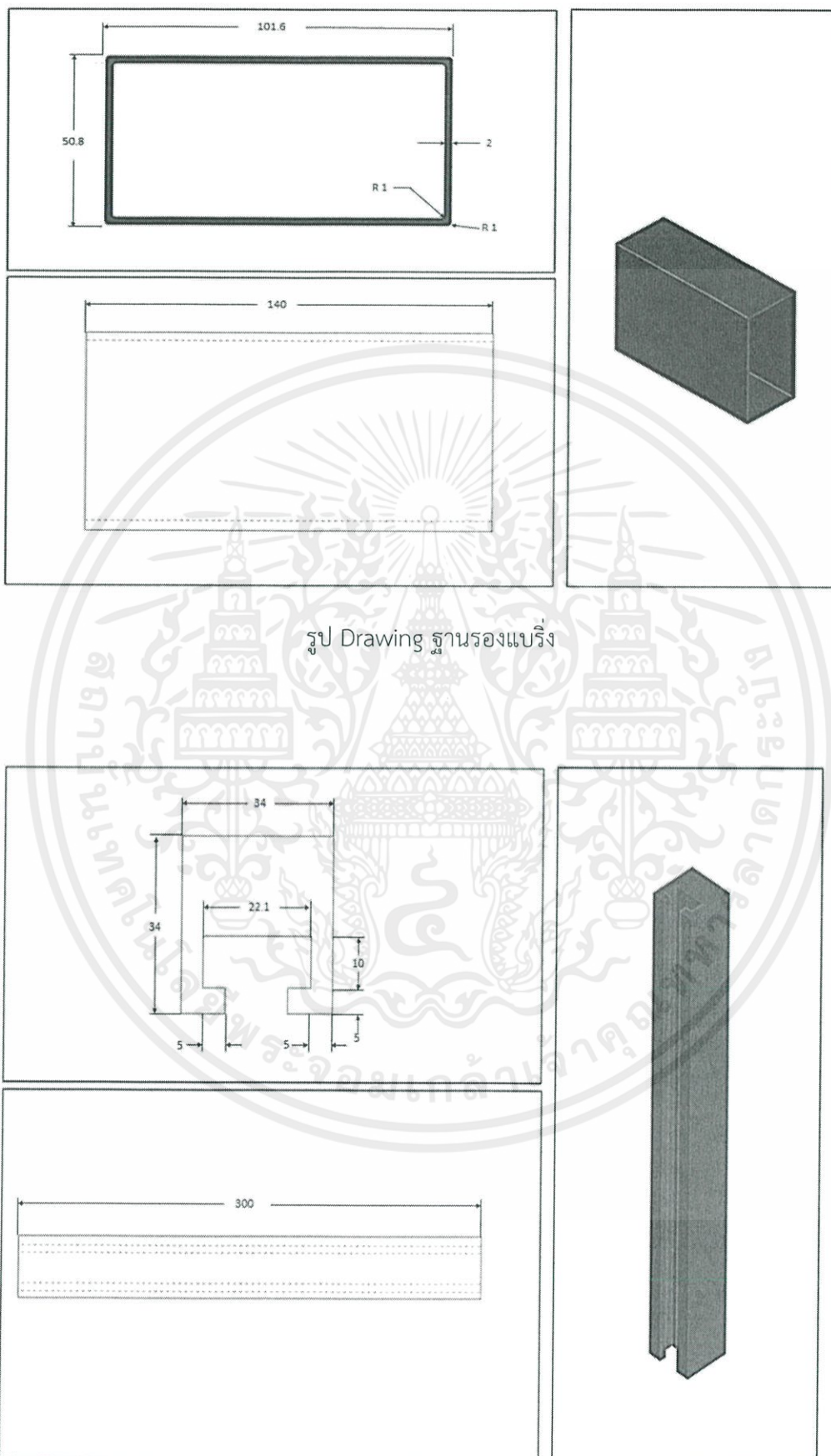


กราฟสอบเทียบเครื่องวัดความเร็ว



รูป Drawing แทนวางตึมน้ำหนัก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ทั่วประเทศ
 ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้