



การศึกษาลักษณะทางกายภาพของงานเบรกรถจักรยานยนต์ที่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพการเบรก



กุลยศ สุวันทโรจน์
ศุภชัย หลีกคำ

งานวิจัยนี้ได้รับทุนอุดหนุนจากงบประมาณ ประจำปีงบประมาณ พ.ศ.2558
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร



การศึกษาลักษณะทางกายภาพของงานเบรกรถจักรยานยนต์ที่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพการเบรก

กุลยศ สุวันทโรจน์
ศุภชัย หล้าคำ

งานวิจัยนี้ได้รับทุนอุดหนุนจากงบประมาณ ประจำปีงบประมาณ พ.ศ.2558
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร

ชื่อเรื่อง : การศึกษาลักษณะทางกายภาพของงานเบรกรถจักรยานยนต์ที่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพการเบรก

ผู้วิจัย : นายกุลยศ สุวันทโรจน์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มทร.พระนคร
นายศุภชัย หลักคำ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มทร.พระนคร

พ.ศ. : 2558

บทคัดย่อ

งานเบรกเป็นผลิตภัณฑ์หนึ่งที่มีบทบาทในอุตสาหกรรมชิ้นส่วนรถจักรยานยนต์ และส่งผลกระทบต่อความปลอดภัยโดยตรง จากผลกระทบต่อความปลอดภัยดังกล่าวจึงทำให้เกิดโครงการเครื่องทดสอบความสามารถในการเบรกเพื่อศึกษาลักษณะทางกายภาพงานเบรกที่มีผลกระทบต่อระยะทางการเบรก และเป็นทางเลือกในการทดสอบงานเบรก คณะผู้วิจัยจึงคิดค้นและออกแบบสร้างเครื่องทดสอบความสามารถการเบรกแบบไดนาโมมิเตอร์ โดยใช้โมเมนต์ความเฉื่อยไม่เกิน $9.70\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ซึ่งอ้างอิงการทดสอบอุณหภูมิตามมาตรฐาน JASO T204:2001 มาประยุกต์ใช้ร่วมกัน โดยมุ่งเน้นไปที่การทดสอบงานเบรกที่มีลักษณะที่แตกต่างกันทางกายภาพ 3 ชนิดคือ งานตัน งานเซาะร่อง และงานเจาะรู ในสภาวะอุณหภูมิปกติของงานเบรก (60°C ถึง 80°C) และในสภาวะอุณหภูมิสูง (มากกว่า 100°C) โดยใช้แรงเบรก ณ ตำแหน่งแม่ปั๊มเบรกที่แตกต่างกันระหว่าง 9.81 N ถึง 34.33 N มาทำการทดสอบ จากผลการทดสอบของงานเบรกทั้ง 3 ชนิด ที่ได้จากเครื่องทดสอบความสามารถงานเบรก สะท้อนให้เห็นว่า ที่ อุณหภูมิปกติ งานตัน งานเซาะร่อง และงานเจาะรูสร้างอัตราหน่วงการเบรกเฉลี่ยได้ 7.29, 9.10 และ 9.50 m/sec^2 ต่อพื้นที่ผิวสัมผัสงานเบรก 1m^2 ตามลำดับ ในขณะที่ ณ อุณหภูมิสูง งานตัน งานเซาะร่อง และงานเจาะรูสามารถสร้างอัตราหน่วงการเบรกเฉลี่ยได้ 7.21, 9.03 และ 9.46 m/sec^2 ต่อพื้นที่ผิวสัมผัสงานเบรก 1m^2 ตามลำดับ ซึ่งสะท้อนให้เห็นว่างานเบรกชนิดเจาะรูสร้างความสามารถในการเบรกสูงสุดโดยแตกต่างจากงานเบรกชนิดตัน 30.32% ณ สภาวะอุณหภูมิปกติ ในทางทำนองเดียวกันสภาวะอุณหภูมิสูง งานเบรกชนิดเจาะรูสร้างความสามารถในการเบรกสูงสุดโดยแตกต่างจากงานเบรกชนิดตัน 31.21%

Title : A Study of Different Physical Shape of Motorcycle Brake Disc Effecting on Braking Performance

Researcher : Mr. Kullayot Suwantaraj, Faculty of Engineering, RMUTP
Mr. Supachai Lakkam, Faculty of Engineering, RMUTP

Year : 2015

ABSTRACT

Nowadays, a disc brake is one of important auto parts for motorbike cycle industry which effected directly to life safety. As the result, this project aims to test the performance of the disc brake in order to study the physical disc brake that effects to braking distance and to be an alternative for testing the brake disc. Therefore, the braking performance tester was designed and created in the single dynamometer which was not over $9.70 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ as the moments of inertia of motorcycles. Regarding JASO T204:2001, this test was focused on the 3 different types of brake discs (i.e. normal type, grooving type, and perforated type). The tested temperature was at normal state of the brake disc temperature ($60^{\circ}\text{C} - 80^{\circ}\text{C}$) and at high state (more than 100°C). The braking force from 9.81N to 34.33N at master cylinder was tested. The result revealed that at normal temperature, the braking performance of the three disc brakes (normal type, grooving type, and perforated type) was at 7.29, 9.10 และ 9.50 m/sec^2 per 1m^2 of contact surface areas respectively. However, the brake performance at high temperature was at 7.21, 9.03 และ 9.46 m/sec^2 per 1m^2 of contact surface areas respectively. This result reveals that the most efficient disc brake at normal temperature was perforated type of disc brake which was 30.32% different from normal type of disc brake. Likewise; the perforated type of disc brake was the most performance disc brake at high temperature which was different from normal type of disc brake at 31.21%

กิตติกรรมประกาศ

รายงานการวิจัยฉบับนี้สำเร็จด้วยการสนับสนุนทุนการวิจัยจากงบประมาณประจำปีงบประมาณ 2558 ทางคณะผู้วิจัยขอขอบพระคุณต่อคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร ที่ได้ให้การสนับสนุนทุนวิจัยในครั้งนี้ ตลอดจนขอขอบคุณผู้ที่ให้ความร่วมมือและให้ความอนุเคราะห์ทุกท่านที่ไม่ได้กล่าวไว้ในที่นี้

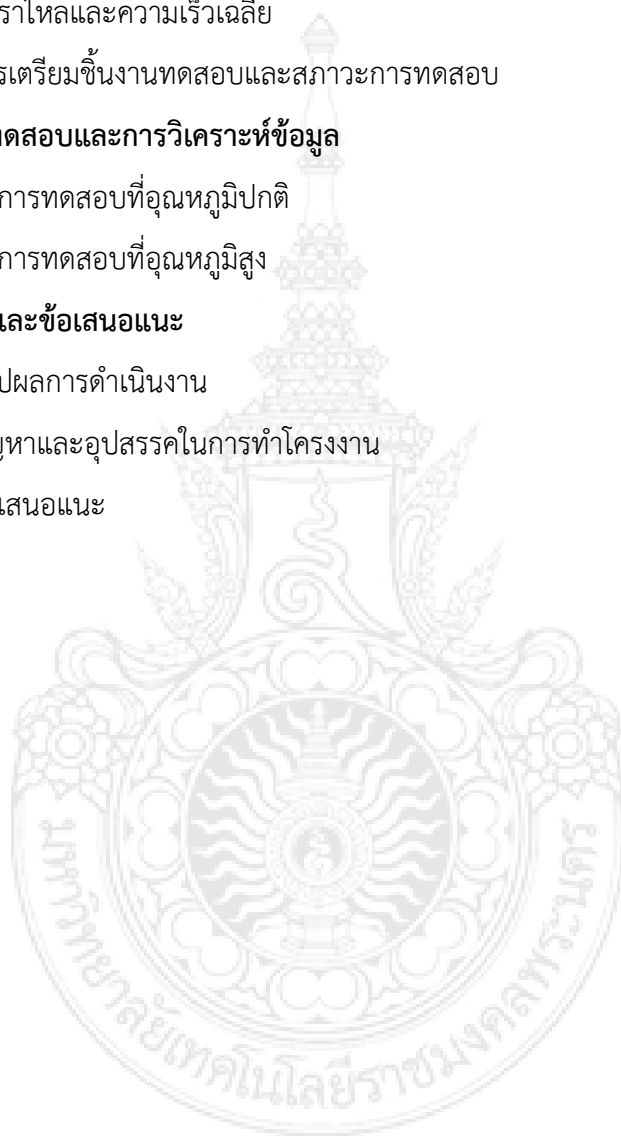
คณะผู้วิจัย



สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อ	I
ABSTRACT	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VI
สารบัญรูป	VII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย	2
1.3 ขอบเขตของการวิจัย	3
1.4 สมมติฐานและกรอบแนวคิดของการวิจัย	3
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	4
บทที่ 2 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	5
2.1 มอเตอร์	5
2.2 กำลังเบรก	6
2.3 การหาขนาดของมอเตอร์	6
2.4 การหาโมเมนต์ความเฉื่อย	6
2.5 การหาโมเมนต์ความเฉื่อยของมวล	7
2.6 การหาแรงบิด	7
2.7 โมเมนต์ดัดและแรงเฉือนของคาน	7
2.8 เพลลา	8
2.9 อัตราไหลและความเร็วเฉลี่ย	11
2.10 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	11
บทที่ 3 วิธีดำเนินการวิจัย	13
3.1 การศึกษาข้อมูลที่เกี่ยวข้อง	14
3.2 การหาโมเมนต์ความเฉื่อย	14

3.3 การหาแรงบิด	16
3.4 การหาค่าขนาดมอเตอร์	16
3.5 การหาโมเมนต์ความเฉื่อยของมวล	16
3.6 การคำนวณหาขนาดเฟลา	17
3.7 อัตราไหลและความเร็วเฉลี่ย	19
3.8 การเตรียมชิ้นงานทดสอบและสภาวะการทดสอบ	20
บทที่ 4 ผลการทดสอบและการวิเคราะห์ข้อมูล	22
4.1 ผลการทดสอบที่อุณหภูมิปกติ	22
4.2 ผลการทดสอบที่อุณหภูมิสูง	26
บทที่ 5 สรุปผลและข้อเสนอแนะ	30
5.1 สรุปผลการดำเนินงาน	30
5.2 ปัญหาและอุปสรรคในการทำโครงการ	31
5.3 ข้อเสนอแนะ	31
บรรณานุกรม	32
ภาคผนวก	34
ประวัติผู้วิจัย	37



สารบัญตาราง

ตารางที่		หน้า
2.1	ขนาดของเพลตามาตรฐาน ISO/R775-1969	9
2.2	มาตรฐานของวัสดุที่ใช้ทำเพลระหว่างมาตรฐาน JIS ในประเทศอื่นๆ	9
2.3	ค่าตัวประกอบความล้าสามารถเลือกใช้ตามลักษณะของแรงที่มากระทำ	11
3.1	รูปแบบของงานเบรก	20
3.2	สถานะและเงื่อนไขการทดสอบ	21
4.1	ระยะทางการเบรกในสถานะอุณหภูมิปกติ	25
4.2	ระยะทางการเบรกในสถานะอุณหภูมิสูง	29
5.1	ความสามารถงานเบรกชนิดต่างๆ	30



สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
1.1	1
1.2	3
2.1	6
2.2	7
2.3	8
2.4	10
3.1	13
3.2	14
3.3	14
3.4	15
3.5	16
3.6	18
3.7	19
3.8	20
4.1	22
4.2	23
4.3	24
4.4	24
4.5	25
4.6	26
4.7	27
4.8	27
4.9	28
4.10	29

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

เนื่องจากปัจจุบันอุตสาหกรรมยานยนต์ได้มีการเติบโตและเข้ามามีบทบาทอย่างมากต่อการขยายตัวทางเศรษฐกิจภายในประเทศไทย ซึ่งงานเบรกก็เป็นอีกผลิตภัณฑ์หนึ่งที่มีบทบาทในอุตสาหกรรมชิ้นส่วนรถจักรยานยนต์ ซึ่งมีทั้งการนำเข้าจากต่างประเทศและผลิตภายในประเทศ อย่างไรก็ตามงานเบรกรถจักรยานยนต์ที่ผลิตภายในประเทศ โดยเฉพาะอย่างยิ่งจากผู้ผลิตขนาดกลางและขนาดย่อม(After market) ยังไม่สามารถผลิตชิ้นส่วนนี้ให้มีมาตรฐานเทียบเท่ากับงานเบรกรถจักรยานยนต์ที่นำเข้าจากต่างประเทศ หรือที่ผลิตจากโรงงานผู้ผลิตภายใต้การควบคุมของชาวต่างชาติได้ ด้วยเหตุผลทางด้านวัสดุศาสตร์และเครื่องมือการทดสอบผลิตภัณฑ์ที่มีความพร้อมมากกว่าผู้ประกอบการภายในประเทศ อย่างไรก็ตามทั้งทางรัฐบาลและภาคอุตสาหกรรมภายในประเทศยังคงมีความพยายามอย่างมาก เพื่อที่จะทำการปรับสัดส่วนการผลิตชิ้นส่วนยานยนต์ทั้งด้านการลงทุนและใช้ทรัพยากรภายในประเทศในการผลิตชิ้นส่วนรถจักรยานยนต์ซึ่งเป็นกลุ่มอุตสาหกรรมที่มีขนาดใหญ่ให้มากขึ้น รวมไปถึงงานเบรกนี้ด้วย โดยปัจจุบันได้มีผู้ผลิตหลายรายทำการออกแบบเพื่อแข่งขันและพัฒนาเชิงประสิทธิภาพกันอย่างกว้างขวาง ทั้งการออกแบบที่มีลักษณะทางกายภาพที่แตกต่างออกไป รวมถึงการนำวัสดุภายในประเทศมาเป็นวัตถุดิบในการผลิต



รูปที่ 1.1 งานเบรกรถจักรยานยนต์ที่ผลิตในประเทศ
ที่มา(<http://www.mall.tarad.com>)

แต่เนื่องจากงานเบรกเป็นชิ้นส่วนที่เกี่ยวข้องกับความปลอดภัยซึ่งมีผลต่ออัตราการเกิดอุบัติเหตุและอาจทำให้เกิดความเสียหายอย่างใหญ่หลวงทั้งต่อชีวิตและทรัพย์สินได้หากงานเบรกที่

ผลิตออกมานั้นไม่ได้มาตรฐานเพียงพอ โดยส่วนหนึ่งของปัญหาที่ทำให้เกิดอุบัติเหตุนั้นมีสาเหตุมาจากความไม่พร้อมอุปกรณ์ หรือการทำงานบกพร่อง หรืออุปกรณ์ในระบบเบรกมีประสิทธิภาพไม่เพียงพอที่จะตอบสนองต่อความต้องการในขณะการใช้งานนั้น เช่น การแตกร้าวของจานเบรกอันเนื่องมาจากข้อจำกัดของวัสดุ จึงส่งผลต่อความเชื่อมั่นของทั้งผู้บริโภคและผู้ผลิตในการออกแบบทั้งทางด้านลักษณะทางกายภาพและด้านคุณภาพของวัสดุภายในประเทศที่นำมาเป็นวัตถุดิบ

จากปัญหาดังกล่าวจึงจำเป็นต้องมีการค้นคว้าในด้านการตรวจสอบผลกระทบต่างๆของผลิตภัณฑ์ที่ได้ทำการออกแบบและผลิตออกมา แต่กลับพบว่าขั้นตอนกระบวนการทดสอบเฉพาะด้านสำหรับอุตสาหกรรมชิ้นส่วนรถจักรยานยนต์ภายในประเทศยังไม่ชัดเจนพอ อีกทั้งการทดสอบส่วนใหญ่จะถูกส่งไปทดสอบยังต่างประเทศซึ่งส่งผลให้มีต้นทุนในการผลิตสูงขึ้น มากไปกว่านั้นด้วยสาเหตุของราคาเครื่องทดสอบที่สูงมาก ส่งผลให้เกิดความขาดแคลนด้านเครื่องมือการทดสอบสำหรับอุตสาหกรรมชิ้นส่วนยานยนต์ภายในประเทศ ซึ่งไม่เพียงพอที่จะเอื้ออำนวยต่อการใช้พัฒนาผลิตภัณฑ์ชิ้นส่วนยานยนต์ในอนาคต จึงทำให้เกิดโครงการวิจัยเพื่อนำข้อมูลที่ได้ไปพัฒนาและปรับปรุงจานเบรก อีกทั้งการคิดค้นและออกแบบเครื่องทดสอบประสิทธิภาพจานเบรกที่มีการพัฒนามาจากเครื่องทดสอบต้นแบบ โดยโครงการวิจัยนี้จะศึกษาจานเบรกชนิดต่างๆที่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพการเบรก ซึ่งจะทำให้การเน้นจานเบรกที่ผลิตจากวัสดุภายในประเทศไทยเป็นหลัก เพื่อนำไปสู่ข้อมูลที่ใช้ในการปรับปรุงผลิตภัณฑ์ที่เหมาะสมกับยานพาหนะแต่ละประเภท โดยการวิจัยจะคำนึงถึงตัวแปรพื้นฐานที่เกิดขึ้นระหว่างการใช้งาน รวมไปถึงการรับความร่วมมือจากภาคอุตสาหกรรม เพื่อนำข้อคิดเห็นมาใช้ในการพัฒนาผลิตภัณฑ์ให้เหมาะสมกับการใช้งาน เช่น การศึกษาความแตกต่างระหว่างจานเบรกแต่ละชนิดที่นำมาใช้งาน ทั้งทางด้านประสิทธิภาพการเบรก, อุณหภูมิของการทดสอบ และความจำเป็นในการใช้งาน

นอกจากนี้แล้วยังเป็นการสร้างแนวทางการทดสอบที่จะนำไปสู่มาตรฐานหรือให้ผู้ประกอบการสามารถนำไปใช้เป็นเครื่องมือในการทดสอบที่ตอบสนองพฤติกรรมของผลิตภัณฑ์ในลักษณะคล้ายกันนี้ บนสมมุติฐานหลักการทำงานของระบบเบรก โดยเปรียบเทียบประสิทธิภาพการเบรกภายใต้ปัจจัยที่เกิดขึ้นระหว่างการทำงาน ซึ่งผลที่ได้รับจากงานวิจัยนี้สามารถนำไปใช้ในการพัฒนาและการออกแบบจานเบรกในภาคอุตสาหกรรม อีกทั้งยังช่วยการส่งเสริมอุตสาหกรรมการผลิตชิ้นส่วนยานยนต์ในด้านการวิจัยให้กับประเทศ ซึ่งเป็นประโยชน์ทั้งทางตรงและทางอ้อมที่ประเทศไทยจะได้รับ

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

- 1.2.1 เพื่อศึกษาลักษณะทางกายภาพของจานเบรกรถจักรยานยนต์ชนิดต่างๆที่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพการเบรก
- 1.2.2 เพื่อศึกษาแนวทางการทดสอบและออกแบบจานเบรกให้เหมาะสมกับรถจักรยานยนต์
- 1.2.3 เพื่อสร้างเครื่องทดสอบประสิทธิภาพการเบรกแบบไดนาโมมิเตอร์
- 1.2.4 เพื่อนำข้อมูลของงานวิจัยไปใช้พัฒนาการออกแบบและผลิตจานเบรกในภาคอุตสาหกรรม

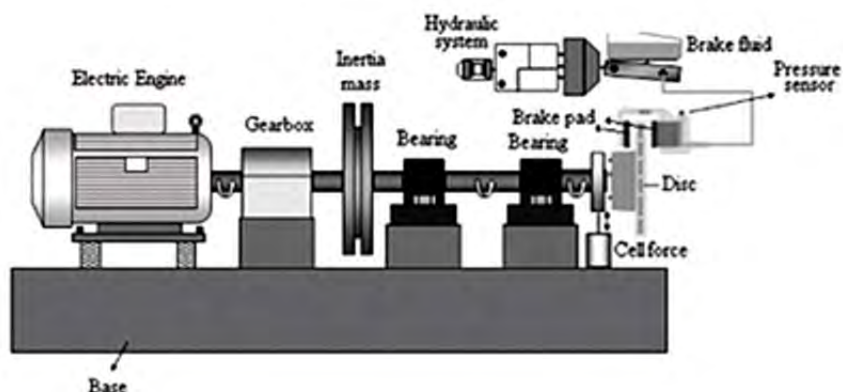
1.3 ขอบเขตของการวิจัย

- 1.3.1 ศึกษาจานเบรกที่มีลักษณะทางกายภาพที่แตกต่างกันไม่ต่ำกว่า 3 แบบ
- 1.3.2 สร้างเครื่องทดสอบประสิทธิภาพจานเบรกขนาดไม่เกิน 40 kW
- 1.3.3 ขั้นตอนการทดสอบเป็นไปตามมาตรฐาน JASO T204

1.4 สมมติฐานและกรอบแนวคิดของการวิจัย

จากการสำรวจขั้นตอนและลักษณะการวิจัยนั้น พบว่าการทดสอบที่เกี่ยวข้องกับระบบเบรกสามารถทำได้ 2 วิธีคือ การจำลองทางคณิตศาสตร์โดยใช้โปรแกรมสำเร็จรูป และการทดสอบบนชุดทดสอบ สำหรับการทดสอบด้วยวิธีการจำลองทางคณิตศาสตร์โดยใช้โปรแกรมสำเร็จรูปนั้นสามารถประหยัดเวลาและค่าใช้จ่ายในการทดสอบได้ อย่างไรก็ตามผลการจำลองนั้นยังมีความคลาดเคลื่อนและไม่เป็นที่ยอมรับโดยสิ้นเชิง เนื่องจากมีปัจจัยหลายอย่างที่ทำให้การคำนวณคลาดเคลื่อน ดังนั้นการทดสอบบนชุดทดสอบจึงมีความน่าเชื่อถือมากกว่า

ดังนั้นการทดสอบเพื่อให้ได้ความถูกต้องจำเป็นต้องจำลองสภาวะการใช้งานจริง โดยมีความเป็นไปได้ที่จะทำการทดสอบบนเครื่องไดนาโมมิเตอร์ที่ได้รับการออกแบบขึ้นใหม่เพื่อให้ตรงตามความต้องการของงานวิจัย โดยคณะผู้วิจัยได้มีแนวคิดที่จะสร้างเครื่องทดสอบแบบไดนาโมมิเตอร์เพลลาเดี่ยวที่สอดคล้องกับแนวทางการทดสอบ โดยมีขนาดโมเมนต์ความเฉื่อยสูงสุดไม่เกิน 3,000 กิโลกรัม และกำลังขับเคลื่อนไม่เกิน 200 แรงม้า ซึ่งเป็นขนาดพิกัดมากพอและครอบคลุมรถจักรยานยนต์ขนาดใหญ่ที่ใช้อยู่ในปัจจุบัน และสามารถคำนวณหาขนาดพิกัดมอเตอร์ไฟฟ้าโดยประมาณเท่ากับ 37 กิโลวัตต์ เป็นต้นกำลังขับเคลื่อนผ่านเพลลาเข้าสู่ชุดทดสอบจานเบรก ซึ่งในส่วนชุดทดสอบจานเบรกนี้จำเป็นต้องมีระบบระบายความร้อนเพื่อควบคุมอุณหภูมิและจำลองการไหลของอากาศให้เสมือนสภาวะการใช้งานจริง ส่วนการควบคุมการปรับภาระการทำงานของมอเตอร์ต้นกำลังนั้นสามารถทำได้โดยใช้อุปกรณ์แปรผันความเร็วรอบ (Inverter) เข้ามาช่วย ซึ่งชุดทดสอบทั้งหมดนั้นถูกแสดงดังรูปที่ 1.2



รูปที่ 1.2 ชุดทดสอบประสิทธิภาพการเบรก (Triches et al., 2004)

สำหรับการควบคุมอุณหภูมิในการทดสอบทำได้โดยการติดตั้งตัวตรวจจับอุณหภูมิ (Thermocouple) ฝังไว้ที่ผ้าเบรก โดยการประกอบชิ้นงานทดสอบและอุปกรณ์เป็นไปตามมาตรฐาน

JIS D 0210 ส่วนปลายเพลลาที่ทำการติดตั้งจานเบรคนั้นสามารถถอดเปลี่ยนจานเบรกได้เพื่อทำการทดสอบจานเบรกแต่ละประเภท โดยสภาวะและขั้นตอนการทดสอบจะอ้างอิงจากมาตรฐาน JASO T204 มาประยุกต์ใช้ในการทดสอบ ซึ่งตัวแปรที่สำคัญในการศึกษาวิจัยครั้งนี้ก็คือผลกระทบของจานเบรกชนิดต่างๆที่แปรผันต่อประสิทธิภาพการเบรกในสภาวะต่างๆ

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1.5.1 ทราบองค์ความรู้ที่จะนำไปพัฒนาจานเบรกและต่อยอดสู่อุตสาหกรรมรถจักรยานยนต์จากวัสดุภายในประเทศ
- 1.5.2 ได้แนวทางการทดลองและออกแบบที่ช่วยลดเวลาและตอบสนองความต้องการภาคอุตสาหกรรม
- 1.5.3 ก่อให้เกิดความร่วมมือทางด้านงานวิจัยระหว่างหน่วยงานภาครัฐและเอกชน
- 1.5.4 เกิดการถ่ายทอดทักษะการวิจัยจากนักวิจัยเก่าสู่นักวิจัยหน้าใหม่ที่จะเป็นกำลังสำคัญในการพัฒนาประเทศ



บทที่ 2

เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 มอเตอร์ (ถาวร, 2545)

มอเตอร์เป็นอุปกรณ์ไฟฟ้าที่เปลี่ยนพลังงานไฟฟ้าให้เป็นพลังงานกล เพื่อใช้เป็นอุปกรณ์ ต้นกำลังในการขับเคลื่อนเครื่องจักรกลต่าง ๆ เช่น ปั๊ม พัดลม คอมเพรสเซอร์ สายพานลำเลียง เป็นต้น มอเตอร์เป็นอุปกรณ์ที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายในโรงงานอุตสาหกรรม และเป็นอุปกรณ์ที่มีการใช้พลังงาน ไฟฟ้าในสัดส่วนที่สูงมาก การเรียนรู้ให้เข้าใจถึงประสิทธิภาพ ตลอดจนการเลือกใช้งาน มอเตอร์ให้ เหมาะสมและถูกต้อง

2.1.1 มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ (AC Motors)

มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับเป็นมอเตอร์ ที่นิยมใช้กันมากที่สุดในโรงงานอุตสาหกรรม เนื่องจากมีข้อดีคือ มีความเร็วรอบคงที่ และตัวหมุน (Rotor) ส่วนมากเป็นชนิดกรงกระรอก (Squirrel cage) ไม่มีขดลวดพันอยู่จึงไม่มีอันตรายจากประกายไฟฟ้าที่แปรปรวนและคอมมิวเตเตอร์ (Commutator) เหมือนกับมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรง ซึ่งมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงไม่สามารถนำไปใช้ได้

2.1.2 มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรง (D.C. Motor)

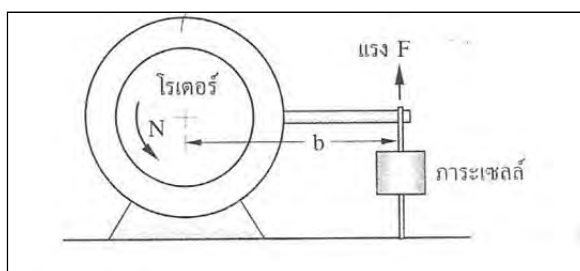
เมื่อมีกระแสไหลผ่านเข้าไปในมอเตอร์กระแสจะแบ่งออกไป 2 ทาง คือ ส่วนที่หนึ่งจะผ่านเข้าไปที่ขดลวดสนามแม่เหล็ก (Field coil) ทำให้เกิดสนามแม่เหล็กขึ้นและอีกส่วนหนึ่งจะผ่านแปลงถ่านคาร์บอนและผ่านคอมมิวเตเตอร์ (Commutator) เข้าไปในขดลวดอาร์มาเจอร์ทำให้เกิดสนามแม่เหล็กขึ้นเช่นกัน ซึ่งทั้งสองสนามจะเกิดขึ้นขณะเดียวกัน ตามคุณสมบัติของเส้นแรงแม่เหล็กแล้วจะไม่มี การตัดกัน จะมีแต่การหักล้างและการเสริมกัน ซึ่งทำให้เกิดแรงบิดในอาร์มาเจอร์ ทำให้ อาร์มาเจอร์หมุนซึ่งในการหมุนนั้นจะเป็นไปตามกฎมือซ้ายของเฟลมมิง (Fleming's left hand rule)

2.1.3 ขั้นตอนการหาขนาดของมอเตอร์

ภาระของมอเตอร์หมายถึงจำนวนกำลัง (P) ที่มอเตอร์ตัวนั้นจะต้องสามารถให้ต้นกำลังได้ กล่าวคือมอเตอร์จะต้องสามารถให้กำลังขับที่เพียงพอกับงาน เรียกว่า “กำลังเพลลา” ข้อนี้เป็นส่วนสำคัญประการแรก แต่แท้จริงความสามารถประการสอง ในการขับภาระนั้นคือ ทอร์ก (Torque) และ กำลัง (Power) ดังสมการ (2.2)

2.2 กำลังเบรก (Brake power)

กำลังเบรกเป็นกำลังที่วัดได้ที่เพลาข้อเหวี่ยง ซึ่งเป็นกำลังที่นำไปใช้งาน การวัดกำลังเบรกจะใช้ เครื่องมือที่เรียกว่าไดนาโมมิเตอร์ (Dynamometer) ซึ่งมีอยู่หลายชนิด โดยจะวัดออกมาในรูปแบบของแรงบิดและรอบการหมุนของเครื่องยนต์



รูปที่ 2.1 การทำงานของไดนาโมมิเตอร์ (ธีระยุทธ, 2552)

$$P_b = \frac{2\pi T_c}{60} \quad (2.1)$$

เมื่อ	P_b	=	กำลังเบรก	kW
	N	=	รอบการหมุนของเพลาข้อเหวี่ยง	rev/min
	T_c	=	แรงบิดของเครื่องยนต์	N-m

2.3 การหาขนาดของมอเตอร์

$$P = \frac{2\pi \times T \times N}{60} \quad (2.2)$$

เมื่อ	P	=	กำลังของมอเตอร์	kW
	T	=	แรงบิด	N – m
	N	=	ความเร็วรอบ	rpm

2.4 การหาโมเมนต์ความเฉื่อย

$$I = m_v r^2 k \quad (2.3)$$

เมื่อ	I	=	โมเมนต์ความเฉื่อย	kg.m^2
	m_v	=	มวลรถ	kg
	r	=	รัศมีล้อ	m
	k	=	สัดส่วนภาวะถ่ายโอนระหว่างทำการเบรก	%

2.5 การหาโมเมนต์ความเฉื่อยของมวล

$$I_{zz} = \frac{1}{2}mR^2 \quad (2.4)$$

เมื่อ $m =$ มวล kg
 $R^2 =$ รัศมี m^2

2.6 การหาแรงบิด

$$T = I\alpha \quad (2.5)$$

เมื่อ $I =$ โมเมนต์ความเฉื่อย $kg \cdot m^2$
 $\alpha =$ ความเร่งเชิงมุม rad/s^2

2.7 โมเมนต์ดัดและแรงเฉือนของคาน (วริทธิ์, 2541)

การพิจารณาท่อน โลหะ ซึ่งอยู่ภายใต้ความเค้นดัด ความเค้นอัด และความเค้นเฉือน ซึ่งมีค่าคงที่ตลอดภาคตัด แต่ถ้าท่อนโลหะ โดยเฉพาะอย่างยิ่งคานอยู่ภายใต้แรงที่กระทำในแนวตั้ง ความเค้นที่เกิดขึ้นจะมีทั้งความเค้นดัด ความเค้นอัด และความเค้นเฉือน แต่มีค่าไม่คงที่ตลอดภาคตัดอันหนึ่ง

2.7.1 ชนิดของแรงที่กระทำบนคาน มีระบบใหญ่ ๆ 2 ระบบดังนี้

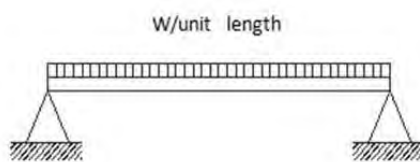
ก. Simple beam เป็นระบบการรองรับของคานแบบง่ายนั่นคือคานมีคิมมีด หรือลูกกลิ้งรองรับอยู่ ดังแสดงในรูปที่ 2.2



รูปที่ 2.2 ระบบการรองรับของคานแบบง่าย

ข. แรงกระจายบนคาน

แรงกระจายสม่ำเสมอ Uniformly Distributed Load เขียนย่อว่า UDL อาจเขียนแทนแรงได้ดังแสดงในรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 แรงกระจายสม่ำเสมอ

2.8 เพลา (วริทธิ, 2541)

เพลาเป็นชิ้นส่วนที่มีอยู่ในเครื่องจักรเกือบทุกชนิด ทำหน้าที่ในการส่งถ่ายกำลังหรือทำให้เกิดการหมุนระหว่างชิ้นส่วนต่าง ๆ ของเครื่อง ขณะใช้งานเพลาจะอยู่ภายใต้ภาระการกระทำชนิดต่าง ๆ เช่น แรงกด แรงดึง โมเมนต์ดัด และโมเมนต์บิดซึ่งอาจมีทั้งแรงสถิตและแรงแบบวัฏจักร ทำให้เกิดการล้าได้ เพลาอาจมีชื่อเรียกแตกต่างกันตามลักษณะการใช้งานดังนี้ คือ เพลา (Shaft) เป็นชิ้นส่วนที่หมุนและใช้ในการส่งกำลัง

2.8.1 วัสดุเพลา

ในการเลือกวัสดุและวิธีที่ใช้ในการทำเพลา นักออกแบบจะต้องคำนึงถึงสภาพการใช้งาน และภาระที่เพลาต้องรับเป็นหลัก วัสดุที่ใช้ทำเพลาทั่วไปคือ เหล็กกล้าละมุน (Mild steel) แต่ถ้าต้องการให้มีความเหนียวและความทนทานเป็นพิเศษ มักจะใช้เหล็กกล้าผสมโลหะอื่นทำเพลา เช่น AISI 3140, 1347, 4150, 4340 เป็นต้น เพลาที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโตกว่า 90 mm มักจะกลึงมาจากเหล็กกล้าคาร์บอน ซึ่งผ่านการรีดร้อนอย่างไรก็ตามเพื่อให้เพลา มีราคาถูกที่สุด ผู้ออกแบบควรพยายามเลือกใช้เหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดา ก่อนที่จะเลือกใช้เหล็กกล้าคาร์บอนชนิดอื่น

2.8.2 หลักพิจารณาในการออกแบบเพลา

การคำนวณหาขนาดเพลาที่เหมาะสมขึ้นอยู่กับลักษณะการใช้งาน ดังนั้นมุมบิดของเพลาที่เกิดขึ้นในขณะใช้งานจะต้องมีค่าไม่มากกว่าที่กำหนดไว้ นั่นคือ เพลาจะต้องมีความแข็งแรงอยู่ในพิสัยที่ต้องการถ้ามุมบิดมากไปนอกจากจะเสียความเที่ยงตรงทางด้านตำแหน่งแล้วยังอาจก่อให้เกิดการสั่นสะเทือนมีผลให้เฟืองและแบริ่งที่รองรับเพลาอยู่เกิดความเสียหายได้ง่ายขึ้น ขนาดมาตรฐานของเพลา ดังตารางที่ 2.1 และตารางมาตรฐานของวัสดุที่ใช้ทำเพลา ดังตาราง ที่ 2.2

ตารางที่ 2.1 ขนาดของเพลตามาตรฐาน ISO/R775-1969

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (มิลลิเมตร)				
6	25	70	130	240
7	30	75	140	260
8	35	80	150	280
9	40	85	160	300
10	45	90	170	320
12	50	95	180	320
14	55	100	190	340
18	60	110	200	360
20	65	120	220	380

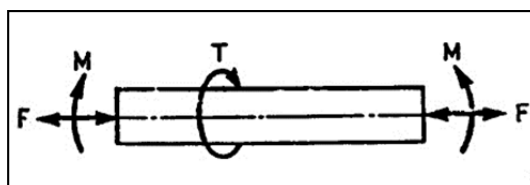
ตารางที่ 2.2 มาตรฐานของวัสดุที่ใช้ทำเพลาระหว่างมาตรฐาน JIS ในประเทศอื่นๆ

เหล็กผสมโครเมียม- โมลิบดีนัม	SMCM 1	AISI 4337
	SMCM 2	BS 830 M 31
	SMCM 7	AISI 8645, BS En 100 D
	SMCM 8	AISI 4340, BS 817 M 40, 816 M 40
	SMCM 22	AISI 4315
	SMCM 23	AISI 4320 BS En 325
	SMCM 25	BS En 39 B
เหล็กผสมโครเมียม	SCr 3	AISI 4130, DIN 34 Cr Mo 4
	SCr 4	AISI 5140, BS 350 A 40
	SCr 5	AISI 5145
	SCr 21	AISI 5110
	SCr 22	AISI 5125
เหล็กผสมโครเมียม- โมลิบดีนัม	SCM 2	AISI 4130, DIN 34 Cr Mo 4
	SCM 3	AISI 4130, BS 708 A 37, DIN 34 Cr Mo 4
	SCM 4	AISI 4140
	SCM 5	AISI

2.8.3 การออกแบบเพลตามาตรฐาน ASME

ก่อนปี พ.ศ. 2497 ได้มีการยอมรับวิธีการคำนวณหาขนาดของเพลาส่งกำลังซึ่งกำหนดเป็นโค้ด (Code) โดยสมาคมวิศวกรเครื่องกลแห่งสหรัฐอเมริกา (ASME) แม้ว่าเวลาจะล่วงเลยมานานแล้วก็ตามวิธีการออกแบบเพลตามาตรฐาน ASME ก็ยังมีความสะดวกและง่ายต่อการใช้งาน ซึ่งจะได้กล่าวถึงต่อไป

วิธีการดังกล่าวนี้ใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดและไม่พิจารณาถึงความล้าหรือความเค้นหนาแน่นที่เกิดขึ้นบนเพลลา ซึ่งเป็นการออกแบบโดยวิธีสถิตศาสตร์ (Static design method) ในการหาสมการสำหรับออกแบบเพลลาให้พิจารณาเพลลา ดังแสดงในรูปที่ 2.4



รูปที่ 2.4 เพลลาอยู่ภายใต้แรงต่างๆ

เพลลาส่วนมากจะอยู่ภายใต้ความเค้นที่เป็นวัฏจักรทั้งนี้เพราะเพลลาหมุนอยู่ตลอดเวลา นอกจากนั้นแรงที่กระทำอาจเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลาก็ได้ ดังนั้นเพลลาจึงเกิดความเสียหายเนื่องจากความล้าเป็นส่วนใหญ่ สำหรับวิธีการคำนวณของ ASME ใช้วิธีการแบบสถิตศาสตร์ ดังนั้นจึงต้องมีตัวประกอบความล้ามาเกี่ยวข้องด้วย

เพลลาส่วนมากจะอยู่ภายใต้ความเค้นที่เป็นวัฏจักรทั้งนี้เพราะเพลลาหมุนอยู่ตลอดเวลา นอกจากนั้นแรงที่กระทำอาจเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลาก็ได้ ดังนั้นเพลลาจึงเกิดความเสียหายเนื่องจากความล้าเป็นส่วนใหญ่

สำหรับวิธีการคำนวณของ ASME ใช้วิธีการแบบสถิตศาสตร์ดังนั้นจึงต้องมีตัวประกอบความล้า (fatigue factor) มาเกี่ยวข้องด้วย อีกทั้งในการหาขนาดของเพลลาสามารถหาได้จากทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดโดยแสดงดังสมการที่ (2.6)

หาขนาดของเพลลา

$$d^3 = \left(\frac{16}{\pi \tau} \right) \times \left[(C_t T)^2 + (C_m M)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.6)$$

โดยที่ $\tau = 55 \text{ MN/m}^2$ สำหรับเพลลาเหล็กที่ไม่มีร่องลึ้ม

$\tau = 41 \text{ MN/m}^2$ สำหรับเพลลาเหล็กที่มีร่องลึ้ม

$C_m =$ ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการตัด

$C_t =$ ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการบิด

ถ้ากำหนดวัสดุของเพลลาที่บอกถึงหมายเลขของโลหะ หรือส่วนผสมของโลหะให้ใช้ค่าความเค้นเฉือนใช้งาน โดยเลือกใช้ค่าน้อยมาคำนวณคือ $\tau_d = 0.3 \sigma_y$ หรือ $\tau_d = 0.18 \sigma_u$ และถ้าเพลลามีร่องลึ้มให้ลดค่าความเค้นเฉือนใช้งานโดยใช้เพียง 75% ของค่าที่ได้

ตารางที่ 2.3 ค่าตัวประกอบความล่าช้าสามารถเลือกใช้ตามลักษณะของแรงที่มากระทำ

ชนิดของแรง	C_m	C_t
เพลายูนิ่ง :		
แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้าๆ	1.0	1.0
แรงกระตุก	1.5 – 2.0	1.0 – 2.0
เพลาม้วน :		
แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้าๆ	1.5	1.0
แรงกระตุกอย่างเบา	1.5 – 2.0	1.0 – 1.5
แรงกระตุกอย่างแรง	2.0 – 3.0	1.5 – 3.0

2.9 อัตราไหลและความเร็วเฉลี่ย (ชาญ, 2523)

อัตราไหล (Flow rate) ของของไหล คือปริมาตรของของไหลที่ไหลผ่านพื้นที่หน้าตัดที่กำหนดในหนึ่งหน่วยเวลา หน่วยของอัตราไหลจึงเป็นหน่วยของปริมาตรต่อหน่วยเวลา นั่นคือลูกบาศก์เมตรต่อวินาที m^3/s และใช้สัญลักษณ์แทนค่าอัตราไหลว่า Q

ความเร็วเฉลี่ย (Mean velocity) บนหน้าตัดที่กำหนดคือ ค่าอัตราไหลผ่านพื้นที่หน้าตัดหารด้วยพื้นที่หน้าตัด ถ้าให้ V เป็นความเร็วเฉลี่ย Q เป็นอัตราไหล และ A เป็นพื้นที่หน้าตัด ดังนั้น

$$Q = AV \quad (2.7)$$

โดยที่

$$\begin{aligned} Q &= \text{อัตราไหล, } m^3/s \\ V &= \text{จากการวัดความเร็วลม, } m/s \\ A &= \text{ได้จากพื้นที่หน้าตัด, } m^2 \end{aligned}$$

2.10 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

จากผลการศึกษาพบว่าการวิจัยที่ทำการศึกษางานเบรกในแง่ของอุณหภูมิ และปัจจัยต่างๆ หลายนาน เช่น การศึกษาผลกระทบจากความร้อนในแง่ต่างๆจากวัสดุที่ใช้ทำงานเบรกซึ่งถูกศึกษาจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (Sheridan et al., 1998) และ (Bailey et al., 1998) อีกทั้งการออกแบบงานเบรกที่เหมาะสมกับการใช้งานต้องคำนึงถึงด้านความร้อนผ่านการทดลองด้วยเทคนิคการถ่ายภาพความร้อนและเปรียบเทียบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

นอกจากนี้ การจำลองด้วยโปรแกรมสำเร็จรูปและการทดลองอุณหภูมิที่เกิดขึ้นหลังจากการเบรกของงานเบรกต่างชนิดกัน (Daudi et al., 2000) ซึ่งเน้นไปที่การศึกษาการนำ, การพา, และการแผ่รังสีความร้อนในงานเบรกงานเบรกลักษณะต่างๆ โดยมุ่งเปรียบเทียบงานเบรกที่มีลักษณะครีบริบายความร้อนแบบครีบริบตรงและครีบริบโค้ง

อีกทั้งความเครียดก็เป็นอีกหนึ่งปัจจัยที่มีผลกระทบ (Koetnियom et al., 2000) ได้ทำการศึกษาความเครียดสะสมที่เกิดขึ้นที่ตัวงานเบรกโดยการเบรกอย่างรุนแรงสะสมหลายครั้ง โดยการศึกษาพฤติกรรมของวัสดุที่ใช้ทำงานเบรก และปริมาณการกระจายความร้อนไปยังชิ้นส่วนต่างๆ ของระบบเบรก โดยเปรียบเทียบงานเบรกที่มีลักษณะครีบกแตกต่างกัน

ในขณะเดียวกันยังพบการศึกษารอยแตกร้าวที่เกิดจากความร้อนโดย (Abendroth et al., 2000) ด้วยการจำลองบนโปรแกรมสำเร็จรูปพร้อมการเปรียบเทียบการทดลอง ซึ่งสะท้อนให้เห็นถึงปัญหาที่เกิดจากอุณหภูมิที่แตกต่างกันภายในวัสดุ

นอกเหนือจากลักษณะครีบกแล้ว ยังมีความพยายามหาวัสดุผสมชนิดใหม่เพื่อเป็นเทคโนโลยีทางเลือก (Hecht et al., 2000) ได้ศึกษาการนำลুমินีเยมมาผสมกับเหล็กหล่อเพื่อใช้เป็นวัสดุทำงานเบรก เพื่อตอบสนองความต้องการด้านน้ำหนักของงานเบรก และศึกษาผลกระทบทางด้านความร้อนที่เกิดขึ้นภายใต้สภาวะการใช้งานที่ยาวนานที่สุดที่วัสดุทนได้

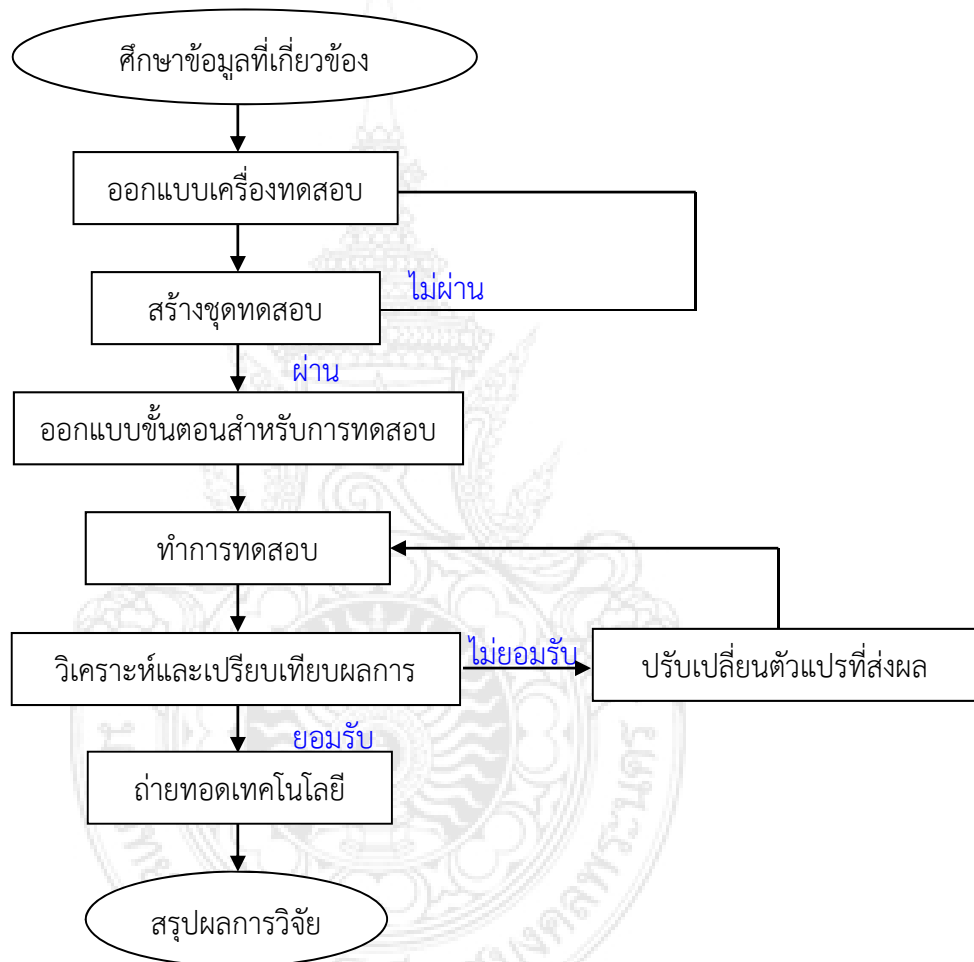
จากปัญหาดังกล่าวเห็นได้ชัดว่า ความร้อนยังเป็นปัญหาคู่กับวัสดุที่ใช้ทำงานเบรก (Schwartz et al., 1975) จึงได้ศึกษาคุณสมบัติทางความร้อนของเหล็กหล่อสีเทาซึ่งใช้เป็นวัสดุหลักของงานเบรกสำหรับรถบรรทุกโดยใช้วิธีการจำลองทางคณิตศาสตร์

นอกเหนือจากเหล็กหล่อแล้ว การศึกษาการนำอนุภาคเซรามิกมาใช้เคลือบผิวหน้าวัสดุงานเบรก (Palmer et al., 2000) เพื่อแก้ไขปัญหาด้านความร้อน ซึ่งมุ่งเน้นการศึกษาไปที่ผลกระทบทางด้านการสึกหรอและความเสียหายจากการแตกร้าว

จากผลการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมาพบเพียงปัญหาที่เกิดจากความร้อนและการแก้ไขเชิงลักษณะทางกายและเชิงวัสดุ ซึ่งไม่พบการหาความสัมพันธ์ที่จะโยงไปถึงประสิทธิภาพในการเบรกได้โดยตรง ซึ่งเป็นสิ่งที่คณะวิจัยได้เล็งเห็นถึงความจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องศึกษาถึงความสัมพันธ์ดังกล่าว เนื่องจากประสิทธิภาพในการเบรกเป็นหัวใจหลักของระบบเบรก ที่ใช้เป็นพื้นฐานในการออกแบบเพื่อความปลอดภัยในการขับขี่ต่อไป

บทที่ 3 วิธีดำเนินการวิจัย

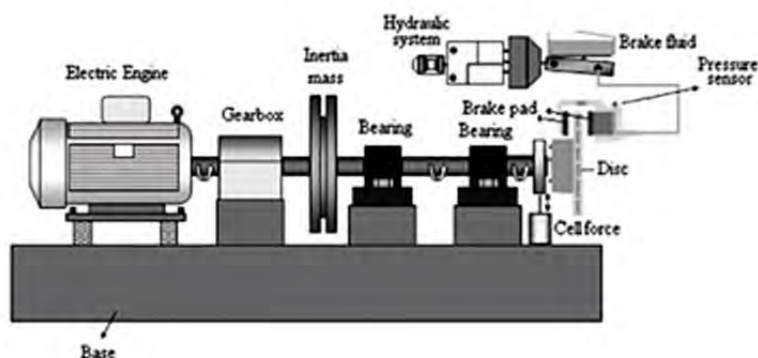
เพื่อให้การดำเนินงานวิจัยในครั้งนี้เป็นไปตามวัตถุประสงค์ คณะผู้วิจัยได้ดำเนินการตามขั้นตอนซึ่งสามารถกำหนดการปฏิบัติงานได้เป็นแผนภาพดังต่อไปนี้



รูปที่ 3.1 ขั้นตอนการดำเนินงาน

3.1 การศึกษาข้อมูลที่เกี่ยวข้อง

จากค้นคว้าข้อมูลรูปแบบต่างๆและลักษณะที่เหมาะสมของเครื่องทดสอบ ทางคณะผู้วิจัย ได้สรุปที่จะยึดหลักตามแบบมาตรฐานชุดทดสอบความสามารถการเบรก ดังแสดงในรูปที่ 3.2 เพื่อเป็นแนวทางในการสร้างเครื่องทดสอบความสามารถการเบรก



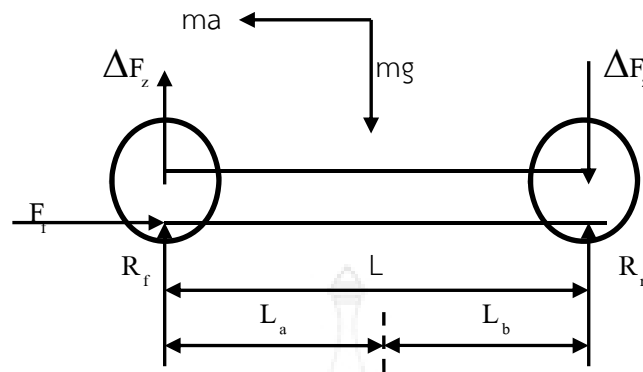
รูปที่ 3.2 แบบมาตรฐานชุดทดสอบความสามารถการเบรก (Triches et al., 2004)



รูปที่ 3.3 เครื่องทดสอบความสามารถการเบรก

3.2 การหาโมเมนต์ความเฉื่อย

สัดส่วนภาวะถ่ายโอนน้ำหนักระหว่างทำการเบรกที่ตกลงบนเพลาน้ำถูกกำหนดไว้ที่ร้อยละ 70 ถึง 80 และเพลาลังที่ร้อยละ 20 ถึง 30 ดังแสดงในรูปที่ 3.4



รูปที่ 3.4 การกระจายสัดส่วนภาวะถ่ายโอนระหว่างทำการเบรก

กำหนดให้

$$F_f = \text{แรงเบรกสูงสุดที่ล้อหน้า} \quad \text{N}$$

$$R_f = \text{แรงปฏิกิริยาที่ล้อหน้า} \quad \text{N}$$

$$R_r = \text{แรงปฏิกิริยาที่ล้อหลัง} \quad \text{N}$$

$$a = \text{ความหน่วงในการเบรก} \quad \text{m/s}^2$$

$$g = \text{แรงโน้มถ่วง} \quad \text{m/s}^2$$

$$m = \text{มวล} \quad \text{kg}$$

$$L = \text{ความยาวของล้อย} \quad \text{m}$$

$$L_a = \text{ระยะทางจากล้อหน้าถึงจุดศูนย์กลาง} \quad \text{m}$$

$$L_b = \text{ระยะทางจากล้อหลังถึงจุดศูนย์กลาง} \quad \text{m}$$

จากสมการที่ (2.3)

$$I = m_v r^2 k$$

กำหนด

$$m_v = \text{มวลรถรวมคนขับ 1 คนเท่ากับ} \quad 150 \text{ kg}$$

$$r = \text{รัศมีล้อเท่ากับ} \quad 0.30 \text{ m}$$

$$k = \text{สัดส่วนภาวะถ่ายโอนระหว่างทำการเบรกเท่ากับ} \quad 70\%$$

แทนค่า

$$\begin{aligned} I &= (150)(0.30)^2 (0.7) \\ &= 9.45 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

3.3 การหาแรงบิด

จากสมการที่ (2.5)

$$T = I\alpha$$

$$\begin{aligned} \text{แทนค่า} \quad &= (9.45 \text{ kg.m}^2)(1500 \text{ rpm}) \left(\frac{2\pi}{3600} \right) \\ &= 24.74 \text{ N.m} \end{aligned}$$

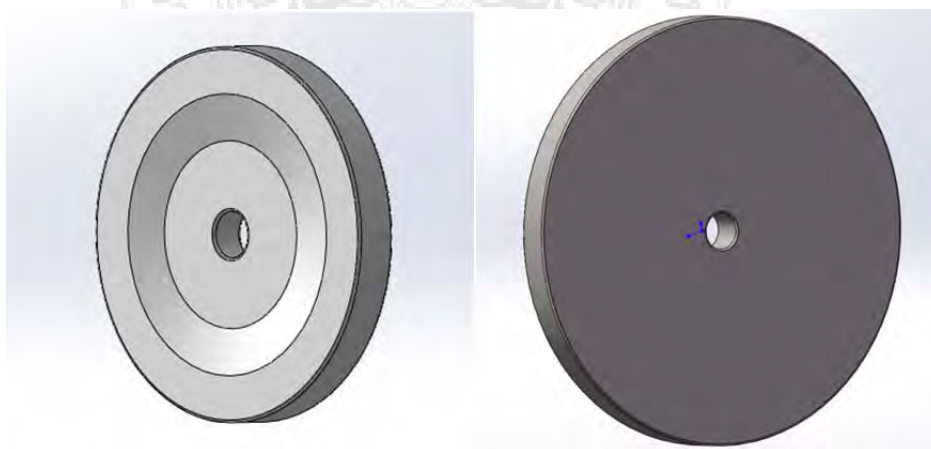
3.4 การหาค่าขนาดมอเตอร์

จากสมการที่ (2.2)

$$\begin{aligned} P &= \frac{2\pi TN}{60} \\ \text{แทนค่า} \quad P &= \frac{(2 \times \pi \times 24.74 \times 1500)}{60} \\ &= 3886.15 \text{ W} \\ 1 \text{ hp} &= 746 \text{ W} \\ &= \frac{3886.15 \text{ W}}{746 \text{ W}} \\ &= 5.20 \text{ hp} \end{aligned}$$

3.5 การหาโมเมนต์ความเฉื่อยของมวล

มวลมีทั้งหมด 3 ก้อน มวลก้อนที่ 1 มีมวลรวมที่ 35.1 kg มีรัศมีเท่ากับ 0.20 m และมวลก้อนที่ 2 และ 3 มีมวลรวม 200 kg มีรัศมีเท่ากับ 0.30 ดังแสดงในรูปที่ 3.5



(ก) ขนาด 35.1 kg 1 ก้อน

(ข) ขนาด 100 kg 2 ก้อน

รูปที่ 3.5 ก้อนมวลล้อช่วยแรง (ก) ขนาด 35.1 kg (ข) ขนาด 100 kg

หาโมเมนต์ความเฉื่อยของมวล 2 ก้อนจะได้
จากสมการที่ (2.4)

$$I_{zz} = \frac{1}{2} mR^2$$

แทนค่า

$$I_{zz} = \frac{1}{2} (200)(0.30)^2$$

$$= 9 \text{ kg.m}^2$$

โมเมนต์ความเฉื่อยของมวลก้อนที่ 1 จะได้

แทนค่า

$$I_{zz} = \frac{1}{2} (35.1)(0.20)^2$$

$$= 0.70 \text{ kg.m}^2$$

รวมค่าโมเมนต์ความเฉื่อยของมวลทั้ง 3 ก้อนเท่ากับ 9.70 kg.m^2

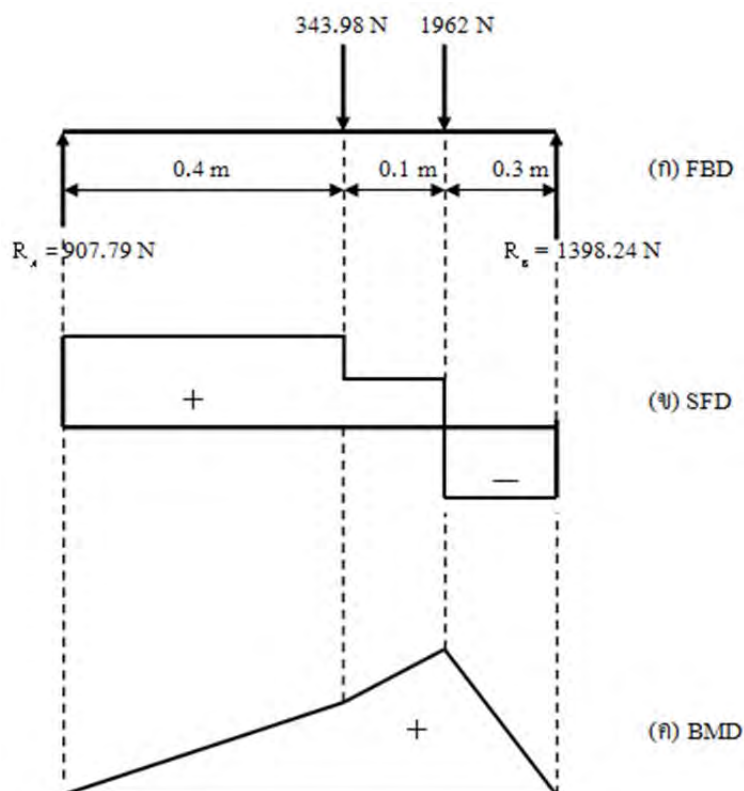
3.6 การคำนวณหาขนาดเพลลา

วัสดุที่เลือกใช้ทำเพลลาเป็นเหล็ก เนื่องจากโค้ดของ ASME ยังได้ระบุเอาไว้ว่าเพลลาที่มีร่องลิ้นซึ่งมีอยู่ใช้งานธรรมดาทั่วไป ควรจะมีความเค้นเฉือนใช้งานดังนี้

$$\tau = 41 \text{ MN/m}^2$$

ล้อช่วยแรงก้อนที่ 1 มีมวล 35.1 kg

ล้อช่วยแรงก้อนที่ 2 และ 3 มีมวลรวมเท่ากับ 200 kg



รูปที่ 3.6 แรงและโมเมนต์ตัดที่กระทำต่อเพลา

จากรูปที่ 3.6 คำนวณหาแรงปฏิกิริยา R_A , R_B

$$\begin{aligned} \sum M_A &= (343.98 \times 0.40) + (1962 \times 0.50) - (R_B \times 0.8) = 0 \\ R_B &= \frac{(343.98 \times 0.40) + (1962 \times 0.50)}{0.80} = 1398.24 \text{ N} \\ \sum M_B &= (R_A \times 0.80) - (343.98 \times 0.40) + (1962 \times 0.30) = 0 \\ R_A &= \frac{(343.98 \times 0.40) + (1962 \times 0.30)}{0.80} = 907.74 \text{ N} \end{aligned}$$

ฉะนั้น โมเมนต์ตัดที่ A และ B คือ

$$M_A = 907.79 \times 0.40 = 363.11 \text{ N.m}$$

$$M_B = 1398.24 \times 0.30 = 419.47 \text{ N.m}$$

ดังนั้น โมเมนต์ตัดสูงสุดเกิดที่จุด A

จากตารางที่ 2.3 $C_m = 2.0$, $C_t = 2.0$

จากสมการที่ (2.6)

$$d^3 = \left(\frac{16}{\pi \tau} \right) \times \left[(C_t T)^2 + (C_m M)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$d^3 = \left(\frac{16}{\pi \times 41 \times 10^6} \right) \times \left[(2 \times 26.38)^2 + (2 \times 419.47)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$d = 0.0470 \text{ m}$$

$$= 47.07 \text{ mm}$$

หมายเหตุ เพลลาที่มีขายในท้องตลาดนั้นมีขนาดใกล้เคียงกันคือ 47.07 mm. หรือ 50 mm ซึ่งสามารถ ใช้แทนกันได้



รูปที่ 3.7 การวัดความเร็วลม

3.7 อัตราไหลและความเร็วเฉลี่ย

หาค่า Q ได้จาก สมการที่ (2.7)

$$Q = AV$$

หาค่า V ได้จากการวัดความเร็วลมดังรูปที่ 3.8 และขนาดของอุโมงค์ลม

$$A = 0.5 \times 0.5 \text{ m}^2$$

$$V = 11.2 \text{ m/s}$$

แทนค่า $Q = 0.25 \times 11.2$

$$Q = 2.8 \text{ m}^3/\text{s}$$

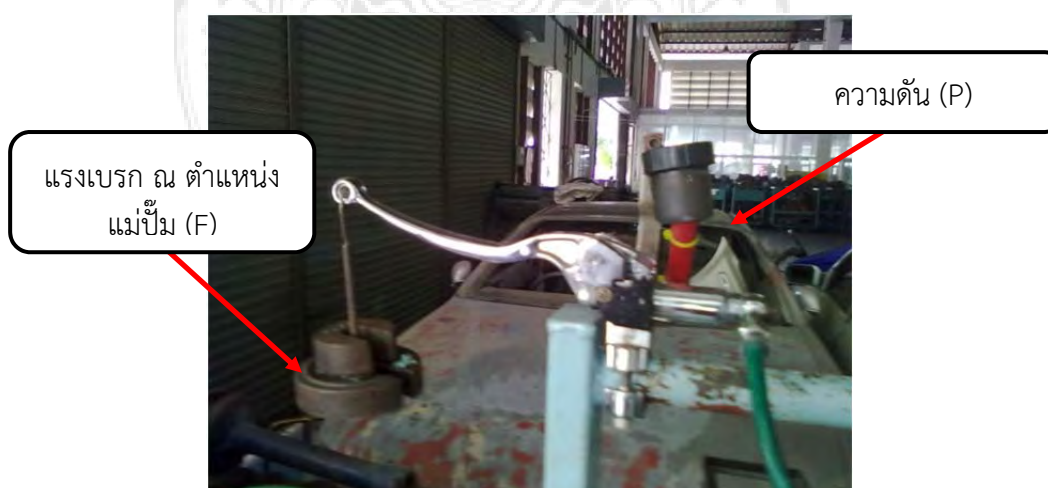
3.8 การเตรียมชิ้นงานทดสอบและสภาวะการทดสอบ

เตรียมจานเบรกแต่ละชนิดโดยนำชิ้นงานทดสอบคือจานเบรก ที่มีลักษณะแตกต่างกันได้แก่ จานตัน จานเซาะร่อง และจานเจาะรู ดังตารางที่ 3.1

ตารางที่ 3.1 รูปแบบของจานเบรก

ชนิดจาน	รูปแบบ	พื้นที่ผิวสัมผัส(m ²)
จานตัน		0.034
จานเซาะร่อง		0.030
จานเจาะรู		0.032

การทดสอบชิ้นงานที่มีลักษณะทางกายภาพที่ต่างกันของจานเบรกจะทำการทดสอบจากจานเบรกทั้งหมด 3 ชนิดจาน คือจานตัน จานเซาะร่อง และจานเจาะรู โดยการปล่อยก้อนมวล เพื่อกดขึ้นส่วนกลไกของแม่ปั๊มเบรกที่ใช้ในการทดสอบที่น้ำหนัก 1 ถึง 3.5 kg ซึ่งจะทำให้เกิดความดันที่ใช้ในการเบรก ดังแสดงในรูปที่ 3.8 โดยจานเบรกจะทำการทดสอบตามเงื่อนไขและสภาวะการทดสอบ ดังตารางที่ 3.2



รูปที่ 3.8 การปล่อยตุ้มน้ำหนัก

ตารางที่ 3.2 สภาวะและเงื่อนไขการทดสอบ

มวล (kg)	แรงเบรก ณ ตำแหน่ง แม่ปั๊ม (N)	ความดันที่ ใช้ในการ เบรก (Pa)	อุณหภูมิ (°C)		ความเร็ว (km/hr)	ความเร็ว ลม (m/s)
			ปกติ	สูง		
1	9.81	58.86	60-80	≥100	100	11
1.2	11.77	70.62				
2.3	22.56	135.36				
2.8	27.46	146.76				
3.5	34.33	205.8				



บทที่ 4

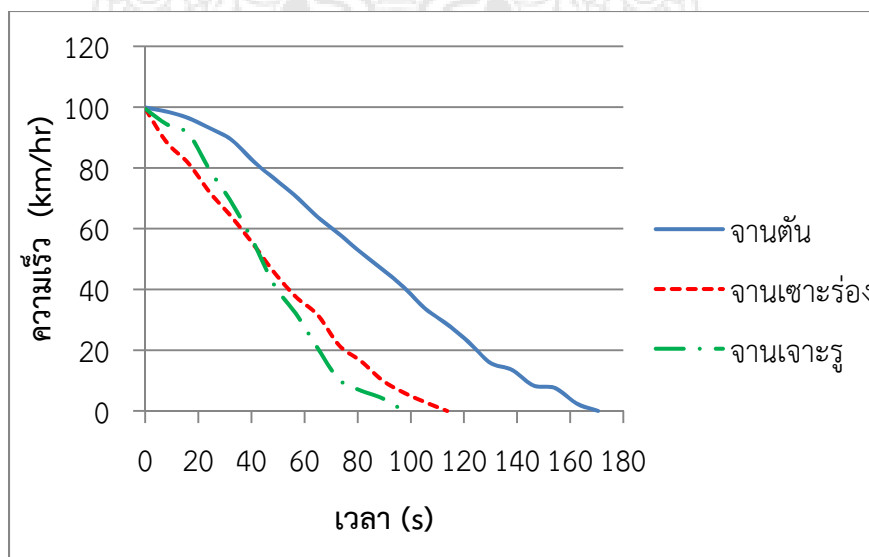
ผลการทดสอบและการวิเคราะห์ข้อมูล

ผลการทดสอบชิ้นงานที่มีลักษณะทางกายภาพที่แตกต่างกันทั้งหมด 3 ชนิด คือ จานตัน, จานเซาะร่อง และจานเจาะรู โดยแต่ละส่วนมีเงื่อนไขในการทดสอบที่เหมือนกัน คือที่อุณหภูมิผิวจานเบรกเริ่มต้นตั้งแต่ 60°C ถึง 80°C สำหรับการทดสอบแบบช่วงอุณหภูมิปกติ และมากกว่า 100°C ขึ้นไป ซึ่งเป็นไปตามมาตรฐาน JASO T204:2001

4.1 ผลการทดสอบที่อุณหภูมิปกติ

1) การทดสอบที่มวล 1 kg

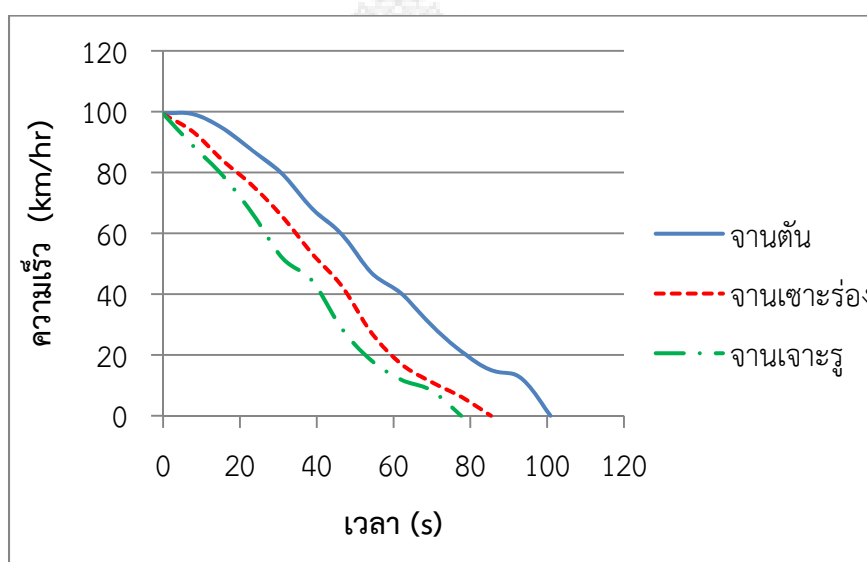
การทดสอบที่มวล 1 kg ซึ่งเทียบเท่าแรงเบรก ณ แม่ปั๊มเท่ากับ 9.81 N โดยทำการเปรียบเทียบจานเบรกทั้ง 3 ชนิด จากความเร็วเริ่มต้นที่ 100 km/hr พบว่า จานเบรกชนิดตันสร้างอัตราหน่วงเฉลี่ยได้น้อยที่สุดคือ 0.16 m/s^2 โดยใช้เวลาในการห้ามเพลาจนถึงหยุดนิ่งเป็นเวลา 170 s ในขณะที่จานเบรกชนิดเซาะร่องสร้างอัตราหน่วงเฉลี่ยได้ในระดับปานกลางที่ 0.24 m/s^2 โดยใช้เวลาในการห้ามเพลาจนถึงจุดหยุดนิ่งเป็นเวลา 113 s คิดเป็นความแตกต่างเทียบกับจานเบรกชนิดตันเท่ากับ 34 % และจานเบรกชนิดเจาะรูสร้างอัตราหน่วงเฉลี่ยได้มากที่สุดที่ 0.28 m/s^2 โดยใช้เวลาในการห้ามเพลาจนถึงหยุดนิ่งเป็นเวลา 97 s คิดเป็นความแตกต่างเทียบกับจานเบรกชนิดตันเท่ากับ 42 % อย่างไรก็ตามพฤติกรรมการลดความเร็วที่ได้จากการห้ามเพลาจากจานเบรกทั้ง 3 มีลักษณะใกล้เคียงกัน ดังแสดงในรูปที่ 4.1



รูปที่ 4.1 การเปรียบเทียบผลการทดสอบของจานเบรกแต่ละชนิดที่มวล 1 kg

2) การทดสอบที่มีมวล 1.2 kg

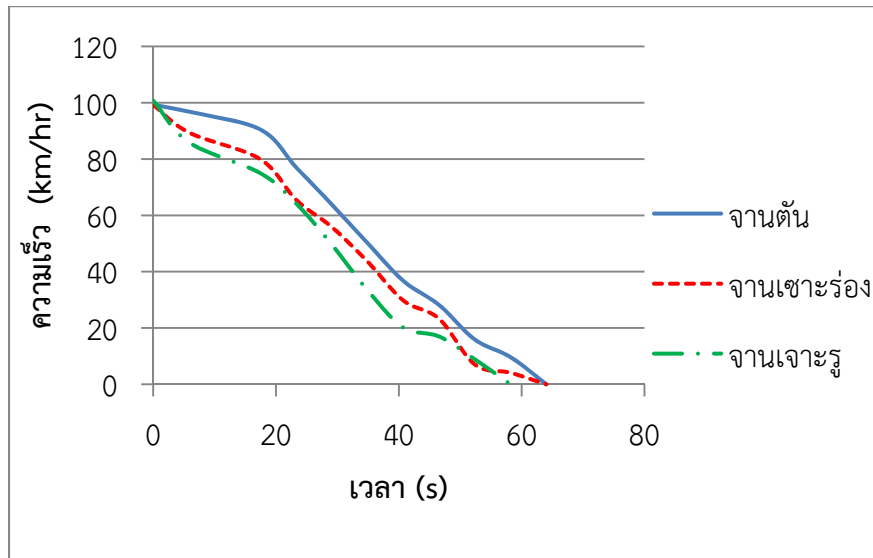
การทดสอบที่มีมวล 1.2 kg ซึ่งเทียบเท่าแรงเบรก ณ แม้มี่เท่ากับ 11.77 N โดยทำการเปรียบเทียบจานเบรกทั้ง 3 ชนิด จากความเร็วเริ่มต้นที่ 100 km/hr พบว่า จานเบรกชนิดตันสร้างอัตราหน่วงเฉลี่ยได้น้อยที่สุดคือ 0.27 m/s² โดยใช้เวลาในการห้ามพลาดจนถึงหยุดนิ่งเป็นเวลา 100 s ในขณะที่จานเบรกชนิดเซาะร่องสร้างอัตราหน่วงเฉลี่ยในระดับปานกลางได้ที่ 0.29 m/s² โดยใช้เวลาในการห้ามพลาดจนถึงจุดหยุดนิ่งเป็นเวลา 93 s คิดเป็นความแตกต่างเทียบกับจานเบรกชนิดตันเท่ากับ 7 % และจานเบรกชนิดเจาะรูสร้างอัตราหน่วงเฉลี่ยได้มากที่สุดที่ 0.32 m/s² โดยใช้เวลาในการห้ามพลาดจนถึงหยุดนิ่งเป็นเวลา 85 s คิดเป็นความแตกต่างเทียบกับจานเบรกชนิดตัน 15 % อย่างไรก็ตามพฤติกรรมผลการลดความเร็วที่ได้จากการห้ามพลาดจากจานเบรกทั้ง 3 มีลักษณะใกล้เคียงกัน ดังแสดงในรูปที่ 4.2



รูปที่ 4.2 การเปรียบเทียบผลการทดสอบของจานเบรกแต่ละชนิดที่มีมวล 1.2 kg

3) การทดสอบที่มีมวล 2.3 kg

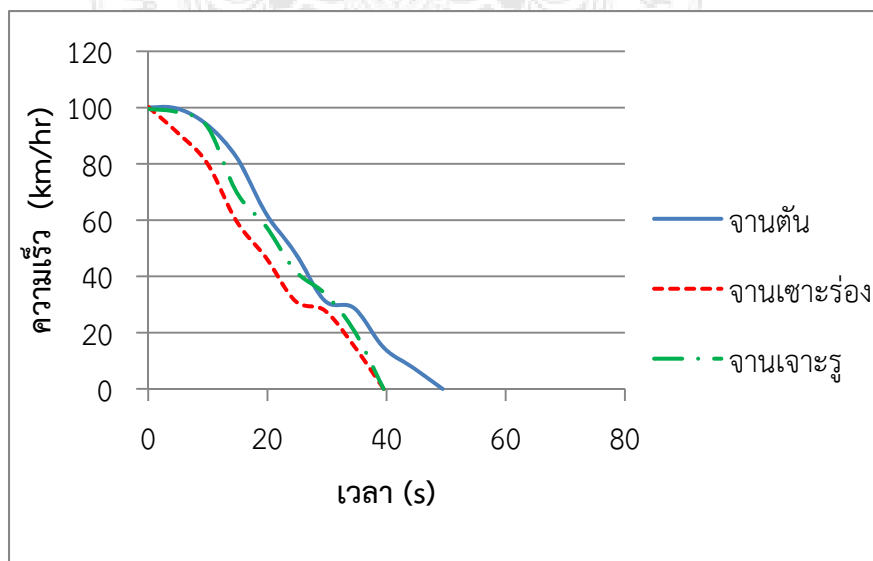
การทดสอบที่มีมวล 2.3 kg ซึ่งเทียบเท่าแรงเบรก ณ แม้มี่เท่ากับ 22.56 N โดยทำการเปรียบเทียบจานเบรกทั้ง 3 ชนิด จากความเร็วเริ่มต้นที่ 100 km/hr พบว่า ในขณะที่จานเบรกชนิดตันและชนิดเซาะร่อง สร้างอัตราหน่วงเฉลี่ยได้เท่ากันคือ 0.43 m/s² โดยใช้เวลาในการห้ามพลาดคือเวลา 64 s แต่จานเบรกชนิดเซาะร่องจะมีพฤติกรรมตอบสนองต่อการห้ามพลาดที่เร็วกว่าจานเบรกชนิดตัน ในขณะที่จานเบรกชนิดเจาะรูสร้างอัตราหน่วงเฉลี่ยได้ที่ 0.47 m/s² ใช้เวลาในการห้ามพลาดจนถึงหยุดนิ่งเป็นเวลา 58 s คิดเป็นความแตกต่างเทียบกับจานเบรกชนิดตันเท่ากับ 9 % อย่างไรก็ตามพฤติกรรมผลการลดความเร็วที่ได้จากการห้ามพลาดจากจานเบรกทั้ง 3 มีลักษณะใกล้เคียงกัน ดังแสดงในรูปที่ 4.3



รูปที่ 4.3 การเปรียบเทียบผลการทดสอบของจานเบรกแต่ละชนิดที่มีมวล 2.3 kg

4) การทดสอบที่มีมวล 2.8 kg

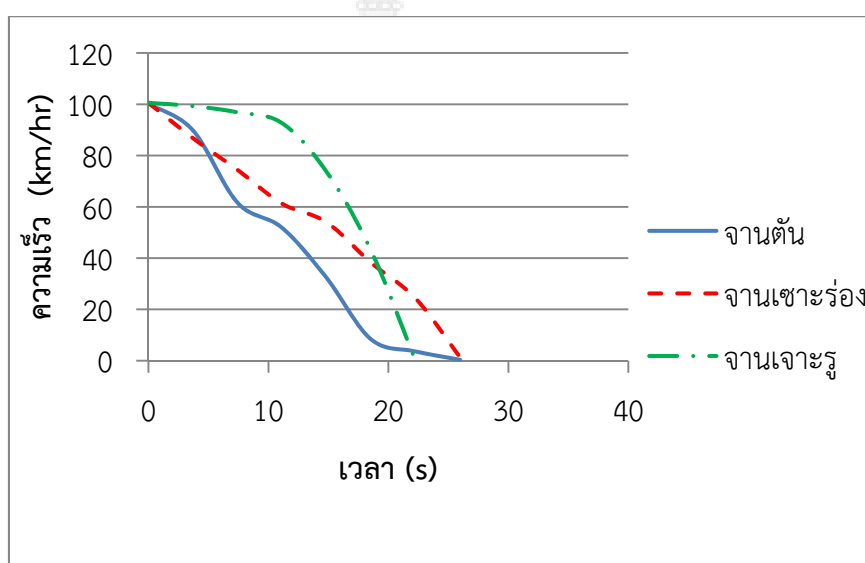
การทดสอบที่มีมวล 2.8 kg ซึ่งเทียบเท่าแรงเบรก ณ แม่ปั๊มเท่ากับ 27.46 N โดยทำการเปรียบเทียบจานเบรกทั้ง 3 ชนิด จากความเร็วเริ่มต้นที่ 100 km/hr พบว่า จานเบรกชนิดตันสร้างอัตราหน่วงได้เฉลี่ยน้อยที่สุดคือ 0.56 m/s^2 โดยใช้เวลาในการห้ามเพลาจนถึงหยุดนิ่งเป็นเวลา 49 s ในขณะที่จานเบรกชนิดเซาะร่องและชนิดเจาะรูสร้างอัตราหน่วงเฉลี่ยได้เท่ากันที่ 0.71 m/s^2 ใช้เวลาในการห้ามเพลา คือ 39 s คิดเป็นความแตกต่างเทียบกับจานเบรกชนิดตันเท่ากับ 20 % แต่จานเบรกชนิดเซาะร่องจะมีพฤติกรรมการตอบสนองต่อการห้ามเพลาที่เร็วกว่าจานเบรกชนิดเจาะรู อย่างไรก็ตามพฤติกรรมการลดความเร็วที่ได้จากการห้ามเพลาจากจานเบรกทั้ง 3 มีลักษณะใกล้เคียงกัน ดังแสดงในรูปที่ 4.4



รูปที่ 4.4 การเปรียบเทียบผลการทดสอบของจานเบรกแต่ละชนิดที่มีมวล 2.8 kg

5) การทดสอบที่มีมวล 3.5 kg

การทดสอบที่มีมวล 3.5 kg ซึ่งเทียบเท่าแรงเบรก ณ แม้มี่เท่ากับ 34.33 N โดยทำการเปรียบเทียบจานเบรกทั้ง 3 ชนิด จากความเร็วเริ่มต้นที่ 100 km/hr พบว่า จานเบรกชนิดตันและเซาะร่องสร้างอัตราหน่วงเฉลี่ยได้เท่ากันที่ 1.06 m/s^2 โดยใช้เวลาในการห้ามเพลา คือ 26 s แต่จานเบรกชนิดตันจะมีพฤติกรรมการตอบสนองต่อการห้ามเพลาที่เร็วกว่าจานเบรกชนิดเซาะร่อง ในขณะที่จานเบรกชนิดเจาะรูสร้างอัตราหน่วงเฉลี่ยได้ที่ 1.26 m/s^2 โดยใช้เวลาในการห้ามเพลาจนถึงหยุดนิ่งเป็นเวลา 22 s คิดเป็นความแตกต่างเทียบกับจานเบรกชนิดตันเท่ากับ 15 % อย่างไรก็ตามพฤติกรรมการลดความเร็วที่ได้จากการห้ามเพลาจากจานเบรกทั้ง 3 มีลักษณะใกล้เคียงกัน ดังแสดงในรูปที่ 4.5



รูปที่ 4.5 การเปรียบเทียบผลการทดสอบของจานเบรกแต่ละชนิดที่มีมวล 3.5 kg

นอกจากนี้ เมื่อทำการเปรียบเทียบผลการทดสอบ จะพบว่าระยะทางการเบรกลดลงอย่างชัดเจน ซึ่งแปรผันผกผันกับขนาดแรงเบรกจากมวลแล้ว ยังพบประเด็นที่น่าสนใจอีกคือ ความแตกต่างของระยะการเบรกที่ได้จากจานเบรกทั้ง 3 ชนิด จะปรากฏให้เห็นอย่างเด่นชัดในสภาวะการเบรกที่ใช้มวลขนาดน้อย (ชะลอความเร็ว) และพฤติกรรมดังกล่าวจะหายไปเมื่อใช้มวลขนาดใหญ่ (เบรกกะทันหัน) ในสภาวะการทดสอบแบบปกติ (อุณหภูมิระหว่าง 60°C ถึง 80°C) สามารถแสดงได้ดังตารางที่ 4.1

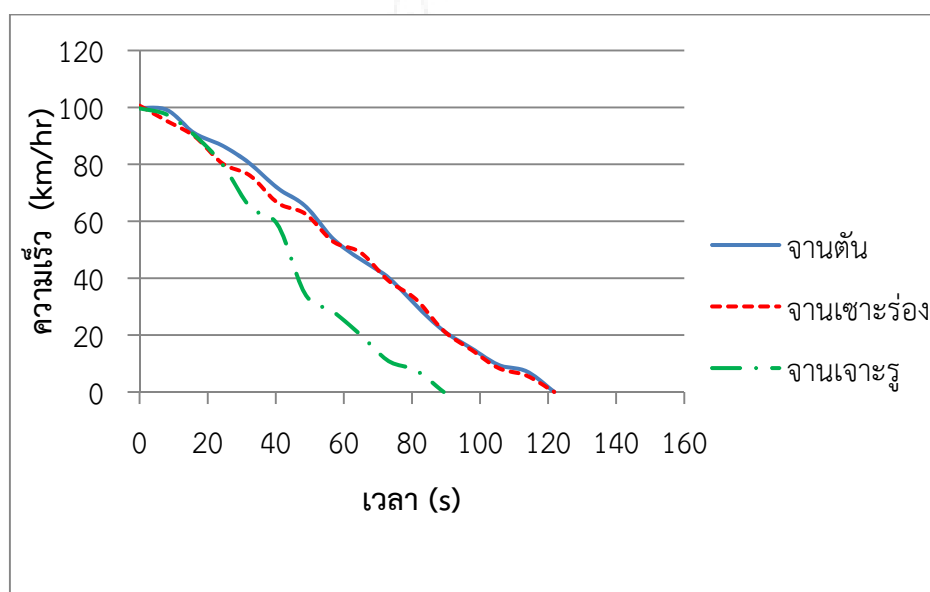
ตารางที่ 4.1 ระยะทางการเบรกในสภาวะอุณหภูมิปกติ

ชนิดจานเบรก	ระยะทางการเบรก (km)				
	มวล 1.0 kg	มวล 1.2 kg	มวล 2.3 kg	มวล 2.8 kg	มวล 3.5 kg
ตัน	2.36	1.50	1.00	0.71	0.31
เซาะร่อง	1.31	1.17	0.80	0.55	0.40
เจาะรู	1.24	0.97	0.78	0.63	0.42

4.2 ผลการทดสอบที่อุณหภูมิสูง

1) การทดสอบที่มวล 1 kg

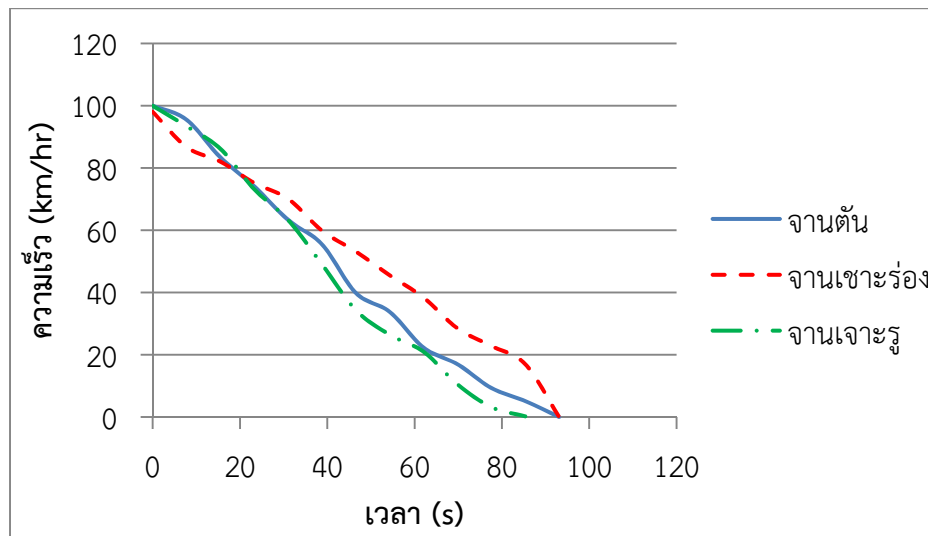
การทดสอบที่มวล 1 kg ซึ่งเทียบเท่าแรงเบรก ณ แม่ปัมเท่ากับ 9.81 N โดยทำการเปรียบเทียบจานเบรกทั้ง 3 ชนิด จากความเร็วเริ่มต้นที่ 100 km/hr พบว่า จานเบรกชนิดตันและชนิดเซาะร่องสร้างอัตราหน่วงเฉลี่ยได้เท่ากันที่ 0.22 m/s^2 โดยใช้เวลาในการห้ามเพลา คือ 121 s โดยจานเบรกชนิดเซาะร่องมีพฤติกรรมการตอบสนองต่อการห้ามเพลาเร็วกว่าจานตัน และจานเบรกชนิดเจาะรูสร้างอัตราหน่วงเฉลี่ยได้ที่ 0.31 m/s^2 โดยใช้เวลาในการห้ามเพลาจนถึงหยุดนิ่งเป็นเวลา 89 s คิดเป็นความแตกต่างเทียบกับจานเบรกชนิดตันเท่ากับ 26 % อย่างไรก็ตามพฤติกรรมการลดความเร็วที่ได้จากการห้ามเพลาจากจานเบรกทั้ง 3 มีลักษณะใกล้เคียงกัน ดังแสดงในรูปที่ 4.6



รูปที่ 4.6 การเปรียบเทียบผลการทดสอบของจานเบรกแต่ละชนิดที่มวล 1 kg ที่อุณหภูมิ ≥ 100

2) การทดสอบที่มวล 1.2 kg

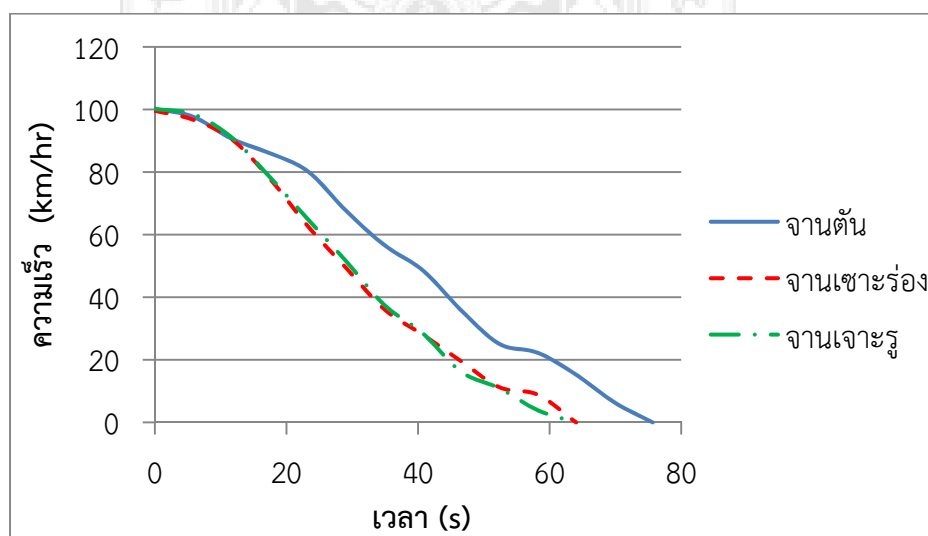
การทดสอบที่มวล 1.2 kg ซึ่งเทียบเท่าแรงเบรก ณ แม่ปัมเท่ากับ 11.77 N โดยทำการเปรียบเทียบจานเบรกทั้ง 3 ชนิด จากความเร็วเริ่มต้นที่ 100 km/hr พบว่า จานเบรกชนิดตันและชนิดเซาะร่องสร้างอัตราหน่วงเฉลี่ยได้เท่ากันที่ 0.29 m/s^2 โดยใช้เวลาในการห้ามเพลา คือ 93 s แต่จานเบรกชนิดตันมีพฤติกรรมการตอบสนองต่อการห้ามเพลาเร็วกว่าจานเซาะร่อง ในขณะที่จานเบรกชนิดเจาะรูสร้างอัตราหน่วงเฉลี่ยได้ที่ 0.32 m/s^2 โดยใช้เวลาในการห้ามเพลาจนถึงหยุดนิ่งเป็นเวลา 85 s คิดเป็นความแตกต่างเทียบกับจานเบรกชนิดตันเท่ากับ 9 % อย่างไรก็ตามพฤติกรรมการลดความเร็วที่ได้จากการห้ามเพลาจากจานเบรกทั้ง 3 มีลักษณะใกล้เคียงกัน ดังแสดงในรูปที่ 4.7



รูปที่ 4.7 การเปรียบเทียบผลการทดสอบของจานเบรกแต่ละชนิดที่มีมวล 1.2 kg ที่อุณหภูมิ ≥ 100

3) การทดสอบที่มีมวล 2.3 kg

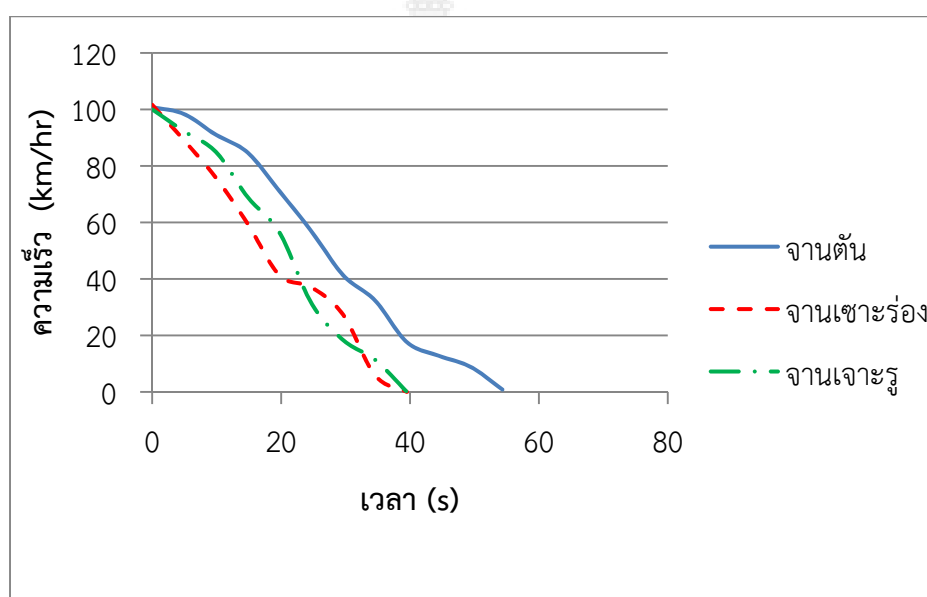
การทดสอบที่มีมวล 2.3 kg ซึ่งเทียบเท่าแรงเบรก ณ แม่ปืมเท่ากับ 22.56 N โดยทำการเปรียบเทียบจานเบรกทั้ง 3 ชนิด จากความเร็วเริ่มต้นที่ 100 km/hr พบว่า จานเบรกชนิดตันสร้างอัตราหน่วงเฉลี่ยได้น้อยที่สุดคือ 0.37 m/s^2 โดยใช้เวลาในการห้ามเพลาจนถึงหยุดนิ่งเป็นเวลา 75 s ในขณะที่จานเบรกชนิดเซาะร่องและชนิดเจาะรูสร้างอัตราหน่วงเฉลี่ยได้เท่ากันที่ 0.43 m/s^2 โดยใช้เวลาในการห้ามเพลา คือ 64 s คิดเป็นความแตกต่างเทียบกับจานเบรกชนิดตันเท่ากับ 20% แต่จานเบรกชนิดเซาะร่องมีพฤติกรรมการตอบสนองต่อการห้ามเพลาเร็วกว่าจานเจาะรู อย่างไรก็ตาม พฤติกรรมการลดความเร็วที่ได้จากการห้ามเพลาจากจานเบรกทั้ง 3 มีลักษณะใกล้เคียงกัน ดังแสดงในรูปที่ 4.8



รูปที่ 4.8 การเปรียบเทียบผลการทดสอบของจานเบรกแต่ละชนิดที่มีมวล 2.3 kg ที่อุณหภูมิ ≥ 100

4) การทดสอบที่มวล 2.8 kg

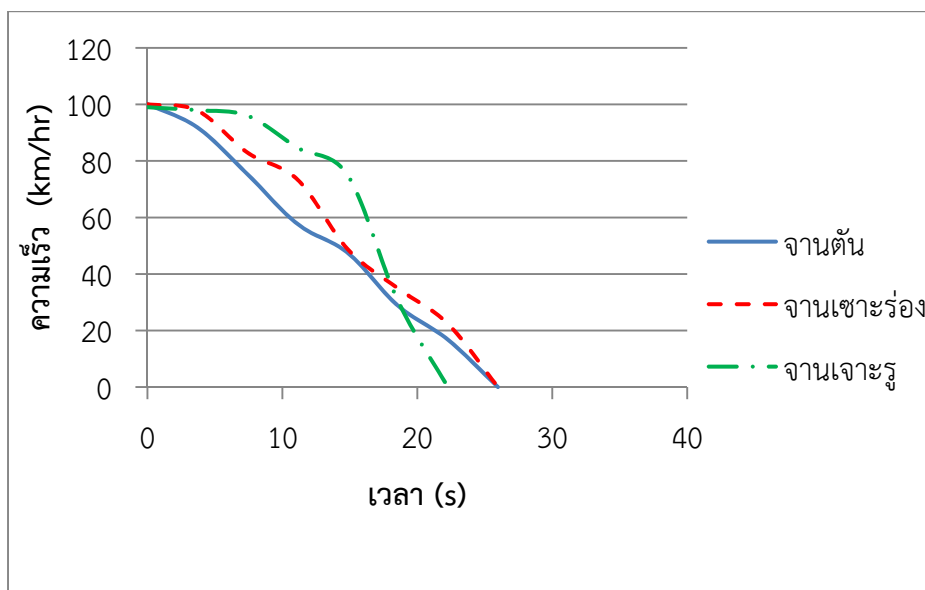
การทดสอบที่มวล 2.8 kg ซึ่งเทียบเท่าแรงเบรก ณ แม้มี่เท่ากับ 27.46 N โดยทำการเปรียบเทียบจานเบรกทั้ง 3 ชนิด จากความเร็วเริ่มต้นที่ 100 km/hr พบว่า จานเบรกชนิดตันสร้างอัตราหน่วงเฉลี่ยได้น้อยที่สุดคือ 0.51 m/s^2 โดยใช้เวลาในการห้ามเพลาจจนถึงหยุดนิ่งเป็นเวลา 54 s ในขณะที่จานเบรกชนิดเซาะร่องและชนิดเจาะรูสร้างอัตราหน่วงเฉลี่ยได้ที่ 0.71 m/s^2 โดยใช้เวลาในการห้ามเพลาคือ 39 s คิดเป็นความแตกต่างเทียบกับจานเบรกชนิดตันเท่ากับ 28 % โดยจานเบรกชนิดเซาะร่องมีพฤติกรรมการตอบสนองต่อการห้ามเพลารวดเร็วกว่าจานเจาะรู อย่างไรก็ตามพฤติกรรมการลดความเร็วที่ได้จากการห้ามเพลาจจากจานเบรกทั้ง 3 มีลักษณะใกล้เคียงกัน ดังแสดงในรูปที่ 4.9



รูปที่ 4.9 การเปรียบเทียบผลการทดสอบของจานเบรกแต่ละชนิดที่มวล 2.8 kg ที่อุณหภูมิ ≥ 100

5) การทดสอบที่มวล 3.5 kg

การทดสอบที่มวล 3.5 kg ซึ่งเทียบเท่าแรงเบรก ณ แม้มี่เท่ากับ 34.33 N โดยทำการเปรียบเทียบจานเบรกทั้ง 3 ชนิด จากความเร็วเริ่มต้นที่ 100 km/hr พบว่า จานเบรกชนิดตันและชนิดเซาะร่องสร้างอัตราหน่วงเฉลี่ยได้เท่ากันที่ 1.06 m/s^2 โดยใช้เวลาในการห้ามเพลาคือ 26 s แต่จานเบรกชนิดตันมีพฤติกรรมการตอบสนองต่อการห้ามเพลารวดเร็วกว่าจานเซาะร่อง ในขณะที่จานเบรกชนิดเจาะรูสร้างอัตราหน่วงเฉลี่ยได้ที่ 1.26 m/s^2 โดยใช้เวลาในการห้ามเพลาจจนถึงหยุดนิ่งเป็นเวลา 22 s คิดเป็นความแตกต่างเทียบกับจานเบรกชนิดตันเท่ากับ 15 % อย่างไรก็ตามพฤติกรรมการลดความเร็วที่ได้จากการห้ามเพลาจจากจานเบรกทั้ง 3 มีลักษณะใกล้เคียงกัน ดังแสดงในรูปที่ 4.10



รูปที่ 4.10 การเปรียบเทียบผลการทดสอบของจานเบรกแต่ละชนิดที่มวล 3.5 kg ที่อุณหภูมิ ≥ 100

จากการเปรียบเทียบผลการทดสอบ จะพบว่านอกจากระยะทางการเบรกที่แปรผันผกผันกับขนาดแรงเบรกจากมวลที่เหมือนกับผลการทดสอบในกรณีอุณหภูมิปกติแล้ว สิ่งที่แตกต่างกันออกไปคือความแตกต่างของระยะทางการเบรกที่ได้จากจานเบรกทั้ง 3 ชนิด ในทุกกรณีการทดสอบจะแตกต่างกันไม่มาก โดยเฉพาะอย่างยิ่งในสภาวะการเบรกที่ใช้มวลขนาดใหญ่ (เบรกกะทันหัน) ซึ่งอาจเป็นผลมาจากเวลาในการระบายความร้อนที่ไม่เพียงพอต่อจานเบรกทั้ง 3 แบบ จึงทำให้ความสามารถการเบรกในสภาวะดังกล่าวไม่แตกต่างกัน โดยระยะทางการเบรกในสภาวะการทดสอบแบบปกติ (อุณหภูมิมากกว่า 100°C) ได้แสดงไว้ดังตารางที่ 4.2

ตารางที่ 4.2 ระยะทางการเบรกในสภาวะอุณหภูมิสูง

ชนิดจานเบรก	ระยะทางการเบรก (km)				
	มวล 1.0 kg	มวล 1.2 kg	มวล 2.3 kg	มวล 2.8 kg	มวล 3.5 kg
ตัน	1.73	1.18	1.10	0.77	0.38
เซาะร่อง	1.67	1.32	0.89	0.53	0.42
เจาะรู	1.22	1.10	0.86	0.57	0.45

บทที่ 5 สรุปผลและข้อเสนอแนะ

จากการดำเนินงานสามารถสรุปผลการศึกษารวมถึงปัญหาอุปสรรค และข้อเสนอแนะ ซึ่งจะสะท้อนให้เห็นถึงระดับผลความสำเร็จของการดำเนินงาน

5.1 สรุปผลการดำเนินงาน

การศึกษาลักษณะทางกายภาพจานเบรกที่มีผลกระทบต่อความสามารถการเบรกโดยใช้เครื่องทดสอบแบบไดนาโมมิเตอร์ขนาดไม่เกิน 10 แรงม้า และ โมเมนต์ความเฉื่อยไม่เกิน $9.70 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ ซึ่งเทียบเท่ารถจักรยานยนต์ที่มีมวล 150 kg เพื่อใช้เป็นทางเลือกสำหรับการทดสอบในภาคอุตสาหกรรม โดยอ้างอิงสภาวะการทดสอบด้านอุณหภูมิตามมาตรฐาน JASO T204:2001 มาประยุกต์ใช้นั้น สามารถสะท้อนให้เห็นถึงปัจจัยที่มีผลกระทบต่อความสามารถการเบรกได้ ภายใต้สภาวะที่ใกล้เคียงการใช้งานจริง

นอกจากนี้ผลของการศึกษาความสามารถการเบรกของจานเบรกทั้ง 3 ชนิดคือ จานตัน จานเซาะร่องและจานเจาะรู ซึ่งมีพื้นที่ผิวสัมผัส 0.068 0.060 และ 0.064 m^2 ตามลำดับ ในสภาวะอุณหภูมิปกติ (60°C ถึง 80°C) และอุณหภูมิสูง (มากกว่า 100°C) โดยใช้แรงเบรก ณ ตำแหน่งแม่ปั๊มเบรกที่แตกต่างกันระหว่าง 9.81 N ถึง 34.34 N ซึ่งพบว่า ณ อุณหภูมิปกติจานตัน จานเซาะร่อง และเจาะรูสร้างอัตราหน่วงการเบรกเฉลี่ยได้ 7.29, 9.10 และ 9.50 m/sec^2 ต่อพื้นที่ผิวสัมผัสจานเบรก 1m^2 ตามลำดับ ในขณะที่ ณ อุณหภูมิสูง จานตัน จานเซาะร่อง และเจาะรูสร้างอัตราหน่วงการเบรกเฉลี่ยได้ 7.21, 9.03 และ 9.46 m/sec^2 ต่อพื้นที่ผิวสัมผัสจานเบรก 1m^2 ตามลำดับ ดังตารางที่ 5.1 ซึ่งสะท้อนให้เห็นว่าจานเบรกชนิดเจาะรูสร้างความสามารถในการเบรกสูงสุดโดยแตกต่างจากจานเบรกชนิดตัน 30.32% ณ สภาวะอุณหภูมิปกติ ในทางทำนองเดียวกันสภาวะอุณหภูมิสูง จานเบรกชนิดเจาะรูสร้างความสามารถในการเบรกสูงสุดโดยแตกต่างจากจานเบรกชนิดตัน 31.21% ตารางที่ 5.1 ความสามารถจานเบรกชนิดต่างๆ

ชนิดจานเบรก	พื้นที่ผิวสัมผัส (m^2)	อัตราหน่วงเฉลี่ย (m/sec^2)		อัตราหน่วงเฉลี่ยต่อพื้นที่ผิวสัมผัส (m/sec^2 ต่อ 1m^2)	
		อุณหภูมิปกติ	อุณหภูมิสูง	อุณหภูมิปกติ	อุณหภูมิสูง
ตัน	0.068	0.496	0.490	7.29	7.21
เซาะร่อง	0.060	0.546	0.542	9.10	9.03
เจาะรู	0.064	0.608	0.606	9.50	9.46

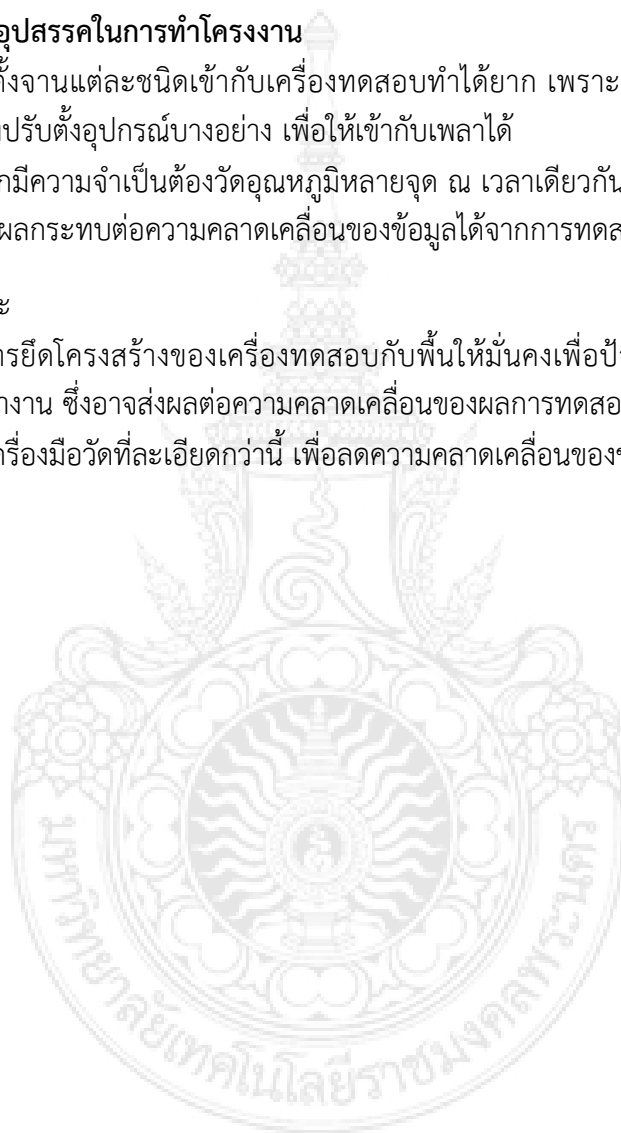
นอกเหนือจากปัจจัยด้านอุณหภูมิยังพบว่าความแตกต่างของลักษณะทางกายภาพของงานเบรกจะส่งผลกระทบต่อความสามารถในการเบรกได้เด่นชัดในสภาวะการให้แรงเบรคน้อย ณ ตำแหน่งแม่ปั๊ม(การชะลอหรือลดความเร็ว) ทั้งการเบรกอุณหภูมิปกติและอุณหภูมิสูง ในทางตรงกันข้ามพฤติกรรมเหล่านี้จะไม่ปรากฏในสภาวะการให้แรงเบรกมาก ณ ตำแหน่งแม่ปั๊ม (การเบรกแบบกะทันหัน) ทั้งการเบรกอุณหภูมิปกติและอุณหภูมิสูง

5.2 ปัญหาและอุปสรรคในการทำโครงการ

- การติดตั้งงานแต่ละชนิดเข้ากับเครื่องทดสอบทำได้ยาก เพราะมีพื้นที่ในการติดตั้งที่จำกัด และต้องปรับตั้งอุปกรณ์บางอย่าง เพื่อให้เข้ากับเพลลาได้
- เนื่องจากมีความจำเป็นต้องวัดอุณหภูมิหลายจุด ณ เวลาเดียวกันความแม่นยำของเครื่องมือวัดจึงส่งผลกระทบต่อความคลาดเคลื่อนของข้อมูลได้จากการทดสอบ

5.3 ข้อเสนอแนะ

- ควรมีการยึดโครงสร้างของเครื่องทดสอบกับพื้นให้มั่นคงเพื่อป้องกันการสั่นสะเทือนขณะเครื่องทำงาน ซึ่งอาจส่งผลกระทบต่อความคลาดเคลื่อนของผลการทดสอบได้
- ควรใช้เครื่องมือวัดที่ละเอียดกว่านี้ เพื่อลดความคลาดเคลื่อนของข้อมูล จากการทดสอบ



บรรณานุกรม

- ชาญ ถนัดงาน, (2523) กลศาสตร์ของไหล อาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
- ถาวร อมตกิตต์. (2545) การส่งกำลังและการประหยัดพลังงานมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ. กรุงเทพมหานคร เอ็มแอนด์อี ,
- ธีระยุทธ สุวรรณประทีป. (2552) วิศวกรรมยานยนต์ Automotive Engineering. กรุงเทพฯ, วิทยาพัฒนา.
- วิสิทธิ์ อิงภากรณ์ และ ชาญ ถนัดงาน. (2541) การออกแบบเครื่องกล เล่ม 1 คณะวิศวกรรมศาสตร์ . วิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ , จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย นครเหนือพิมพ์ครั้งที่10
- Abendroth, H., Steffen, T., Falter, W. and Heidt, R. (2000) Investigation of CV rotor cracking test procedures. International Conference on Brakes 2000 Automotive Braking-Technologies for the 21th Century: pp. 149-162.
- Bailey, T.P., Buckingham, J.T. and D’Cruz, A.H. (1991) Optimization of brake disc design using thermal imaging and finite element techniques. Autotech
- Basch, R.H., Fash, J., Hasson, R., Dalka, T., McCune, R. and Kaufold, R. (2000) Initial dynamometer and laboratory evaluations of thermally sprayed aluminium brake discs. International Conference on Brakes 2000 Automotive Braking-Technologies for the 21th Century: PP. 163-178.
- Daudi, A.R. and Narain, M. (2000) CAE prediction and experimental verification of maximum temperature of cool running 72 curve fin brake rotor design. International Conference on Brakes 2000 Automotive Braking-Technologies for the 21th Century: pp 123-138.
- Koetniyom, S., Brooks, P.C. and Barton, D.C. (2000) Finite element prediction of inelastic strain accumulation in cast-iron brake rotors. International Conference on Brakes 2000 Automotive Braking-Technologies for the 21th Century: pp. 139-148.
- Palmer, B.B. and Weintraub, M.H. (2000) The role of engineered cashew particles on performance. International Conference on Brakes 2000 Automotive Braking-Technologies for the 21th Century: pp. 175-184.
- Passenger car – Braking device – Dynamometer test procedures, Japanese Automobile Standard, JASO T 204: 2000

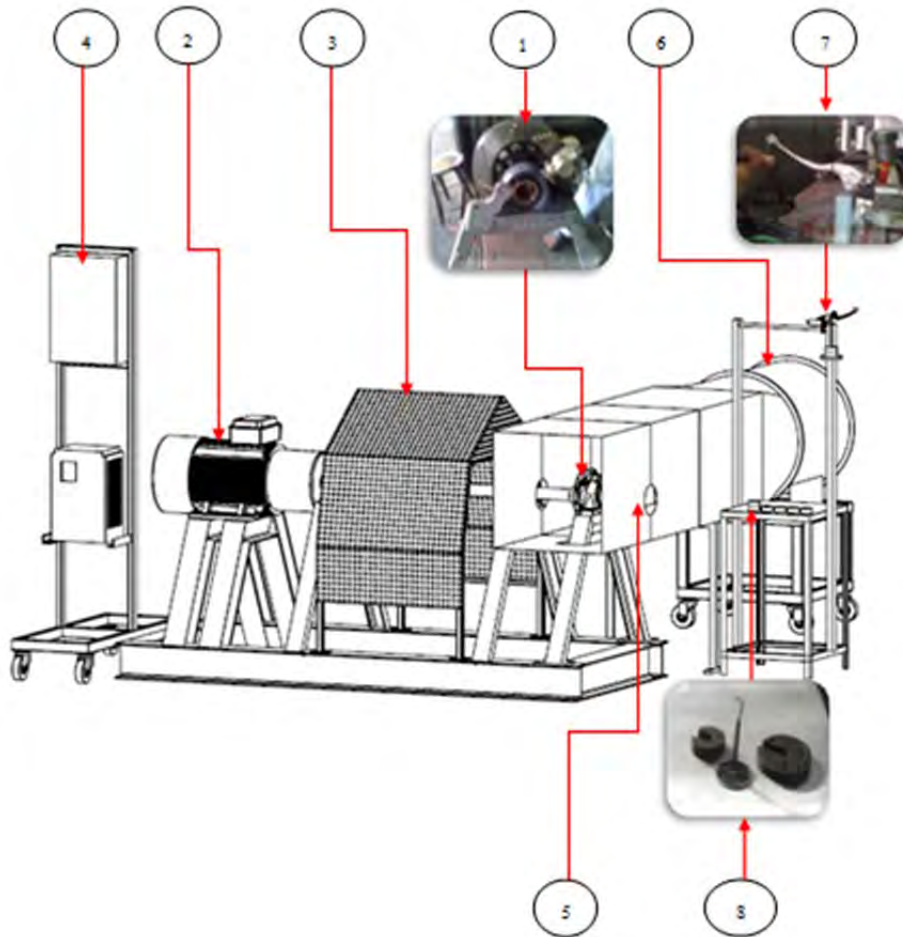
- Schwartz, H.W., Harste, L.L., Rhee, S.K. and Byers, J.E.(1975) Evaluation of gray iron brake discs for trucks by thermal modeling. SAE 751013.
- Sheridan, D.C., Kutchev, J.A. and Samie, F. (1998) Approaches to the thermal modeling of disc brakes. SAE 880256
- Triches M., Gerges, S.N.Y. and Jordan, R. (2004) Reduction of squeal noise from disc brake systems using constrained layer damping. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. pp. 3-4.



ภาคผนวก



คู่มือการใช้งานเครื่อง



อธิบายตำแหน่งต่าง ๆ ของชุดทดสอบ

หมายเลข	ส่วนประกอบ
1	จานเบรก
2	มอเตอร์ขับเคลื่อนจานเบรก
3	ฝาครอบล้อช่วยแรง
4	ตู้ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ขับเคลื่อนจานเบรกและมอเตอร์พัดลม
5	อุโมงค์ลม
6	ชุดมอเตอร์พัดลม
7	แม่พิมพ์เบรก
8	ก้อนมวล

วิธีการใช้งาน

- 1 ติดตั้งจานเบรกเข้ากับเพลาลแล้วใส่สกรูล็อคให้เรียบร้อย
- 2 ติดตั้งปั้มเบรกเข้ากับจานเบรกแล้วใส่สกรูล็อคให้เรียบร้อย
- 3 นำชุดอุโมงค์ลมมาประกอบสวมเข้ากับชุดจานเบรกแล้งยึดสลักให้แน่น
- 4 ติดตั้งเครื่องวัดรอบกับขาตั้งแล้วยิงสัญญาณไปที่เพลลา
- 5 ต่อสายสัญญาณของเครื่องวัดความเร็วรอบเข้ากับคอมพิวเตอร์
- 6 ติดตั้งเครื่องวัดอุณหภูมิแบบอินฟราเรดเข้ากับขาตั้งแล้วยิงสัญญาณไปที่จานเบรก
- 7 เสียบปลั๊กเปิดเครื่องทดสอบ และคอมพิวเตอร์
- 8 วัดอุณหภูมิที่จานเบรก แล้วทำการเบรก
- 9 เมื่อทำการทดสอบเสร็จเรียบร้อยแล้ว ให้ปิดสวิทซ์ OFF ที่เครื่องทดสอบ

ข้อควรระวังในการใช้งาน

- 1 ก่อนการใช้งานเครื่องทดสอบควรตรวจสอบอุปกรณ์ ชิ้นส่วนต่างๆ ของเครื่องว่าอยู่ในสภาพพร้อมใช้งาน
- 2 ห้ามเล่นกันระหว่างการทดสอบเพราะอาจทำให้เกิดอันตรายได้
- 3 ในขณะที่เครื่องกำลังทำงานจานเบรกมีความร้อนไม่ควรเข้าไปใกล้
- 4 เมื่อเดินเครื่องทดสอบควรอยู่ใกล้สวิทซ์ควบคุม เพราะเกิดปัญหาสามารถกดปุ่มหยุดฉุกเฉิน (Emergency stop) การทำงานได้โดยทันที

การบำรุงรักษา

- 1 ทำความสะอาดและชโลมน้ำมันบางๆ ที่ส่วนต่างๆของเครื่องทดสอบเพื่อป้องกันสนิม
- 2 ทำความสะอาดตัวเครื่องด้วยผ้าสะอาดทุกครั้งหลังใช้งานเสร็จเพื่อป้องกันฝุ่นละออง

ประวัติผู้วิจัย



หัวหน้าโครงการ

1. ชื่อ – นามสกุล(ภาษาไทย) ผศ.กฤษฎศ สุวันทโรจน์
(ภาษาอังกฤษ) Asst.Prof.Kullayot Suwantaraj
2. หมายเลขประจำตัวประชาชน 3 8101 00152 36 5
3. ตำแหน่งบริหาร/วิชาการที่เป็นปัจจุบัน
ตำแหน่งบริหาร - ตำแหน่งวิชาการ อาจารย์
เงินเดือน 25,530.- เวลาการทำวิจัย20ชม./สัปดาห์
4. หน่วยงานและสถานที่ที่ติดต่อได้สะดวก พร้อมหมายเลขโทรศัพท์ โทรสาร และ e-mail
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร
1381 ถ พิบูลสงคราม.แขวงบางซื่อ เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800
โทรศัพท์: 02-9132424 ต่อ 138
โทรสาร: 02-9132424 ต่อ 138
E- mail : ellipse_b@hotmail.com

5. ประวัติการศึกษา

ระดับปริญญา	อักษรย่อปริญญา	วิชาเอก	สถานศึกษา	ปีที่สำเร็จ	ประเทศ
ปริญญาโท	วศม..	วิศวกรรมเครื่องกล	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ	2546	ไทย
ปริญญาตรี	วศบ..	วิศวกรรมเครื่องกล (เกียรตินิยมอันดับสอง)	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ	2541	ไทย

6. สาขาวิชาการที่มีความชำนาญพิเศษ (แตกต่างจากวุฒิการศึกษา) ระบุสาขาวิชาการ
การเผาไหม้ขยะชุมชน
การอนุรักษ์พลังงานในโรงงานและอาคาร
การผลิตไบโอดีเซลชุมชน
สิ่งประดิษฐ์ทางการเกษตร
7. ประสบการณ์ที่เกี่ยวข้องกับการบริหารงานวิจัยทั้งภายในและภายนอกประเทศ โดยระบุสถานภาพ
ในการทำการศึกษาวิจัยว่าเป็นผู้อำนวยการแผนงานวิจัย หัวหน้าโครงการวิจัย หรือผู้ร่วมวิจัยในแต่ละ
ข้อเสนอการวิจัย

7.1 ผู้อำนวยการแผนงานวิจัย : -

7.2 หัวหน้าโครงการวิจัย :

- การออกแบบงานเบรกเชิงการสะสมความร้อนเพื่อความปลอดภัย
- การศึกษาลักษณะทางกายภาพของงานเบรกรถจักรยานยนต์ที่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพการเบรก

7.3 งานวิจัยที่ทำเสร็จแล้ว :

ลำดับ	ผลงานวิจัย	ปีที่พิมพ์	การเผยแพร่	แหล่งทุน	ตำแหน่ง
1	คู่มือพลังงานแสงอาทิตย์แบบผสมผสาน	พ.ศ.2549	การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 2	ม. เทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้วิจัย
2	เครื่องสับต้นข้าวโพด	พ.ศ.2551	การประชุมวิชาการมหาวิทยาลัยรังสิต	ม. เทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้วิจัย
3	เครื่องอัดก้อนเชื้อเห็ด		รอกการเผยแพร่	สกว	ผู้ร่วมวิจัย
4	เครื่องทดสอบพฤติกรรมวัสดุความเสียดทาน	พ.ศ.2555	วารสารวิชาการพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ปีที่ 2 ฉบับที่ 22	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้ร่วมวิจัย
5	การศึกษาปัจจัยของโครงสร้างกันแรงกระแทกของรถยนต์ที่ส่งผลต่อการดูดซับพลังงาน	พ.ศ.2556	วารสารวิจัย มข. ปีที่ 18 ฉบับที่ 3 ประจำเดือน พฤษภาคม - มิถุนายน 2556	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้ร่วมวิจัย
6	การออกแบบงานเบรกเชิงการสะสมความร้อนเพื่อความปลอดภัย	2013	Songklanakar J. Sci. Technol. (6) 35, -671 681, Nov. - Dec. 2013	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	หัวหน้าโครงการ
7	การศึกษาลักษณะทางกายภาพของงานเบรกรถจักรยานยนต์ที่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพการเบรก	พ.ศ.2556	วารสารวิชาการพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ปีที่ 23 ฉบับที่ 2 พ.ค.- ส.ค. 2556	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	หัวหน้าโครงการ

7.4 งานวิจัยที่กำลังทำ :-

ผู้ร่วมวิจัย

1. ชื่อ-นามสกุล (ภาษาไทย) นายศุภชัย หลักคำ
(ภาษาอังกฤษ) Mr.Supachai Lakkam
2. หมายเลขบัตรประจำตัวประชาชน 3 1201 01788 03 1
3. ตำแหน่งบริหาร/วิชาการที่เป็นปัจจุบัน
ตำแหน่งบริหาร - ตำแหน่งวิชาการ อาจารย์ (พนักงานมหาวิทยาลัย)
เงินเดือน 25,000.- เวลาการทำวิจัย 20ชม./สัปดาห์
4. หน่วยงานและสถานที่ที่ติดต่อได้สะดวก พร้อมหมายเลขโทรศัพท์ โทรสาร และ e-mail
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร
1381 ถ.ประชาราษฎร์ 1 แขวงวงศ์สว่าง เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800
โทรศัพท์:02-9132424 ต่อ 138
โทรสาร:02-9132424 ต่อ 138
E-mail: bus_supachai@hotmail.com

5. ประวัติการศึกษา

ระดับปริญญา	อักษรย่อปริญญา	วิชาเอก	สถานศึกษา	ปีที่สำเร็จ	ประเทศ
ปริญญาโท	M.Sc.	Automotive Engineering	The SirindhornInternational Thai-German Graduate School of Engineering (TGGS) มหาวิทยาลัย เทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ	2552	ไทย
ปริญญาตรี	วศ.บ.	วิศวกรรมเครื่องกล (มอ์ดับสองเกียรตินิยม)	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	2549	ไทย

6. สาขาวิชาการที่มีความชำนาญเป็นพิเศษ (ซึ่งอาจแตกต่างจากวุฒิการศึกษา)ระบุสาขาวิชาการ

- เทคนิคการจำลองด้วยคอมพิวเตอร์ (Computation and Simulation Techniques)
- เทคโนโลยีและการจัดการด้านพลังงาน(Energy Technology and Management)

7. ประสบการณ์ที่เกี่ยวข้องกับการบริหารงานวิจัยทั้งภายในและภายนอกประเทศ โดยระบุสถานภาพในการทำวิจัยว่าเป็นผู้อำนวยการงานวิจัย หัวหน้าโครงการวิจัยหรือผู้ร่วมวิจัยในแต่ละข้อเสนอการวิจัย

7.1 ผู้อำนวยการงานวิจัย : -

7.2 หัวหน้าโครงการวิจัย :

- เครื่องทดสอบพฤติกรรมวัสดุความเสียดทาน
- การศึกษาปัจจัยการออกแบบท่อพักไอเสียเพื่อลดเสียงรบกวนและรักษาสมรรถนะของเครื่องยนต์

7.3 งานวิจัยที่ทำเสร็จแล้ว :

ลำดับ	ผลงานวิจัย	ปีที่พิมพ์	การเผยแพร่	แหล่งทุน	ตำแหน่ง
1	ผลกระทบและประสิทธิภาพ ผ้าเบรกเชิงเสียงรบกวน และสัมประสิทธิ์ความเสียด ทาน	พ.ศ.2552	Industry Subcontracting Exhibition of Thailand 2009	บริษัท คอมแพ็คอินเตอร์ เนชั่นแนล จำกัด (1994) และIndustrial Technology Assistance Program (iTAP)	นักวิจัย
2	Investigation of Brake Noise Parameters Using Single Dynamometer	Apr.2009	The 5 th International Conference on Automotive Engineering ICAE-5	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระ จอมเกล้าพระนครเหนือ	นักวิจัย/ ผู้นำ เสนอ
3	Econo Power Car	Jun.2010	The 2 nd RMUTP International Conference : Green Technology and Productivity	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคล พระนคร	ผู้ร่วม วิจัย/ผู้นำ เสนอ
4	Analysis of Clutch Materials behaviour : Comparison between Coefficient of Friction Testing and Full Size Testing	Jun.2012	World Academe of Science, Engineering and Technology 66, 2012	EXEDY Friction Material Co. LTD	ผู้ช่วย วิจัย
5	Study and Trend of Development for Electric Railway and Related Industries in Thailand) Phase 2)		รอเผยแพร่	Industrial Technology Assistance Program (iTAP)	ผู้ร่วม วิจัย
6	โครงการศึกษาเครื่องยนต์ แก๊สโซลีนและดีเซลขนาด เล็ก 1 สูบ เพื่อจัดทำร่าง กฎกระทรวงเฉพาะด้าน ประสิทธิภาพพลังงาน ตาม พ.ร.บ.การส่งเสริมการ อนุรักษ์พลังงาน พ.ศ.2550	พ.ศ.2555	RMUTP Research Journal, Vol.6, No.2,	กรมพัฒนาพลังงานทดแทน และอนุรักษ์พลังงาน กระทรวงพลังงาน	ผู้ร่วม วิจัย
7	Design and Development of Bus structure for single and double deck		รอเผยแพร่	กรมขนส่งทางบก	ผู้ช่วย วิจัย
8	เครื่องทดสอบพฤติกรรม วัสดุความเสียดทาน	พ.ศ.2555	วารสารวิชาการพระจอม เกล้าพระนครเหนือ ปีที่ 22 ฉบับที่	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคล พระนคร	หัวหน้า โครงการ

9	การทดสอบการอัดตัวของวัสดุผสมภายใต้สภาวะอุณหภูมิต่างๆ	พ.ศ.2556	KKU Research Journal Vol.18, No.2	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้ร่วมวิจัย
10	การออกแบบงานเบรคเชิงการสะสมความร้อนเพื่อความปลอดภัย	2013	Songklanakarin J. Sci. Technol. (6) 35, -671 681, Nov. - Dec. 2013	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้ร่วมวิจัย
11	การศึกษาปัจจัยของโครงสร้างกันแรงกระแทกของรถยนต์ที่ส่งผลต่อการดูดซับพลังงาน	พ.ศ.2556	วารสารวิจัย มข. ปีที่ 18 ฉบับที่ 3 ประจำเดือน พฤษภาคม - มิถุนายน 2556	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้ร่วมวิจัย
12	การศึกษาลักษณะทางกายภาพของงานเบรครถจักรยานยนต์ที่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพการเบรค	พ.ศ.2556	วารสารวิชาการพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ปีที่ 23 ฉบับที่ 2 พ.ค.- ส.ค.2556	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้ร่วมวิจัย
13	การศึกษาความเป็นไปได้ในการผลิตโครงสร้างกันแรงกระแทกของรถยนต์จากกากผักตบชวา	พ.ศ.2557	วารสารวิจัย มทร.ตะวันออก ปีที่ - กรกฎาคม 2 ฉบับที่ 7 2557 ธันวาคม	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้ร่วมวิจัย
14	การศึกษาปัจจัยการออกแบบท่อพักไอเสียเพื่อลดเสียงรบกวนและรักษาสมรรถนะของเครื่องยนต์	พ.ศ.2557	วารสารวิจัย มทร.อีสาน ปีที่ 8 ฉบับที่ 3 กันยายน - 2557 ธันวาคม	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	หัวหน้าโครงการ

7.4 งานวิจัยที่กำลังทำ : -

