



การศึกษาพฤติกรรมการถ่ายโอนความร้อน และการสันเสีเอนของงานเบรกแบบตรง/แบบกลับที่ส่งผล  
กระทบต่อความสามารถการเบรก



ภุภุมิ พ่วงเจริญชัย  
กุลยศ สุวันทโรจน์  
ศุภชัย หลักคำ

งานวิจัยนี้ได้รับทุนสนับสนุนจากงบประมาณรายจ่าย ประจำปีงบประมาณ พ.ศ. 2559  
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร



การศึกษาพฤติกรรมการถ่ายโอนความร้อน และการสันเสีเอนของงานเบรกแบบตรง/แบบกลับที่ส่งผล  
กระทบต่อความสามารถการเบรก



ภุภุมิ พ่วงเจริญชัย  
กุลยศ สุวันทโรจน์  
ศุภชัย หลักคำ

งานวิจัยนี้ได้รับทุนสนับสนุนจากงบประมาณรายจ่าย ประจำปีงบประมาณ พ.ศ. 2559  
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร

ชื่อเรื่อง	:	การศึกษาพฤติกรรมการถ่ายโอนความร้อน และการสันสเทือนของจานเบรกแบบตรง/แบบกลับที่ส่งผลกระทบต่อความสามารถการเบรก
ผู้วิจัย	:	ภูภูมิ พ่วงเจริญชัย คณะวิศวกรรมศาสตร์ มทร.พระนคร กุลยศ สุวันทโรจมนณี คณะวิศวกรรมศาสตร์ มทร.พระนคร ศุภชัย หล้าคำ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มทร.พระนคร
พ.ศ.	:	2559

### บทคัดย่อ

วัตถุประสงค์ของการศึกษาครั้งนี้คือเพื่อตรวจสอบการถ่ายโอนความร้อนและลักษณะการสันสเทือนของจานเบรกแบบตรงและแบบกลับซึ่งมีลักษณะทางกายภาพที่แตกต่างกันที่ส่งผลกระทบต่อระยะเบรก การถ่ายโอนความร้อนของจานเบรกทั้งสองประเภทมีบทบาทสำคัญในการเสีรูปของจานเบรกระหว่างการใช้งาน เครื่องไดนาโมมิเตอร์เพลาดียวถูกนำมาใช้เป็นเครื่องมือทางวิศวกรรมด้วยเงื่อนไขการทดสอบตามมาตรฐาน JASO C 406 ตัวตรวจจับอัตราเร่งแบบหนึ่งองศาอิสระ (1 DOF) ถูกนำมาใช้ตรวจวัดอัตราเร่งการสันสเทือนบนคาลิเปอร์เบรก ผลการทดสอบสะท้อนให้เห็นว่าจานเบรกแบบกลับสามารถลดการสันสเทือนได้ถึง %43.5 เมื่อเทียบกับจานเบรกแบบตรง ในช่วงอุณหภูมิ 200°C ความเร็วเริ่มเบรก 50 km/hr และความดันไฮดรอลิกส์ 4 MPa โดยความดันไฮดรอลิกส์ที่ 4MPa เป็นความดันที่เกิดการสันสเทือนสูงสุด นอกจากนี้ความเร็วเบรกเริ่มต้นและอุณหภูมิเบรกรยังเป็นปัจจัยที่สำคัญ

สำหรับความสามารถการเบรก, ผลการศึกษาพบว่าจานเบรกแบบกลับสร้างระยะเบรกได้สั้นกว่าจานเบรกแบบตรงอย่างเห็นได้ชัด นอกจากนี้ยังมีปัจจัยที่สำคัญคืออุณหภูมิเบรก ความดันไฮดรอลิกส์ และความเร็วเริ่มต้นของการเบรก โดยเฉพาะอย่างยิ่งในสภาวะอุณหภูมิสูงอัตราหน่วงจากการเบรกจะเพิ่มขึ้นและลดระยะทางเบรกลง นอกจากนี้ ในสภาวะความดันไฮดรอลิกส์สูงส่งผลให้ระยะทางการเบรกลดลงและอัตราหน่วงเพิ่มขึ้น สำหรับปัจจัยสุดท้าย ความเร็วเริ่มต้นการเบรกแปรผันตรงกับระยะทางเบรก

Title : A Study of Heat Transfer and Vibration on Front/Back Vented Brake Disc Affecting Braking Ability

Researcher : Phupoom Puangcharoenchai, Faculty of Engineering, RMUTP  
Kullayot Suwantaraj, Faculty of Engineering, RMUTP  
Supachai Lakkam, Faculty of Engineering, RMUTP

Year : 2016

### ABSTRACT

The purposes of this study were to investigate the heat transfer and the vibration characteristics caused by front and back vented brake disc which had physically different shapes affecting braking distance. In accordance with the theory of heat transfer, the heat transfer rates of two types of brake disc were different and played an important role in the deformation during usage. The single dynamometer was conducted to the experimental work as an engineering tool with boundary conditions according to JASO C406 standard. One degree of freedom (DOF) acceleration signals on the brake caliper were analyzed. The results obviously discovered that the back vented brake disc was able to reduce the vibration up to 43.5% comparing to the front vented brake disc in case of the braking temperature 200°C, initial braking speed 50 km/h and the hydraulic pressure of 4 MPa. Besides, the hydraulic pressure at 4 MPa generated the maximum vibration. Furthermore, the initial braking speed and the braking temperature were also the important factors.

Regarding braking distance results, the results of the experimental work obviously discovered that the back vented brake disc created braking distance shorter than front vented brake disc. Besides, there were important factors as braking temperature, hydraulic pressure and initial speed of braking. Especially, the high braking temperature caused an increase of deceleration and a decrease of braking distance. Moreover, the high hydraulic pressure produced a deduction of braking distance and an increase of deceleration. Finally, the initial speed of braking directly varied to the braking distance.

### กิตติกรรมประกาศ

รายงานการวิจัยฉบับนี้สำเร็จด้วยการสนับสนุนทุนการวิจัยจากงบประมาณประจำปีงบประมาณ 2559 ทางคณะผู้วิจัยขอขอบพระคุณต่อคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร ที่ได้ให้การสนับสนุนทุนวิจัยในครั้งนี้ ตลอดจนขอขอบคุณผู้ที่ให้ความร่วมมือและให้ความอนุเคราะห์ทุกท่านที่ไม่ได้กล่าวไว้ในที่นี้

คณะผู้วิจัย



## สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อ	I
ABSTRACT	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VI
สารบัญรูป	VII
<b>บทที่ 1 บทนำ</b>	<b>1</b>
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย	7
1.3 ขอบเขตของการวิจัย	8
1.4 สมมติฐานและกรอบแนวคิดของการวิจัย	8
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	9
<b>บทที่ 2 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง</b>	<b>10</b>
2.1 การถ่ายเทความร้อน	10
2.2 โมเมนต์ความเฉื่อย	16
2.3 แรงบิด	17
2.4 ขนาดของมอเตอร์	18
2.5 เพลลา (วิธีธี และคณะ 2541)	18
2.6 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	20
<b>บทที่ 3 วิธีดำเนินการวิจัย</b>	<b>22</b>
3.1 การค้นคว้าข้อมูลและออกแบบ	23
3.2 การเตรียมการทดสอบ	27
3.3 การทดสอบค่าความผิดของชุดทดสอบความสามารถการเบรก	29
3.4 การทดสอบความสามารถการเบรก	29

<b>บทที่ 4 ผลการทดสอบและการวิเคราะห์ข้อมูล</b>	35
4.1 ผลการทดสอบที่อุณหภูมิ 100 °C	35
4.2 ผลการทดสอบที่อุณหภูมิ 200 °C	37
4.3 ผลการทดสอบที่อุณหภูมิ 300 °C	39
4.4 ผลการทดสอบความสามารถการเบรก	41
<b>บทที่ 5 สรุปผลและข้อเสนอแนะ</b>	43
5.1 สรุปผลการดำเนินงาน	43
5.2 ปัญหาและอุปสรรคในการทำโครงการวิจัย	44
5.3 ข้อเสนอแนะ	44
<b>บรรณานุกรม</b>	45
<b>ภาคผนวก</b>	47
<b>ประวัติผู้วิจัย</b>	50



## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
1.1 ลักษณะความเชื่อมโยงของปัญหา	7
2.1 ค่าตัวประกอบความล่าช้าสามารถเลือกใช้ตามลักษณะของแรงที่มากกระทำ	20
3.1 รูปแบบของงานเบรก	29
3.2 สภาวะและเงื่อนไขการทดสอบ	30
4.1 การเปรียบเทียบระยะทางงานเบรกแบบตรง และงานเบรกแบบกลับ	41
4.2 การเปรียบเทียบความสามารถการเบรกเฉลี่ยของงานเบรกทั้ง 2 แบบ	42





## สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
1.1 การแตกตัวของจานเบรกเนื่องจากความเค้นและความล้าทางความร้อน	2
1.2 การแตกร้าวบนจานเบรกจากการใช้งาน	3
1.3 จานเบรกแตกหลาย	3
1.4 การแกว่งข้างและเยื้องศูนย์ของจานเบรก	4
1.5 การพลีวของจานเบรก	4
1.6 จานเบรกเป็นร่อง	5
1.7 จานเบรกเปลี่ยนสี	6
1.8 ชุดทดสอบประสิทธิภาพการเบรก	8
1.9 จานเบรกแบบปกติและจานเบรกแบบกลับ	9
2.1 การกระจายสัดส่วนภาวะถ่ายโอนระหว่างทำการเบรก	16
2.2 ระบบการรองรับของคานแบบง่าย	18
2.3 แรงกระจายสม้ำเสมอ	19
2.4 เฟลาอยู่ภายใต้แรงต่างๆ	19
3.1 ขั้นตอนการดำเนินงาน	22
3.2 แบบมาตรฐานชุดทดสอบความสามารถการเบรก	23
3.3 ก้อนมวลล้อช่วยแรง	25
3.4 แรงและโมเมนต์ตัดที่กระทำต่อเฟลา	26
3.5 เครื่องทดสอบจานเบรก	27
3.6 ชุดอินเวอร์เตอร์	28
3.7 ตั้มน้ำหนัก	28
3.8 การปล่อยตั้มน้ำหนัก	30
3.9 การติดตั้งชุดทดสอบ	31
3.10 การเปิดเครื่องทดสอบจานเบรก	31
3.11 ตำแหน่งวัดอุณหภูมิจานเบรก	32
3.12 การปิดเครื่องทดสอบจานเบรก	32
3.13 การห้ามเฟลา	33
3.14 การวัดค่าความเร็วรอบของเครื่องตรวจวัด	33
3.15 การบันทึกข้อมูล	34
4.1 ผลการทดสอบของจานเบรก 2 แบบ ณ ความเร็วเริ่มเบรก 50 km/hr ที่อุณหภูมิ 100°C	36
4.2 ผลการทดสอบของจานเบรก 2 แบบ ณ ความเร็วเริ่มเบรก 80 km/hr ที่อุณหภูมิ 100°C	36
4.3 ผลการทดสอบของจานเบรก 2 แบบ ณ ความเร็วเริ่มเบรก 50 km/hr ที่อุณหภูมิ 200°C	38
4.4 ผลการทดสอบของจานเบรก 2 แบบ ณ ความเร็วเริ่มเบรก 80 km/hr ที่อุณหภูมิ 200°C	38
4.5 ผลการทดสอบของจานเบรก 2 แบบ ณ ความเร็วเริ่มเบรก 50 km/hr ที่อุณหภูมิ 300°C	40
4.4 ผลการทดสอบของจานเบรก 2 แบบ ณ ความเร็วเริ่มเบรก 80 km/hr ที่อุณหภูมิ 300°C	40

## บทที่ 1 บทนำ

### 1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

เนื่องจากปัจจุบันอุตสาหกรรมยานยนต์ได้มีการเติบโตและเข้ามามีบทบาทอย่างมากในประเทศไทย จานเบรกเป็นอีกผลิตภัณฑ์หนึ่งที่มีบทบาทในอุตสาหกรรมชิ้นส่วนยานยนต์ ซึ่งมีทั้งการนำเข้าและผลิตภายในประเทศ โดยมีการออกแบบเพื่อแข่งขันและพัฒนาเชิงประสิทธิภาพกันอย่างกว้างขวาง ทั้งการออกแบบที่มีลักษณะทางกายภาพที่แตกต่างออกไป รวมถึงคุณสมบัติของวัสดุภายในประเทศที่นำมาใช้เป็นวัสดุดิบในการผลิต เนื่องจากเป็นชิ้นส่วนที่เกี่ยวข้องกับความปลอดภัยและเพื่อให้เกิดความเชื่อมั่นทั้งด้านลักษณะทางกายภาพในการออกแบบทั้งจากวัสดุภายในประเทศและต่างประเทศที่นำมาใช้เป็นวัสดุดิบ จึงจำเป็นต้องมีการค้นคว้าในด้านการตรวจสอบผลกระทบต่างๆของผลิตภัณฑ์ที่ได้ทำการออกแบบและผลิตออกมา อีกทั้งขั้นตอนกระบวนการทดสอบเฉพาะด้านยังไม่ชัดเจน และเครื่องทดสอบนี้มีราคาสูงมาก ส่งผลให้เกิดความขาดแคลนด้านเครื่องมือการทดสอบสำหรับอุตสาหกรรมชิ้นส่วนยานยนต์ภายในประเทศ ซึ่งไม่เพียงพอที่จะเอื้ออำนวยต่อการใช้พัฒนาผลิตภัณฑ์ชิ้นส่วนยานยนต์ในอนาคต รวมถึงการก้าวไปสู่การออกแบบผลิตภัณฑ์สำหรับชิ้นส่วนยานยนต์อีกด้วย

นอกจากนี้แล้ว ปัญหาที่เกิดขึ้นจากการใช้งานยังคงพบเห็นอยู่ทั่วไป เนื่องจากหลักการการทำงานของระบบเบรกโดยทั่วไปเป็นการหน่วงรถหรือการทำให้ชะลอความเร็วตามที่ผู้ขับขี่ต้องการ )Vehicle decelerationซึ่งมีหน้าที่เปลี่ยนรูปพลังงานจลน์ซึ่งหมายถึงความเร็วของล้อรถ เมื่อผ้าเบรกสัมผัส ( จานเบรกทำให้เกิดทอร์กส่งไปยังที่ล้อรถในทิศทางตรงข้ามกับการเคลื่อนที่ที่ทำให้ความเร็วรถลดลง ซึ่งแสดงให้เห็นถึงการเกิดพลังงานความร้อนที่จานเบรก ในที่นี้คือการเพิ่มสูงขึ้นของอุณหภูมิของจานเบรกในขณะที่เบรคนั้นเอง ปัจจัยดังกล่าวทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนไปยังชิ้นส่วนต่างๆที่เกี่ยวข้องกับระบบเบรก เช่น การกระจายความร้อนที่ไม่สม่ำเสมอภายในจานเบรกซึ่งส่งผลต่อการเสียรูปของจานเบรก (Kwangjin et al., 1999) การสูญเสียแรงเสียดทานจนทำให้เกิดอาการลื่นไถลของผ้าเบรก (Brake fade) (Ertan et al., 2010) การสึกหรอของอุปกรณ์ซึ่งส่งผลต่ออายุการใช้งานที่สั้นลง (Hunter et al., 1998) การเปลี่ยนสถานะของน้ำมันเบรกจากของเหลวกลายเป็นไอซึ่งส่งผลต่อประสิทธิภาพการเบรก ความเสียหายต่อตลับลูกปืน การแตกตัวของวัสดุเนื่องจากความเค้นทางความร้อน(thermal stress)ซึ่งขอขยายความว่าในการเบรกแต่ละครั้งจะเกิดความร้อนที่จานเบรกทำให้เกิดความแตกต่างของอุณหภูมิในตัวจานเบรกซึ่งส่วนที่จานเบรกสัมผัสกับผ้าเบรกจะเกิดอุณหภูมิสูงและส่วนที่ไม่สัมผัสผ้าเบรกจะอุณหภูมิต่ำกว่าทำให้เกิดผลต่างอุณหภูมิเกิดขึ้นในจานเบรก ทำให้เกิดเป็นความล้า(กลไกวัฏจักรซ้ำไปซ้ำมา)ทางความร้อน (thermal fatigue mechanism)เมื่อถึงระยะเวลาหนึ่งขึ้นอยู่กับผลต่างอุณหภูมิและจำนวนการเบรกจะเกิดการแตกตัวของจานเบรกดัง รูปที่ 1.1 (Bagnoli et al., 2009) และยังเป็นปัจจัยกระตุ้นทำให้เกิดการสันสะเทือนอีกด้วย (Filip et al., 1999) (Antti et al., 2002) ดังนั้นจานเบรกจึงจำเป็นต้องมีคุณสมบัติในการสะสมและระบายความ

ร้อนให้เพียงพอและเหมาะสมต่อทุกสภาวะการใช้งาน จากผลกระทบที่กล่าวมาข้างต้นนี้ ล้วนเป็นสิ่งที่ไม่พึงปรารถนาให้เกิดขึ้นในระบบเบรก อย่างไรก็ตามปัญหาดังกล่าวเป็นสิ่งที่หลีกเลี่ยงไม่ได้สำหรับการใช้งานในชีวิตประจำวัน ดังนั้นการศึกษาพฤติกรรมการสะสมความร้อนของจานเบรกจึงเป็นสิ่งจำเป็นอย่างยิ่ง ที่จะนำไปสู่การแก้ไขปัญหาดังกล่าวและใช้เป็นแนวทางในการออกแบบจานเบรกให้เหมาะสมกับลักษณะของการใช้งานในกรณีต่างๆ



รูปที่ 1.1 การแตกตัวของจานเบรกเนื่องจากความเค้นและความล้าทางความร้อน  
(Bagnoli et al., 2009)

จากปัญหาข้างต้นส่งผลกระทบต่ออัตราการเกิดอุบัติเหตุ และอาจทำให้เกิดความเสียหายอย่างใหญ่หลวงทั้งต่อชีวิตและทรัพย์สินได้หากจานเบรกที่ผลิตออกมานั้นไม่ได้มาตรฐานเพียงพอ โดยส่วนหนึ่งของปัญหาที่ทำให้เกิดอุบัติเหตุนั้นมีสาเหตุมาจากความไม่พร้อมของอุปกรณ์ หรือการทำงานบกพร่อง หรืออุปกรณ์ในระบบเบรกมีประสิทธิภาพไม่เพียงพอที่จะตอบสนองต่อการความต้องการในขณะการใช้งานนั้น ซึ่งปัญหาที่พบบ่อยมากจะได้กล่าวดังต่อไปนี้

1. จานเบรกแตกร้าว
2. จานเบรกแตกกลาย
3. การแกว่งข้างและเยื้องศูนย์ของจานเบรก
4. การพลิวของจานเบรก
5. จานเบรกเป็นจุดมาร์เทนไซด์
6. จานเบรกเป็นร่อง
7. จานเบรกเปลี่ยนสี
8. จานเบรกสึกหรอ
9. รุกระบายอากาศตัน

#### 1.1.1 จานเบรกแตกร้าว(Cracked rotors)

โดยทั่วไปการแตกร้าวของจานเบรกจะเกิดขึ้นตามแนวรัศมีบริเวณผิวหน้าสัมผัสของจานเบรก และสันรอบนอกรวมทั้งบริเวณผิวด้านในของจานเบรก การแตกร้าวแบบนี้มีสาเหตุมาจากความไม่สมดุลของแรงเบรกแต่ละล้อ ซึ่งแรงเบรกจะมีปริมาณมากที่ล้อใดล้อหนึ่ง ซึ่งทำให้จานเบรกที่ล้อนั้นเกิดการสึกหรอมากกว่าปกติและส่งผลให้เกิดการแตกร้าวขึ้นดังรูปที่ 1.2



**รูปที่ 1.2** การแตกร้าวบนจานเบรกจากการใช้งาน  
ที่มา (<http://www.bmwsociety.com/archives/58.asp>)

จานเบรกที่แตกร้าวถ้าพบในระหว่างการตรวจสอบจานเบรกตามระยะเวลาที่จะต้องเปลี่ยนทันที หากถ้าไม่ทำการเปลี่ยน รอยแตกร้าวจะทำให้ผ้าเบรกเกิดการสึกหรอมากกว่าปกติ และรอยแตกร้าวจะยาวมากขึ้นจนถึงแกนในและผลที่ตามมาก็คือ การแตกหักบริเวณหน้าสัมผัสของจานเบรก ซึ่งจะส่งผลกระทบต่อความปลอดภัยในการขับขี่

#### 1.1.2 จานเบรกแตกสลาย (Heat checking)

การแตกสลายของจานเบรกมีลักษณะเป็นเส้นเล็กๆสั้นๆ ตามแนวรัศมีบริเวณหน้าสัมผัสของจานเบรกดังแสดงในรูปที่ 1.3 การแตกสลายแบบนี้เป็นผลมาจากความร้อนที่เพิ่มสูงขึ้นและเย็นตัวลงของจานเบรก ซึ่งเกิดขึ้นเสมอในระหว่างที่ระบบเบรกในรถยนต์ทำงานตามปกติ การแตกสลายของจานเบรกจะไม่ส่งผลให้การทำงานหรือประสิทธิภาพการเบรกเสียไป จึงทำให้ไม่มีความจำเป็นที่จะต้องแก้ไขใดๆ อีกทั้งการแตกสลายแบบนี้จะหายไปเนื่องจากการสึกหรอของผิวจานเบรกและอาจเกิดขึ้นมาใหม่ได้อีก อย่างไรก็ตามการแตกสลายของจานเบรกจะส่งผลให้เกิดการแตกร้าวของจานเบรก ซึ่งขึ้นอยู่กับปัจจัยต่างๆ เช่น อัตราการสึกหรอของจานเบรกและผ้าเบรก, ความสมดุลของจานเบรก และปริมาณแรงเบรกที่ใช้งาน



**รูปที่ 1.3** จานเบรกแตกสลาย  
ที่มา (<http://www.pacificp.com>)

### 1.1.3 การแกว่งข้างและเยื้องศูนย์ของจานเบรก (Lateral and radial run-out)

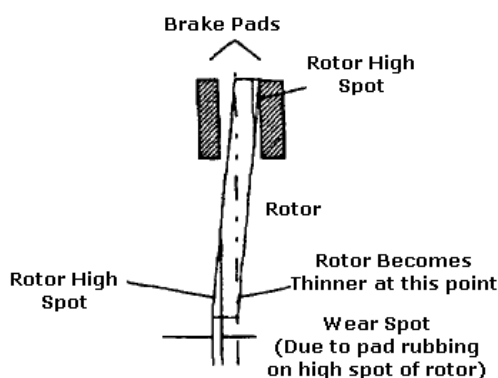
การตรวจสอบค่าการแกว่งของจานเบรก (Lateral and Radial Run-out) สามารถทำได้โดยใช้เครื่องมือวัดที่เรียกว่า “ไดอัลเกจ” วัดที่หน้าสัมผัสของจานเบรกด้านในหรือด้านนอก ต่อจากนั้นหมุนจานเบรกหนึ่งรอบผลจากการวัดไม่ควรเกิน 0.020 นิ้ว ดังแสดงในรูปที่ 1.4 ซึ่งปัญหาการแกว่งข้างและเยื้องศูนย์ของจานเบรกนี้มีสาเหตุมาจากความไม่เหมาะสมของคุณสมบัติวัสดุหรือลักษณะทางกายภาพที่ไม่สามารถจะทำการสะสมและคายความร้อนของจานเบรกได้ดีพอ ซึ่งส่งผลต่อการเสีรูปของจานเบรกและทำให้ประสิทธิภาพในการเบรกลดลง



รูปที่ 1.4 การแกว่งข้างและเยื้องศูนย์ของจานเบรก  
ที่มา(<http://www.eaglehi-techgage.com>)

### 1.1.4 การพริ้วของจานเบรก(Rotor thickness)

ปัญหาการพริ้วของจานเบรคนั้นมีความสัมพันธ์กับความหนาของจานเบรกโดยตรง การตรวจสอบเพื่อให้ได้รับความมั่นใจว่าความหนาของจานเบรคนั้นอยู่ในระยะพิกัดที่ผู้ผลิตได้ระบุไว้จึงเป็นสิ่งสำคัญ โดยทั่วไปแล้วเมื่อวัดโดยรอบทุกจุด จานเบรกควรมีความหนาไม่แตกต่างกันเกิน 0.005 นิ้ว ถ้าผลการวัดเกินระยะพิกัดนี้ ควรนำจานเบรกไปทำการเจียรเพื่อปรับสภาพผิว เพราะปัญหาการพริ้วของจานเบรกนี้ส่งผลต่อประสิทธิภาพการเบรกที่ลดลง และทำให้เกิดอาการสะท้านที่แป้นเบรกซึ่งส่งผลต่อความรำคาญ อีกทั้งยังเป็นปัจจัยเสริมที่ทำให้เกิดเสียงในขณะทำการเบรกขึ้นได้ ซึ่งลักษณะการพริ้วของจานเบรกถูกแสดงไว้ในรูปที่ 1.5



รูปที่ 1.5 การพริ้วของจานเบรก  
ที่มา(<http://www.autorepair.about.com>)

### 1.1.5 จานเบรกเป็นจุดมาร์เทนไซด์(Martensite spotted rotors)

ปัญหาที่เกิดขึ้นกับจานเบรกลักษณะนี้เป็นผลมาจากการใช้งานจานเบรกที่สภาวะอุณหภูมิสูงมาก ซึ่งอาจมีสาเหตุมาจากระบบเบรกที่ไม่สมดุลกันทั้งล้อหรือพฤติกรรมเบรกที่เบรกต่อเนื่องเป็นระยะเวลานาน หรือการรับภาระการเบรกที่สูงเกินไปอย่างต่อเนื่อง ด้วยสาเหตุเหล่านี้จึงส่งผลให้มีการเปลี่ยนโครงสร้างของวัสดุซึ่งส่งผลต่อการแตกหักของจานเบรก และนำไปสู่ความปลอดภัยต่อการใช้งานสำหรับการขับขี่

### 1.1.6 จานเบรกเป็นร่อง(Scored rotors)

ลักษณะจานเบรกที่เป็นร่องนี้จะแสดงให้เห็นชัดเจนที่ผิวของจานเบรก โดยจะมีร่องเกิดขึ้นตามแนวการหมุนของจานเบรกดังแสดงในรูปที่ 1.6 ซึ่งถ้าความลึกของร่องมีค่ามากกว่า 0.015 นิ้ว ควรทำการปรับผิวของจานเบรก แต่ต้องคำนึงถึงความหนาของจานเบรกภายหลังทำการปรับผิวด้วย ไม่ให้เกินค่าพิคคัทที่ผู้ผลิตกำหนด แต่ถ้าหากปล่อยละเลยไว้ก็จะส่งผลต่อประสิทธิภาพการเบรก การสึกหรอของผ้าเบรกที่มากกว่าปกติ และเสียงรบกวนที่อาจเกิดขึ้นได้



รูปที่ 1.6 จานเบรกเป็นร่อง  
ที่มา(<http://www.rangerovers.net>)

### 1.1.7 จานเบรกเปลี่ยนสี(Bluing rotors)

ปัญหานี้จะสังเกตได้จากจานเบรกเปลี่ยนสีจากเดิมเป็นสีน้ำเงิน ซึ่งเป็นผลมาจากการใช้งานที่อุณหภูมิสูงดังรูปที่ 1.7 อันมีสาเหตุมาจากการเบรกที่รุนแรงอย่างต่อเนื่อง การปรับพื้นผิวหรือเปลี่ยนจานเบรกสำหรับปัญหานี้มีความจำเป็นต่อเมื่อจานเบรกไม่อยู่ในค่าพิคคัทที่ผู้ผลิตกำหนด ซึ่งถ้าหากจานเบรกอยู่ในสภาพที่นอกเหนือเงื่อนไขของผู้ผลิตแล้วก็จะนำไปสู่ปัญหาการบิดพลิ้ว, แตกปลาย และแตกร้าวในที่สุด ซึ่งส่งผลต่อความปลอดภัยสำหรับการขับขี่โดยตรง



รูปที่ 1.7 จานเบรกเปลี่ยนสี  
ที่มา(<http://www.rx8club.com>)

### 1.1.8 จานเบรกสึกหรอ(Worn rotors)

ค่าการสึกหรอขั้นต่ำของความหนาจานเบรกเป็นสิ่งที่ต้องคำนึงถึงอย่างยิ่ง ซึ่งค่าที่ยอมรับได้จะถูกระบุไว้ที่สันของจานเบรกโดยผู้ผลิต การสึกหรอของจานเบรกจะเกิดขึ้นทั้งสองด้าน โดยอาจเกิดการสึกหรอด้านใดด้านหนึ่งมากกว่าก็ได้ ซึ่งหมายถึงระบบเบรกทำงานไม่สมบูรณ์ ปัญหาการสึกหรอนี้จะส่งผลต่อความสามารถในการสะสมและคายความร้อนของจานเบรก ซึ่งจะนำไปสู่การเสีयरูป แตกกลาย และแตกร้าวในที่สุด ซึ่งส่งผลต่อความปลอดภัยในการขับขี่

### 1.1.9 รุระบายอากาศตัน(Clogged or restricted vented holes)

ปัญหานี้เกิดจากการนำรถยนต์มาใช้ในสภาวะสมบุกสมบันหรือสภาวะที่มีดินโคลนติดอยู่ ซึ่งจะส่งผลให้มีสิ่งไม่พึงประสงค์เช่น ดิน, โคลน หรือเศษหญ้า เข้าไปอุดตันตามร่องระบายความร้อน ซึ่งจะส่งผลต่อความสามารถในการระบายความร้อนที่ลดลง และอาจเป็นสาเหตุทำให้เกิดปัญหาอื่นๆ ตามมาอีกเช่น การบิดปลิวของจานเบรกอันเนื่องมาจากการระบายความร้อนไม่เพียงพอ ซึ่งส่งผลต่อประสิทธิภาพการเบรกที่ลดลง ดังนั้นการออกแบบเชิงลักษณะทางกายภาพจึงควรถูกพิจารณาถึงความสามารถในการสลัดสิ่งเหล่านี้ออกโดยอาศัยแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางขณะล้อย่อมุน ซึ่งจะช่วยลดปัญหาเหล่านี้ได้

จากปัญหาที่ยกตัวอย่างมาทั้งหมดนี้ สามารถใช้หลักการทางวิศวกรรมจำแนกสาเหตุของประเด็นปัญหาดังตารางที่ 1.1

ตารางที่ 1.1 ลักษณะความเชื่อมโยงของปัญหา

ปัญหา	ลักษณะความเชื่อมโยงของปัญหา	
	ลักษณะทางกายภาพและการสึกหรอ	การสะสมความร้อน
1.จานเบรกแตกกร้าว	✓	✓
2.จานเบรกแตกลาย	✓	✓
3.การแกว่งข้างและเอียงศูนย์ของจานเบรก	✓	✓
4.การพลีวของจานเบรก	✓	✓
5.จานเบรกเป็นจุดมาร์เทนไซด์		✓
6.จานเบรกเป็นร่อง	✓	
7.จานเบรกเปลี่ยนสี		✓
8.จานเบรกสึกหรอ	✓	
9.รูระบายอากาศตัน	✓	

จากปัญหาข้างต้นจึงทำให้เกิดการคิดค้นและออกแบบพัฒนาจานเบรกที่มีลักษณะทางกายภาพที่แตกต่างกันออกไป โดยโครงการวิจัยนี้จะศึกษาการกระจายตัวความร้อนบนจานเบรกชนิดต่างๆภายหลังจากทำการเบรก ซึ่งถือเป็นปัจจัยที่มีความสำคัญอย่างยิ่งที่ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพการเบรก และเกี่ยวข้องกับความปลอดภัยโดยตรง โดยใช้คุณสมบัติจานเบรกที่ผลิตทั้งในประเทศและต่างประเทศมาทำการทดสอบคุณสมบัติ ก่อนนำข้อมูลไปใช้ในการการปรับปรุงและพัฒนาผลิตภัณฑ์จานเบรกเชิงลักษณะทางกายภาพที่เหมาะสมกับรถยนต์แต่ละประเภท ซึ่งลักษณะการวิจัยจะคำนึงถึงตัวแปรพื้นฐานที่เกิดขึ้นระหว่างการใช้งาน รวมไปถึงข้อเสนอแนะเลือกใช้งานเบรกที่มีลักษณะที่เหมาะสมกับการใช้งาน

เพื่อเป็นสร้างองค์ความรู้ทั้งทางการออกแบบและวัสดุ อีกทั้งเป็นแนวทางให้ผู้ประกอบการสามารถนำไปใช้ในการออกแบบผลิตภัณฑ์ที่ตอบสนองพฤติกรรมในลักษณะคล้ายกันนี้ บนสมมติฐานหลักการทำงานของระบบเบรก การเปรียบเทียบประสิทธิภาพการเบรกภายใต้อุณหภูมิทำงานจึงถูกทดสอบ ผลที่ได้รับจากงานวิจัยนี้สามารถนำไปใช้ในการพัฒนาและนำไปสู่ข้อมูลพื้นฐานสำหรับการปรับปรุงผลิตภัณฑ์ อีกทั้งยังช่วยการส่งเสริมอุตสาหกรรมการผลิตชิ้นส่วนรถยนต์ในด้านการวิจัยให้กับประเทศ ซึ่งเป็นประโยชน์ทั้งทางตรงและทางอ้อมที่ประเทศไทยจะได้รับ

## 1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

- 1.2.1 เพื่อศึกษาแนวโน้มการสันสะเทือนที่เกิดจานเบรกแบบตรง และแบบกลับ
- 1.2.2 เพื่อเปรียบเทียบการสันสะเทือนและสะสมความร้อนของจานเบรกที่ส่งผลต่อความสามารถการเบรก
- 1.2.3 เพื่อสร้างเครื่องทดสอบประสิทธิภาพการเบรกแบบไดนามิเตอร์
- 1.2.4 เพื่อนำข้อมูลของงานวิจัยไปใช้พัฒนาการออกแบบและผลิตจานเบรกในภาคอุตสาหกรรม



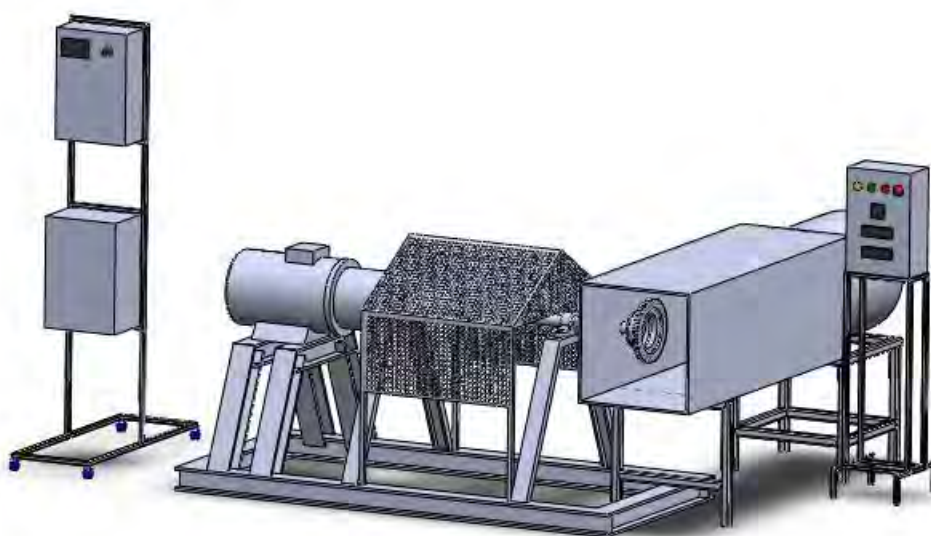
### 1.3 ขอบเขตของการวิจัย

- 1.3.1 ทดสอบจานเบรก 2 แบบ คือ จานเบรกแบบตรง และแบบกลับ
- 1.3.2 พัฒนาเครื่องทดสอบความสามารถการเบรกแบบไดนาโมมิเตอร์ไม่ต่ำกว่าขนาด 2 ตัน
- 1.3.3 สภาวะการทดสอบอ้างอิงจากมาตรฐาน JASO C406 บางส่วน

### 1.4 สมมติฐานและกรอบแนวคิดของการวิจัย

จากการสำรวจขั้นตอนและลักษณะการวิจัยนั้น พบว่าการทดสอบที่เกี่ยวข้องกับระบบเบรกสามารถทำได้ 2 วิธีคือ การจำลองทางคณิตศาสตร์โดยใช้โปรแกรมสำเร็จรูป และการทดสอบบนชุดทดสอบ สำหรับการทดสอบด้วยวิธีการจำลองทางคณิตศาสตร์โดยใช้โปรแกรมสำเร็จรูปนั้นสามารถประหยัดเวลาและค่าใช้จ่ายในการทดสอบได้ อย่างไรก็ตามผลการจำลองนั้นยังมีความคลาดเคลื่อนและไม่เป็นที่ยอมรับโดยสิ้นเชิง เนื่องจากมีปัจจัยหลายอย่างที่ทำให้การคำนวณคลาดเคลื่อน ดังนั้นการทดสอบบนชุดทดสอบจึงมีความน่าเชื่อถือมากกว่า

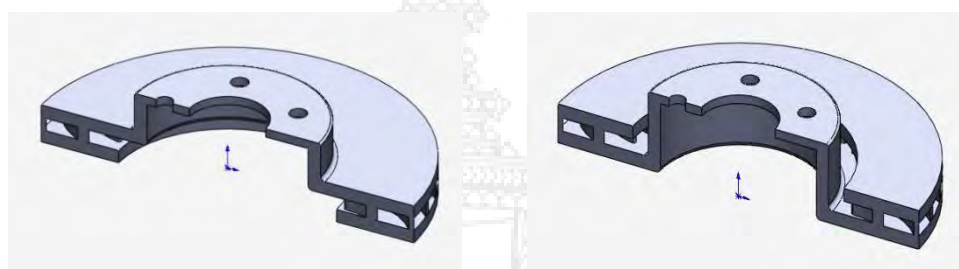
ดังนั้นการทดสอบเพื่อให้ได้ความถูกต้องจำเป็นต้องจำลองสภาวะการใช้งานจริง โดยมีความเป็นไปได้ที่จะทำการทดสอบบนเครื่องไดนาโมมิเตอร์ที่ได้รับการออกแบบขึ้นใหม่เพื่อให้ตรงตามความต้องการของงานวิจัย โดยคณะผู้วิจัยได้มีแนวคิดที่จะสร้างเครื่องทดสอบแบบไดนาโมมิเตอร์เพลลาเดี่ยวที่สอดคล้องกับแนวทางการทดสอบ โดยมีขนาดโมเมนต์ความเฉื่อยสูงสุดไม่เกิน 3,000 กิโลกรัม และกำลังขับเคลื่อนไม่เกิน 200 แรงม้า ซึ่งเป็นขนาดพิกัดมากพอและครอบคลุมยนต์ส่วนใหญ่ที่ใช้อยู่ในปัจจุบัน และสามารถคำนวณหาขนาดพิกัดมอเตอร์ไฟฟ้าโดยประมาณเท่ากับ 37 กิโลวัตต์ เป็นต้น กำลังขับเคลื่อนผ่านเพลลาเข้าสู่ชุดทดสอบจานเบรก ซึ่งในส่วนชุดทดสอบจานเบรกรณีจำเป็นต้องมีระบบระบายความร้อนเพื่อควบคุมอุณหภูมิและจำลองการไหลของอากาศให้เสมือนสภาวะการใช้งานจริง ส่วนการควบคุมการปรับภาระการทำงานของมอเตอร์ต้นกำลังนั้นสามารถทำได้โดยใช้อุปกรณ์แปรผันความเร็วรอบ (Inverter) เข้ามาช่วย ซึ่งชุดทดสอบทั้งหมดนั้นถูกแสดงดังรูปที่ 1.8



รูปที่ 1.8 ชุดทดสอบประสิทธิภาพการเบรก

สำหรับการควบคุมอุณหภูมิในการทดสอบทำได้โดยการติดตั้งตัวตรวจจับอุณหภูมิ (Thermocouple) ฝังไว้ที่ผ้าเบรก โดยการประกอบชิ้นงานทดสอบและอุปกรณ์เป็นไปตามมาตรฐาน JIS D 0210 ส่วนปลายเพลลาที่ทำการติดตั้งจานเบรคนั้นสามารถถอดเปลี่ยนจานเบรกได้เพื่อทำการทดสอบจานเบรกแต่ละประเภท โดยสภาวะและขั้นตอนการทดสอบจะอ้างอิงจากมาตรฐาน JASO C 406 มาประยุกต์ใช้ในการทดสอบ

จากกรอบแนวคิดดังกล่าวจะนำไปสู่การศึกษาวิจัยทางด้านอุณหภูมิที่เกิดขึ้นภายหลังจากการเบรกในสภาวะต่างๆ บนพื้นฐานการเปรียบเทียบของลักษณะทางกายภาพของจานเบรกที่แตกต่างกัน 2 แบบ คือจานเบรกแบบปกติและจานเบรกแบบกลับ ดังรูปที่ 1.9 ซึ่งองค์ความรู้ที่ได้จะถูกนำไปใช้เป็นข้อมูลในการตัดสินใจเลือกใช้งานตามความเหมาะสมในงานด้านต่างๆ อีกทั้งยังนำไปสู่การปรับปรุงและพัฒนาการผลิตจานเบรกสำหรับภาคอุตสาหกรรมภายในประเทศ



รูปที่ 1.9 จานเบรกแบบปกติและจานเบรกแบบกลับ

## 1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1.5.1 ทราบปัจจัยที่มีผลกระทบต่อการสิ้นสະเทือนของจานเบรกแต่ละกรณี
- 1.5.2 สามารถนำจานเบรกแต่ละประเภทไปเลือกใช้งานได้ตามความเหมาะสม
- 1.5.3 ได้เครื่องทดสอบความสามารถการเบรกสำหรับอุตสาหกรรมยานยนต์
- 1.5.4 ก่อให้เกิดความร่วมมือทางด้านงานวิจัยระหว่างหน่วยงานภาครัฐและเอกชน
- 1.5.5 เกิดการถ่ายทอดทักษะการวิจัยจากนักวิจัยเก่านักวิจัยหน้าใหม่ที่จะเป็นกำลังสำคัญในการพัฒนาประเทศ

## บทที่ 2 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

### 2.1 การถ่ายเทความร้อน (Bergmann et al., 2007)

ความร้อนเป็นพลังงานรูปหนึ่ง ซึ่งจะมีการถ่ายเทความร้อนเมื่ออุณหภูมิของระบบกับสิ่งแวดล้อมต่างกัน ความร้อนจะมีการถ่ายเทจากที่อุณหภูมิสูงกว่าไปหาแหล่งที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า หน่วยของความร้อนในระบบเมตริก คือ กิโลแคลอรี (kcal) ในระบบอังกฤษเป็นบีทียู (BTU) ดังนั้นความร้อน 1 กิโลแคลอรี คือปริมาณความร้อนที่ทำให้น้ำจำนวน 1 กิโลกรัม ที่อุณหภูมิมาตรฐานคือ 14.5 °C และความดัน 1 บรรยากาศ หรือเท่ากับ 1.013 บาร์ มีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นเป็น 15.5 °C

ในการวิเคราะห์ปัญหาทางเทอร์โมไดนามิกส์นั้น ความร้อนต่างก็เป็นพลังงานที่กำลังเคลื่อนที่ ซึ่งมักจะเกิดขึ้นด้วยกัน เพื่อความสะดวกในการวิเคราะห์ปัญหาจึงใช้หน่วยชนิดเดียวกันคือ จูล (J) หรือ กิโลจูล (kJ) สำหรับหน่วยของงานและความร้อนในระบบเอสไอ (SI) การเปลี่ยนหน่วยความร้อน (kcal) เป็นหน่วยของงาน (kJ) ทำได้โดยใช้ค่าคงที่ที่เรียกว่า จูล หรือ (Mechanical equivalent of heat; J) แต่ในระบบอังกฤษความร้อนมีหน่วยเป็น บีทียู (BTU)

สารต่างชนิดกันปริมาณความร้อนที่ทำให้มวลจำนวนหนึ่งมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นในระดับหนึ่งจะมีค่าต่างกัน อัตราส่วนระหว่างความร้อนที่ให้แก่วัตถุกับอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นเรียกว่า ความจุความร้อนของวัตถุนั้น ๆ คำว่า “ความจุ” อาจทำให้เข้าใจผิดว่าเป็นปริมาณความร้อนที่วัตถุนั้นดูดซับได้ แต่ความจริงความจุความร้อน หมายถึง ปริมาณความร้อนที่เข้าไปต่อหนึ่งหน่วยอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น ซึ่งความจุความร้อนต่อหนึ่งหน่วยมวลของวัตถุเรียกว่า ความร้อนจำเพาะความแตกต่างของอุณหภูมิก่อน และหลังการเปลี่ยนแปลงความร้อนของวัตถุใดมีค่าไม่คงที่ ขึ้นอยู่กับช่วงอุณหภูมิที่ใช้ เช่น ความร้อนจำเพาะของน้ำที่ความดันบรรยากาศจะค่อย ๆ ลดลงในช่วง 0 ถึง 35 °C และมีค่าต่ำสุดประมาณ 35 °C แล้วจะค่อย ๆ สูงขึ้นอีก ค่าความร้อนจำเพาะที่ใช้ในกรณีนี้เรียกว่า ความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ (Specific heat at constant pressure) ใช้สัญลักษณ์  $C_p$  ดังนั้นปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทเมื่อความดันคงที่หาได้ดังนี้

$$Q = mc_p(T_2 - T_1) \quad (2.1)$$

เมื่อ	$Q$	คือ	ค่าความร้อน, kJ
	$c_p$	คือ	ความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่, kJ/kg·K
	$m$	คือ	มวล, kg
	$T_1$	คือ	อุณหภูมิที่จุดแรก, K
	$T_2$	คือ	อุณหภูมิที่จุดที่ต้องการวัด, K

การถ่ายเทความร้อนมีทั้งสิ้น 3 แบบ ได้แก่ การนำความร้อน (Conduction Heat Transfer) การพาความร้อน (Convection heat transfer) และการแผ่รังสีความร้อน (Radiation heat transfer) โดยมีรายละเอียดดังนี้

### 2.1.1 การนำความร้อน (Heat conduction)

การถ่ายเทความร้อนโดยการนำหรือการนำความร้อนเป็นการถ่ายเทความร้อนในตัวกลางต่าง ๆ เมื่อมีความชันของอุณหภูมิเกิดขึ้นในวัตถุ ชื่อนั้น อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำ ซึ่งใช้สัญลักษณ์  $q_{cond}$  นี้จะเป็นสัดส่วนกับค่าความลาดชันของอุณหภูมิ  $\frac{dT}{dx}$  คูณกับพื้นที่ตั้งฉาก  $A$  ที่ความร้อนไหลผ่านจะได้สมการ

$$Q_{cond} = kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2.2)$$

เมื่อ	$Q_{cond}$	คือ	พลังงานจากการนำความร้อน, W
	$k$	คือ	ค่าการนำความร้อน, W/m·K
	$A$	คือ	พื้นที่รับความร้อน, m <sup>2</sup>
	$\Delta T$	คือ	ผลต่างระหว่างอุณหภูมิ, K
	$\Delta x$	คือ	ผลต่างระหว่างระยะทางที่ความร้อนเคลื่อนที่ผ่าน, m

อัตราการถ่ายเทความร้อนจริงนั้น ขึ้นอยู่กับค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน (Thermal conductivity),  $k$  ซึ่งเป็นคุณสมบัติทางกายภาพของตัวกลางที่ความร้อนไหลผ่านโดยปกติแล้วจะแปรผันไปตามอุณหภูมิสมการ (2.2) นี้เรียกว่ากฎการนำความร้อนของฟูเรียร์ (Fourier's law of conduction) เครื่องหมายลบที่อยู่ทางขวามือ เนื่องจากกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งกำหนดไว้ว่าอุณหภูมิความร้อนต้องไหลจากจุดที่มีอุณหภูมิสูงไปยังจุดที่มีอุณหภูมิต่ำ แต่เนื่องจากความลาดชันของอุณหภูมิทำให้ค่าการนำความร้อนมีค่าเป็นลบ สมการ (2.2) เป็นสมการที่ใช้สำหรับนิยามความหมายของค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน

การนำความร้อนแบบฟลักซ์ความร้อน คือ อัตราการถ่ายโอนพลังงานความร้อนผ่านพื้นที่ผิวที่กำหนดมีหน่วยของอัตราความร้อนเป็นจูลต่อวินาทีหรือวัตต์ ฟลักซ์ความร้อน คือ อัตราความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ในหน่วย SI ฟลักซ์ความร้อนเป็นวัตต์ต่อตารางเมตร(W/m<sup>2</sup>) อัตราความร้อนเป็นปริมาณสเกลาร์ในขณะที่การไหลของความร้อนเป็นปริมาณ (Vectorial) เพื่อกำหนดฟลักซ์ความร้อนที่จุดหนึ่งในอวกาศหนึ่งจะใช้เวลาที่จำกัด กรณีที่ขนาดของพื้นที่ผิวจะกลายเป็นขนาดเล็กซึ่งสามารถหาได้จากสมการ

$$q''_{cond} = \frac{Q_{cond}}{A} = k \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2.3)$$

เมื่อ	$q''_{cond}$	คือ	ฟลักซ์ความร้อนจากการนำ, W/m <sup>2</sup>
-------	--------------	-----	--

### 2.1.2 การพาความร้อน (Heat convection) (ประเสริฐ และคณะ, 2547)

เมื่อของไหลสัมผัสกับผิวของวัตถุที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันก็จะมีการแลกเปลี่ยนพลังงานความร้อนระหว่างของไหลกับวัตถุ กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เรียกว่า การถ่ายเทความร้อน โดยการพาหรือการพาความร้อน กระบวนการพาความร้อนดังกล่าวนี้เป็นปรากฏการณ์พื้นฐานการถ่ายเทความร้อนโดยการพาหรือการพาความร้อนนี้แบ่งออกได้เป็น ลักษณะ 2 คือ

#### 2.1.2.1 การพาความร้อนแบบอิสระหรือธรรมชาติ (Free or natural convection)

แรงที่ทำให้ของไหลเกิดการเคลื่อนไหวของการพาความร้อนแบบอิสระนั้น เกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิภายในของไหล เนื่องจากการที่ของไหลสัมผัสกับผิวของวัตถุที่มีอุณหภูมิแตกต่างกัน จนทำให้เกิดแรงลอยตัวขึ้น ตัวอย่างการพาความร้อนแบบอิสระนี้ได้แก่ การถ่ายเทความร้อนระหว่างผนังหรือหลังคาบ้านที่เกิดขึ้นในวันที่ไม่มีลมพัด การพาความร้อนภายในการต้มน้ำที่มีขดลวดให้ความร้อนหรือการถ่ายเทความร้อนจนวนผิวของตัวเก็บความร้อนที่ได้มาจากดวงอาทิตย์ในช่วงที่ไม่มีลมพัดซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$CRa_L^n = \frac{\bar{h}_c L}{k} \quad (2.4)$$

เมื่อ	$Ra_L$	คือ	Rayleigh number
	$\bar{h}_c$	คือ	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, $W/m^2K$
	$L$	คือ	ความยาว, m
	$k$	คือ	สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของไหล, $W/mK$
	$C, n$	คือ	ค่าคงที่ $C = 0.59$ และ $n = \frac{1}{4}$ เมื่อ $(10^4 \leq Ra_L \leq 10^9)$ หรือ $C = 0.10$ และ $n = \frac{1}{3}$ เมื่อ $(10^9 \leq Ra_L \leq 10^{13})$

สมการหาค่า Rayleigh number

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (2.5)$$

เมื่อ	$g$	คือ	,แรงโน้มถ่วงของโลก $9.81 \text{ m/s}^2$
	$\beta$	คือ	สัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงปริมาตร, $\frac{1}{K}$
	$\nu$	คือ	ความหนืด, $m/s^2$
	$\alpha$	คือ	ค่าแพร่กระจายความร้อน, $m/s^2$

### 2.1.2.2 การพาความร้อนแบบบังคับ (Forced convection)

การพาความร้อนแบบบังคับจะเกิดขึ้นเมื่อมีแรงภายนอกมาบังคับให้ของไหลเคลื่อนที่ผ่านผิววัตถุที่ร้อนกว่าหรือเย็นกว่า เนื่องการไหลของการพาความร้อนแบบบังคับมีความเร็วที่สูงกว่าแบบอิสระ ดังนั้นถ้าหากความแตกต่างของอุณหภูมิมีขนาดเท่า ๆ กันแล้ว การพาความร้อนแบบบังคับก็จะมีอัตราการพาความร้อนที่สูงกว่า แต่ไม่ว่าจะเป็นการพาความร้อนแบบไหนก็ตามต่างมีสมการสำหรับหาอัตราการพาความร้อนที่อยู่ในรูปของ กฎการเย็นตัวของนิวตัน (Newton's law of cooling) ซึ่งมีรูปสมการเป็น

$$Q_{conv} = \bar{h}_c A (T_s - T_\infty) \quad (2.6)$$

เมื่อ  $Q_{conv}$  คือ พลังงานการพาความร้อน, W

$T_s$  คือ อุณหภูมิของผิววัตถุ, K

$T_\infty$  คือ อุณหภูมิของของไหลอิสระที่อยู่ห่างออกไปจากผิววัตถุมาก ๆ, K

โดย  $\bar{h}_c$  สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย (Average convective heat transfer coefficient) ที่พื้นผิวสัมผัสระหว่างของไหลกับวัตถุ หรือหนึ่งหน่วยการนำจากการพาความร้อน (Unit thermal convective conductance)

การพาความร้อนแบบฟลักซ์ความร้อน คือ อัตราการถ่ายโอนพลังงานความร้อนผ่านพื้นผิวที่กำหนดมีหน่วยของอัตราความร้อนเป็นจูลต่อวินาทีหรือวัตต์ ฟลักซ์ความร้อน คือ อัตราความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ในหน่วย (SI) ฟลักซ์ความร้อนเป็นวัตต์ต่อตารางเมตร ( $W/m^2$ ) อัตราความร้อนเป็นปริมาณสเกลาร์ในขณะที่การไหลของความร้อนเป็นปริมาณ (Vectorial) เพื่อกำหนดฟลักซ์ความร้อนที่จุดหนึ่งในอวกาศหนึ่งจะใช้เวลาที่จำกัด กรณีที่ขนาดของพื้นผิวจะกลายเป็นขนาดเล็กซึ่งสามารถหาได้จากสมการ

$$q''_{conv} = \frac{Q_{conv}}{A} = \bar{h}_c (T_s - T_\infty) \quad (2.7)$$

เมื่อ  $q''_{conv}$  คือ ฟลักซ์ความร้อนจากการพา,  $W/m^2$

### 2.1.3 การแผ่รังสีความร้อน (Heat radiation) (สมพงษ์, 2539)

การถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีต่างไปจากการนำและการพาความร้อน เพราะไม่จำเป็นต้องอาศัยตัวกลาง การแผ่รังสีความร้อน (Radiation) ด้วยนี้มีบทบาทสำคัญในกระบวนการให้ความร้อน และหล่อเย็นในโรงงานอุตสาหกรรม พิจารณาของแข็งในสภาวะสุญญากาศที่มีอุณหภูมิเริ่มต้น  $T_s$  สูงกว่าอุณหภูมิแวดล้อม  $T_\infty$  ในสภาวะสุญญากาศ จะทำให้การนำและการพาความร้อนเกิดขึ้นไม่ได้ แต่อุณหภูมิของแข็งจะลดลงจนกระทั่งเข้าสู่สมดุลกับอุณหภูมิแวดล้อมในที่สุด

กระบวนการลดอุณหภูมิดังกล่าวเกี่ยวเนื่องกับการลดพลังงานภายใน (Internal energy) ที่มีอยู่ในของแข็ง และเป็นผลลัพธ์โดยตรงจากการปล่อยรังสีความร้อน (Emission)

จากพื้นผิวของแข็งการแผ่รังสีที่เกิดขึ้นได้ทั้งสองทาง ทั้งจากของแข็งสู่สิ่งแวดล้อม และจากสิ่งแวดล้อมสู่ของแข็ง หากกลไกการปล่อยรังสีความร้อนเป็นผลมาจากการเคลื่อนที่แบบสั่น และการเปลี่ยนแปลงชั้นพลังงานของอิเล็กตรอนหลายตัวที่ประกอบเป็นสาระ แหล่งพลังงานภายในที่แปรผันไปกับอุณหภูมิของสาระที่เกิดการเคลื่อนที่แบบสั่นนี้ ปรากฏการณ์แผ่รังสีความร้อนอาจเป็นได้ทั้งในเชิงปริมาตรกรณีของแก๊สและตัวการโปร่งแสงอุณหภูมิสูง ในการพิจารณาการแผ่รังสีความร้อนเชิงพื้นผิว การแผ่รังสีสามารถถ่ายเทความร้อนผ่านอวกาศได้ วัตถุทุกชนิดที่มีอุณหภูมิสูงกว่า  $-270^{\circ}\text{C}$  หรือ  $0\text{ K}$  ย่อมมีการแผ่รังสี วัตถุที่มีอุณหภูมิสูงแผ่รังสีคลื่นสั้น วัตถุที่มีอุณหภูมิต่ำแผ่รังสีคลื่นยาว เช่น การตากปลาแห้ง ตากเสื้อผ้ากลางแจ้ง ทั้งนี้การแผ่รังสี คือ การถ่ายโอนความร้อนโดยไม่ต้องผ่านตัวกลางใด ๆ เช่น ความร้อนที่เกิดจากดวงอาทิตย์ถือเป็นความร้อนที่เกิดจากการถ่ายโอนความร้อนโดยการแผ่รังสี

วัตถุแต่ละชนิดสามารถดูดกลืนความร้อนจากการแผ่รังสีได้ไม่เท่ากัน การแผ่รังสีความร้อนจากแบล็กบอดี้ (Blackbody radiation) หรือวัตถุดำระบบในอุดมคติที่สามารถดูดซึมและปลดปล่อยรังสีความร้อนได้อย่างสมบูรณ์ (A perfect thermal radiation absorber and emitter) และปรากฏเป็นสีดำเนื่องจากไม่สะท้อนแสงยกเว้นจะเรืองแสงได้เอง (Self-luminous) ถ้าอุณหภูมิสูงพอแบล็กบอดี้เป็นเพียงสมมติที่ใช้อ้างอิง และเปรียบเทียบผลที่ได้จริง วัตถุที่มีสีดำไม่ใช่แบล็กบอดี้ วัตถุที่มีสีเข้มเพียงแต่สามารถดูดซึม และปลดปล่อยรังสีความร้อนได้ดีกว่า วัตถุที่มีสีอ่อนรังสีความร้อน แบล็กบอดี้จะดูดซึมรังสีตกกระทบ (Incident radiation) ไว้ทั้งหมด ไม่ว่ารังสีนั้นจะตกกระทบในทิศทางหรือความยาวคลื่นใด วัตถุที่สามารถดูดซึมรังสีตกกระทบใกล้เคียงแบล็กบอดี้ ได้แก่ แกรไฟต์ ซึ่งดูดซึมรังสีตกกระทบได้ถึง 97% เมื่อเพิ่มอุณหภูมิแบล็กบอดี้ยังแผ่รังสีความร้อนออกมาในระดับพลังงานสูงสุดเท่าที่จะเป็นไปได้สำหรับอุณหภูมินั้น โดยแผ่รังสีออกมาทุกช่วงความยาวคลื่น เรียกการแผ่รังสีความร้อนแบบนี้ว่า “การแผ่รังสีของแบล็กบอดี้(Blackbody radiation)” ในทางปฏิบัติไม่มีวัตถุใดที่สามารถปล่อยพลังงานออกมาได้มากกว่าวัตถุดำ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับ

- 1.) สีของวัตถุ วัตถุสีดำหรือสีเข้มดูดกลืนความร้อนได้ดีกว่าวัตถุสีขาวหรือสีอ่อน
- 2.) ผิววัตถุ วัตถุผิวขรุขระดูดกลืนความร้อนได้ดีกว่าวัตถุผิวเรียบและขัดมัน

คำนวณจากกฎของ สเตฟาน โบลต์ซมันน์-(Stefan-Boltzmann) ดังนี้

$$Q_{rad} = \sigma AT_s^4 \quad (2.8)$$

เมื่อ  $Q_{rad}$  คือ พลังงานจากการแผ่รังสีความร้อน, W  
 $\sigma$  คือ ค่าคงที่ของสเตฟานโบลต์ซมันน์และมีค่าเท่ากับ  $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$   
 $T_s^4$  คือ อุณหภูมิผิวแผ่รังสีในหน่วยของศาสัมบูรณ์,  $\text{K}^4$

การพาความร้อนแบบแผ่รังสีความร้อน คือ อัตราการถ่ายโอนพลังงานความร้อนผ่านพื้นผิวที่กำหนดมีหน่วยของอัตราความร้อนเป็นจูลต่อวินาทีหรือวัตต์ แผ่รังสีความร้อน คือ อัตราความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ ในหน่วย (SI) แผ่รังสีความร้อนเป็นวัตต์ใน ( $W/m^2$ ) อัตราความร้อนเป็นปริมาณสเกลาร์ในขณะที่การไหลของความร้อนเป็นปริมาณ (Vectorial) เพื่อกำหนดแผ่รังสีความร้อนที่จุดหนึ่งในอวกาศหนึ่งจะใช้เวลาที่จำกัด กรณีที่ขนาดของพื้นผิวจะกลายเป็นขนาดเล็กซึ่งสามารถหาได้จากสมการ

$$q''_{rad} = \frac{Q_{rad}}{A} = \sigma T_s^4 \quad (2.9)$$

เมื่อ  $q''_{rad}$  คือ แผ่รังสีความร้อนจากการแผ่รังสี,  $W/m^2$

#### 2.1.4 การถ่ายเทความร้อนในสภาวะสมดุล (ฟลูท และคณะ, 2554)

จากขั้นตอนการทดลองไม่สามารถคำนวณหาค่าได้จากสมการการนำความร้อนหรือสมการการพาความร้อน จำเป็นต้องวิเคราะห์พฤติกรรมทางความร้อนที่เกิดขึ้นโดยความร้อนที่ถ่ายเทให้กับผ้าเบรกเกิดจากการนำความร้อนผ่านแท่งเหล็ก และการพาความร้อนจากบริเวณโดยรอบ ดังนั้นจึงนำสมดุลการถ่ายเทความร้อนมาเป็นแนวทางในการทดสอบหาค่าการนำความร้อนสมการการนำความร้อน เป็นสมการคณิตศาสตร์ที่ได้มาจากการอนุรักษ์พลังงานภายในก้อนวัตถุ สมการดังกล่าวนี้ได้มาจากสมดุลพลังงานของก้อนวัตถุชิ้นเล็ก ๆ ที่มีความร้อนไหลผ่านโดยการนำสำหรับการพาความร้อน และการแผ่รังสีความร้อนในก้อนวัตถุนั้นถือว่ามีค่าน้อยมากจนสามารถตัดทิ้งได้ อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำมีความสัมพันธ์กับการกระจายอุณหภูมิภายในก้อนวัตถุตามกฎของฟูเรียร์

การสมดุลพลังงานนี้ได้มาจากข้อเท็จจริงที่ว่า พลังงานสามารถเกิดในวัตถุ ตัวอย่างของพลังงานที่เกิดขึ้นในวัตถุนั้นได้แก่ ความร้อนที่ขึ้นจากปฏิกิริยาทางเคมี ความร้อนที่เกิดจากกระแสไฟฟ้าไหลผ่านวัตถุที่เป็นตัวต้านทานไฟฟ้า และความร้อนที่เกิดจากปฏิกิริยาทางนิวเคลียร์ สมการการนำความร้อนภาพทั่ว ๆ ไปนั้นจะรวมพลังงานที่เก็บไว้ภายในก้อนวัตถุเข้าไปด้วยจากวิชาเทอร์โมไดนามิกส์นั้นทราบกันแล้วว่า ถ้าหากอุณหภูมิของก้อนวัตถุใดเพิ่มขึ้นพลังงานภายในของก้อนนั้นก็เพิ่มขึ้นด้วย ดังนั้นพลังงานสุทธิที่เก็บสะสมไว้ภายในก้อนวัตถุก็จะเพิ่มขึ้นตามเวลา และจะลดลงตามอุณหภูมิของวัตถุคงที่ก็แล้ว ไม่มีการเก็บพลังงานเติมเข้าไปในวัตถุ และจะเรียกวัตถุที่อยู่ในสภาวะดังกล่าวว่าอยู่ในสภาวะที่ค่าต่าง ๆ คงที่ หรือไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลาแล้ว (Steady State) สามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$q_{cond} = q_{conv}$$

$$-kA_1 \frac{T_2 - T_1}{\Delta x} = \bar{h}_c A_2 (T_s - T_\infty) \quad (2.10)$$



เมื่อนำสมการ 2.6 มาจัดรูปเพื่อหาค่าการนำความร้อนจะได้สมการ 2.9 ที่สามารถคำนวณหาค่าการนำความร้อนได้

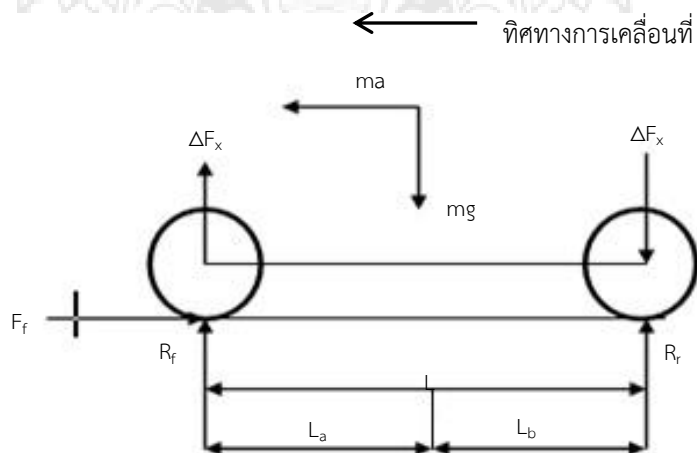
$$k = \frac{\bar{h}_c A_2 (T_s - T_\infty) \Delta x}{(T_2 - T_3) A_1} \quad (2.11)$$

เมื่อ

- $T_2$  คือ อุณหภูมิของจุดที่จุดแรก, K  
 $T_3$  คือ อุณหภูมิของจุดที่ต้องการวัด, K  
 $A_1$  คือ พื้นที่ในการถ่ายโอนความร้อน,  $m^2$   
 $A_2$  คือ พื้นที่รับความร้อนของวัตถุที่สัมผัสกับแผ่นให้ความร้อน,  $m^2$

## 2.2 โมเมนต์ความเฉื่อย

โมเมนต์ความเฉื่อยเป็นสมบัติอย่างหนึ่งเกิดขึ้นเมื่อวัตถุหมุน เป็นปริมาณที่บอกความเฉื่อยในการหมุน (Rotational inertia) ของวัตถุ ในการที่จะพยายามรักษาสภาพเดิมของการหมุนเอาไว้ โดยวัตถุมีโมเมนต์ความเฉื่อยมาก ก็จะทำให้วัตถุนั้นเปลี่ยนสภาพของการหมุนเดิมได้ยาก และถ้าวัตถุนั้นมีโมเมนต์ความเฉื่อยน้อยก็ทำให้วัตถุนั้นเปลี่ยนสภาพของการหมุนเดิมได้ง่าย ซึ่งโมเมนต์ความเฉื่อยของวัตถุมีค่าขึ้นกับแกนหมุนรูปร่างของวัตถุและลักษณะการเรียงตัวของวัตถุรอบแกนหมุน การคำนวณหาค่าโมเมนต์ความเฉื่อย สัดส่วนภาวะถ่ายโอนระหว่างทำการเบรกและการกดเบรกหน้า ประมาณ 60-80% และหลังประมาณ 20-40% ดังแสดงในรูปที่ 2.1



รูปที่ 2.1 การกระจายสัดส่วนภาวะถ่ายโอนระหว่างทำการเบรก

กำหนดให้

- $F_f$  คือ แรงเบรกสูงสุดที่ล้อหน้า, N

- $R_f$  คือ แรงปฏิกิริยาที่ล้อหน้า, N  
 $R_r$  คือ แรงปฏิกิริยาที่ล้อหลัง, N  
 $a$  คือ ความหน่วงในการเบรก,  $m/sec^2$   
 $g$  คือ แรงโน้มถ่วง,  $m/sec^2$   
 $m$  คือ มวล, kg  
 $L$  คือ ความยาวของล้อ, m  
 $L_a$  คือ ระยะทางจากล้อหน้าถึงจุดศูนย์กลางถ่วง, m  
 $L_b$  คือ ระยะทางจากล้อหลังถึงจุดศูนย์กลางถ่วง, m

โดยแสดงดังสมการที่ 2.12

$$I = m_v r^2 k \quad (2.12)$$

- เมื่อ  $I$  คือ โมเมนต์ความเฉื่อย,  $kg.m^2$   
 $m_v$  คือ มวลรถ, kg  
 $r$  คือ รัศมีล้อ, m  
 $k$  คือ สัดส่วนภาวะถ่ายโอนระหว่างทำการเบรก (0.7 สำหรับรถโดยสารส่วนบุคคล)

การหาโมเมนต์ความเฉื่อยของมวลคือ การหาคูณสมบัติในการต้านแรงเคลื่อนที่การหมุนของวัตถุ โดยแสดงดังสมการที่ 2.13

$$I_{zz} = \frac{1}{2} m R^2 \quad (2.13)$$

- เมื่อ  $m$  คือ มวล, kg  
 $R$  คือ รัศมี, m

### 2.3 แรงบิด

) แรงบิด(Torque) คือ แรงหมุนของเพลลาเครื่องยนต์ เป็นแรงที่ใช้เพื่อส่งกำลังของเครื่องยนต์ไป หมุนเกียร์ เพลลา และล้อรถ เพื่อให้รถเคลื่อนที่ไปได้ แรงบิดจะมีค่า แตกต่างกันไปที่ความเร็วรอบ เครื่องยนต์ต่าง ๆ ซึ่ง ขึ้นอยู่กับการออกแบบโดยแสดงดังสมการ 2.14

$$T = I\alpha \quad (2.14)$$

- เมื่อ  $I$  คือ โมเมนต์ความเฉื่อย,  $kg.m^2$   
 $\alpha$  คือ ความเร่งเชิงมุม,  $rad/sec^2$

## 2.4 ขนาดของมอเตอร์

ข้อพิจารณาในการเลือกกำหนดมอเตอร์เพื่อใช้งานคือ ต้องทราบปริมาณภาระหรือโหลดที่มอเตอร์นั้นจะต้องขับทั้งกำลังและแรงบิดโดยแสดงดังสมการ 2.15

$$P = \frac{2\pi Tn}{60} \quad (2.15)$$

เมื่อ  $P$  คือ กำลังของมอเตอร์, kW

$T$  คือ แรงบิด, N-m

$n$  คือ ความเร็วรอบ, rpm.

## 2.5 เพลา (วริทธิ์ และคณะ 2541)

เพลาเป็นชิ้นส่วนที่มีใช้อยู่ในเครื่องจักรเกือบทุกชนิดทำหน้าที่ในการส่งถ่ายกำลังหรือทำให้เกิดการหมุนระหว่างชิ้นส่วนต่าง ๆ ของเครื่องขณะใช้งานเพลาจะอยู่ภายใต้ภาระการกระทำชนิดต่าง ๆ เช่นแรงกดแรงดึงโมเมนต์ดัดและโมเมนต์บิดซึ่งอาจมีทั้งแรงสถิต และแรงแบบวิญจักรทำให้เกิดการล้าได้เพลาอาจมีชื่อเรียกแตกต่างกันตามลักษณะการใช้งานดังนี้คือ เพลา (Shaft) เป็นชิ้นส่วนที่หมุนและใช้ในการส่งกำลัง

### 2.5.1 โมเมนต์ดัดและแรงเฉือนของคาน (Bending moment and shearing force)

การพิจารณาท่อน โลหะซึ่งอยู่ภายใต้ความเค้นดึง ความเค้นอัด และความเค้นเฉือน ซึ่งมีค่าคงที่ตลอดภาคตัด แต่ถ้าท่อนโลหะ โดยเฉพาะอย่างยิ่งคานอยู่ภายใต้แรงที่กระทำในแนวตั้ง ความเค้นที่เกิดขึ้นจะมีทั้งความเค้นดึง ความเค้นอัด และความเค้นเฉือน แต่มีค่าไม่คงที่ตลอดภาคตัดอันหนึ่ง

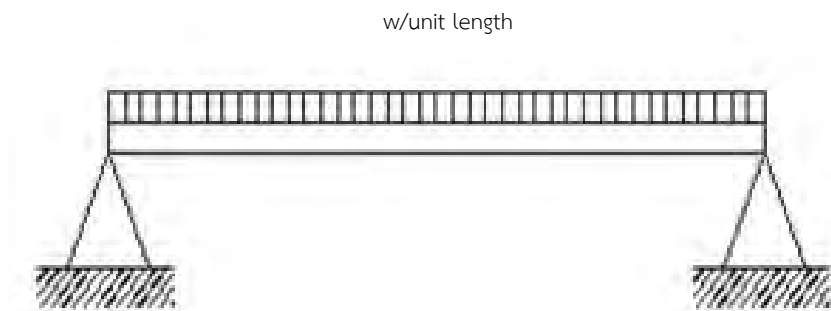
### 2.5.2 ชนิดของแรงที่กระทำบนคาน มี 2 ระบบดังนี้

ก. Simple beam เป็นระบบการรองรับของคานแบบง่ายนั่นคือคานมีคัมมีด หรือลูกกลิ้งรองรับอยู่ ดังแสดงในรูปที่ 2.2



รูปที่ 2.2 ระบบการรองรับของคานแบบง่าย

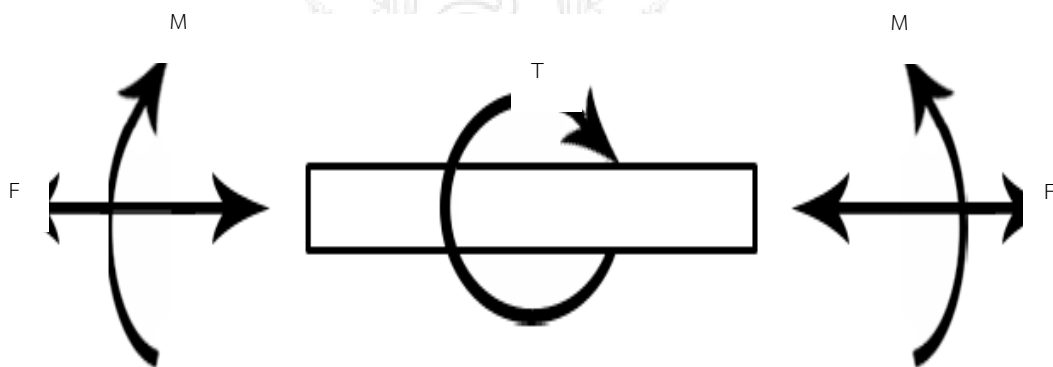
ข. แรงกระจายบนคาน แรงกระจายสม่ำเสมอ Uniformly Distributed Load เขียนย่อว่า UDL อาจเขียนแทนแรงได้ดังแสดงในรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 แรงกระจายสม่ำเสมอ

### 2.5.3 หลักพิจารณาในการออกแบบเพลลา

การคำนวณหาขนาดเพลลาที่เหมาะสมขึ้นอยู่กับลักษณะการใช้งานตั้งนั้นมุมบิดของเพลลาที่เกิดขึ้นในขณะที่ใช้งานจะต้องมีค่าไม่มากกว่าที่กำหนดไว้ นั่นคือเพลลาจะต้องมีความแข็งแรงอยู่ในพิสัยที่ต้องการถ้ามุมบิดมากไปนอกจากจะเสียความเที่ยงตรงทางด้านตำแหน่งแล้วยังอาจก่อให้เกิดการสั่นสะเทือนมีผลให้เฟือง และแบริ่งที่รองรับเพลลาอยู่เกิดความเสียหายได้ง่าย



รูปที่ 2.4 เพลลาอยู่ภายใต้แรงต่างๆ

สำหรับวิธีการคำนวณของ ASME ใช้วิธีการแบบสถิติศาสตร์ดังนั้นจึงต้องมีตัวประกอบความล้า (Fatigue factor) มาเกี่ยวข้องด้วยอีกทั้งในการหาขนาดของเพลลาสามารถหาได้จากทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดโดยแสดงดังสมการที่ (2.16)

หาขนาดของเพลลา

$$d^3 = \left( \frac{16}{\pi\tau} \right) \left[ (C_t T)^2 + (C_m M)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.16)$$

- โดยที่  $d$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของเพลลา, mm  
 $C_m$  คือ ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการตัด  
 $C_t$  คือ ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการบิด

ถ้ากำหนดวัสดุของเพลลาที่บอกถึงหมายเลขของโลหะ หรือส่วนผสมของโลหะให้ใช้ค่าความเค้นเฉือนใช้งาน โดยเพลลาเหล็กที่ไม่มีร่องลิ่มใช้ค่าความเค้นเฉือนใช้งาน  $55 \text{ MN/m}^2$  และถ้าเพลลามีร่องลิ่มให้ลดค่าความเค้นเฉือนใช้งานโดยใช้เพียง 75 % ของค่าที่ได้คือ  $41 \text{ MN/m}^2$

**ตารางที่ 2.1** ค่าตัวประกอบความล้าสามารถเลือกใช้ตามลักษณะของแรงที่มากระทำ

ชนิดของแรง	$C_m$	$C_t$
เพลลาอยู่นิ่ง :		
แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้า ๆ	1.0	1.0
แรงกระตุก	1.5 – 2.0	1.0 – 2.0
เพลลาหมุน :		
แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้า ๆ	1.5	1.0
แรงกระตุกอย่างเบา	1.5 – 2.0	1.0 – 1.5
แรงกระตุกอย่างแรง	2.0 – 3.0	1.5 – 3.0

## 2.6 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

จากผลการศึกษาพบว่ามีงานวิจัยที่ทำการศึกษางานเบรกในแง่ของอุณหภูมิ และปัจจัยต่างๆ หลายงาน เช่น การศึกษาผลกระทบจากความร้อนในแง่ต่างๆ จากวัสดุที่ใช้ทำงานเบรกซึ่งถูกศึกษาจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดย Sheridan et al., (1988) อีกทั้ง Bailey et al., (1991) ได้ทำการออกแบบงานเบรกที่เหมาะสมกับการใช้งานโดยคำนึงถึงด้านความร้อนผ่านการทดลองด้วยเทคนิคการถ่ายภาพความร้อนและเปรียบเทียบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

นอกจากนี้ Daudi, A.R., et al., (2000) ได้ทำนายจากการจำลองด้วยโปรแกรมสำเร็จรูปและการทดลองอุณหภูมิที่เกิดขึ้นหลังจากการเบรกของงานเบรกต่างชนิดกันซึ่งเน้นไปที่การศึกษาการนำ, การพา, และการแผ่รังสีความร้อนในงานเบรกงานเบรกลักษณะต่างๆ โดยมีมุ่งเปรียบเทียบงานเบรกที่มีลักษณะครีบบรรเทาความร้อนแบบครีบบตรงและครีบบโค้ง

อีกทั้งความเครียดก็เป็นอีกหนึ่งปัจจัยที่มีผลกระทบ Koetnuyom, S., et al., (2000) ได้ทำการศึกษาความเครียดสะสมที่เกิดขึ้นที่ตัวงานเบรกโดยการเบรกอย่างรุนแรงสะสมหลายครั้ง โดยการศึกษาพฤติกรรมของวัสดุที่ใช้ทำงานเบรก และปริมาณการกระจายความร้อนไปยังชิ้นส่วนต่างๆ ของระบบเบรก โดยเปรียบเทียบงานเบรกที่มีลักษณะครีบบแตกต่างกัน

ในขณะเดียวกันยังพบการศึกษารอยแตกร้าวที่เกิดจากความร้อนโดย Abendroth, H. et al., (2000) ด้วยการจำลองบนโปรแกรมสำเร็จรูปพร้อมการเปรียบเทียบการทดลอง ซึ่งสะท้อนให้เห็นถึงปัญหาที่เกิดจากอุณหภูมิที่แตกต่างกันภายในวัสดุ

นอกเหนือจากลักษณะครีบแล้ว ยังมีความพยายามหาวัสดุผสมชนิดใหม่เพื่อเป็นเทคโนโลยีทางเลือก Hecht, R. et al., (2000) ได้ศึกษาการนำลুমินีเยมมาผสมกับเหล็กหล่อเพื่อใช้เป็นวัสดุทำจานเบรก เพื่อตอบสนองความต้องการด้านน้ำหนักของจานเบรก และศึกษาผลกระทบทางด้านความร้อนที่เกิดขึ้นภายใต้สภาวะการใช้งานที่ยาวนานที่สุดที่วัสดุทนได้

จากปัญหาดังกล่าวเห็นได้ชัดว่า ความร้อนยังเป็นปัญหาคู่กับวัสดุที่ใช้ทำจานเบรก Schwartz, H.W., et al., (1975) จึงได้ศึกษาคุณสมบัติทางความร้อนของเหล็กหล่อสีเทาซึ่งใช้เป็นวัสดุหลักของจานเบรกสำหรับรถบรรทุกโดยใช้วิธีการจำลองทางคณิตศาสตร์

นอกเหนือจากเหล็กหล่อแล้ว Palmer, B.B. et al., (2000) ได้ศึกษาการนำอนุภาคเซรามิกมาใช้เคลือบผิวหน้าวัสดุจานเบรก เพื่อแก้ไขปัญหาด้านความร้อน ซึ่งมุ่งเน้นการศึกษาไปที่ผลกระทบทางด้านการสึกหรอและความเสียหายจากการแตกร้าว

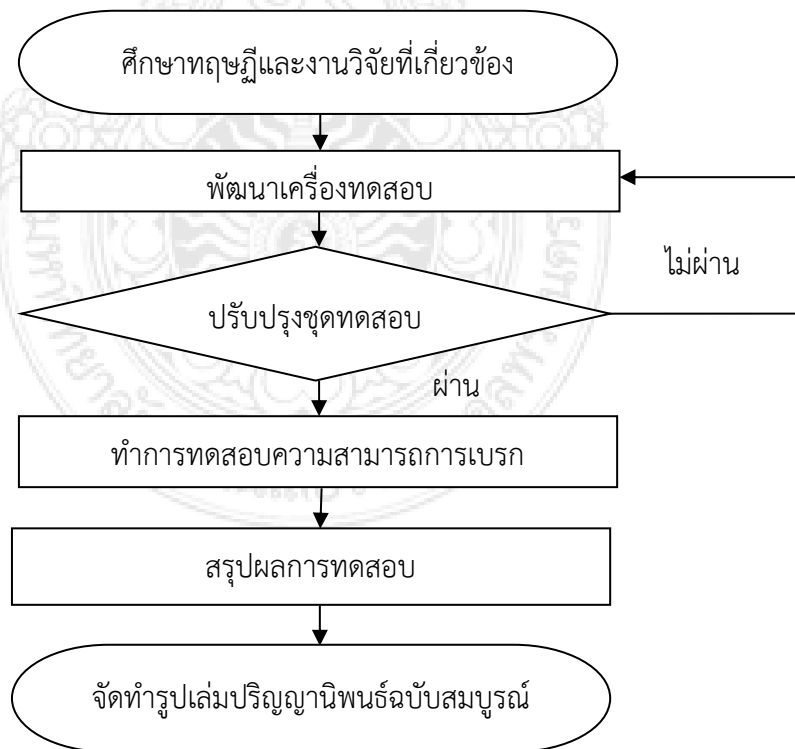
จากผลการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมาพบเพียงปัญหาที่เกิดจากความร้อนและการแก้ไขเชิงลักษณะทางกายและเชิงวัสดุ ซึ่งไม่พบการหาความสัมพันธ์ที่จะโยงไปถึง การสันสเทือนและความสามารถในการเบรกได้โดยตรง ซึ่งเป็นสิ่งที่คณะวิจัยได้เล็งเห็นถึงความจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องศึกษาถึงความสัมพันธ์ดังกล่าว เนื่องจากความสามารถในการเบรกเป็นหัวใจหลักของระบบเบรก ที่จะต้องใช้เป็นพื้นฐานในการออกแบบเพื่อความปลอดภัยในการขับขี่ต่อไป



### บทที่ 3 วิธีดำเนินการวิจัย

การจัดทำโครงการวิจัยนี้มีจุดประสงค์เพื่อพัฒนาเครื่องทดสอบความสามารถการเบรกสำหรับอุตสาหกรรมยานยนต์ ซึ่งในขั้นตอนการดำเนินโครงการวิจัย เพื่อให้บรรลุวัตถุประสงค์ไปได้ด้วยดี และมีประสิทธิภาพนั้นจะต้องมีการศึกษาข้อมูลต่างๆ เพื่อนำมาวิเคราะห์ก่อนการพัฒนาเครื่องทดสอบดังกล่าว และลดอุบัติเหตุที่อาจเกิดขึ้นระหว่างการดำเนินการพัฒนา โดยผู้จัดทำโครงการวิจัยมีขั้นตอนการดำเนินงานดังต่อไปนี้

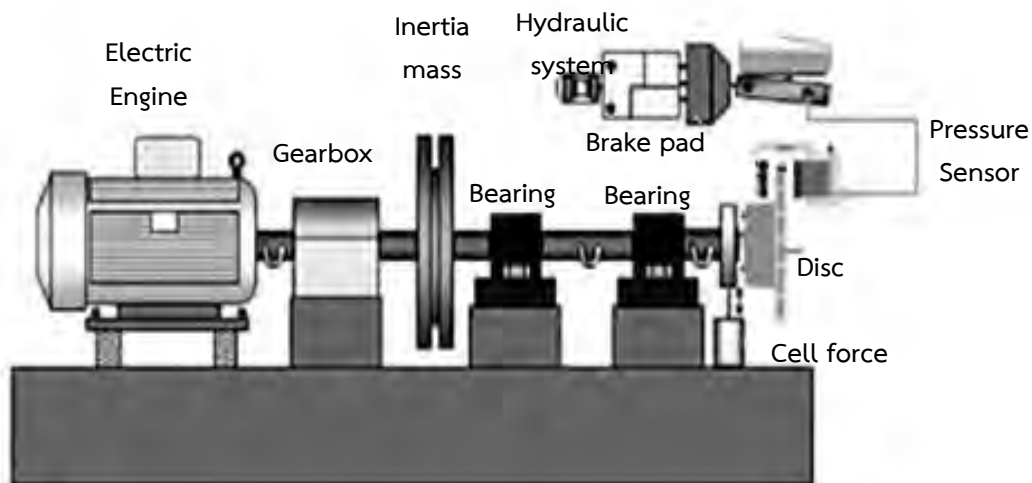
- 1.) ศึกษาทฤษฎี และงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง
  - 2.) พัฒนาชุดทดสอบ
  - 3.) ปรับปรุงเครื่องทดสอบความสามารถทางการเบรก
  - 4.) ทำการทดสอบความสามารถการเบรก
  - 5.) สรุปผลการทดสอบ
  - 6.) จัดทำรูปเล่มปริิญาานิพนธ์ฉบับสมบูรณ์
- จากขั้นตอนการดำเนินงานดังกล่าวสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 ขั้นตอนการดำเนินงาน

### 3.1 การค้นคว้าข้อมูลและออกแบบ

จากขั้นตอนการดำเนินงานดังกล่าวทางผู้จัดทำโครงการวิจัยได้ทำการค้นคว้าข้อมูลถึงรูปแบบต่างๆที่จะนำมาพัฒนาเครื่องทดสอบ โดยยึดรูปแบบเครื่องทดสอบ ดังแสดงในรูปที่ 3.2 เพื่อเป็นแนวทางในการพัฒนาเครื่องทดสอบความสามารถการเบรก



รูปที่ 3.2 แบบมาตรฐานชุดทดสอบความสามารถการเบรก

#### 3.1.1 การหาโมเมนต์ความเฉื่อย

จากการค้นคว้าข้อมูลของรถยนต์ที่ขนาดมวล 2,000 kg รัศมีทำการล้อรถยนต์เท่ากับ 0.388 m และสัดส่วนภาวะถ่ายโอนระหว่างทำการเบรก (0.7 สำหรับรถโดยสารส่วนบุคคล) โดยนำมาสู่การคำนวณหาค่าโมเมนต์ความเฉื่อย จากสมการที่ (2.12)

$$\begin{aligned}
 I &= m_v r^2 k \\
 \text{แทนค่า} &= \frac{(2,500)}{2} (0.388)^2 (0.7)^2 \\
 &= 131.726 \text{ kg.m}^2
 \end{aligned}$$

#### 3.1.2 การหาแรงบิด

จากการคำนวณหาโมเมนต์ความเฉื่อยของรถยนต์ที่มวล 2,000 kg ได้ค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเท่ากับ 105.381 kg.m<sup>2</sup> ที่ความเร่งเชิงมุมเท่ากับ 1,500 rpm โดยนำมาสู่การคำนวณหาค่าแรงบิด จากสมการที่ (2.14)

$$T = I\alpha$$



$$\begin{aligned} \text{แทนค่า} &= (131.72 \text{ kg.m}^2)(1500 \text{ rpm}) \left( \frac{2\pi}{(120)(60)} \right) \\ &= 172.43 \text{ N-m} \end{aligned}$$

### 3.1.3 การหาค่าขนาดมอเตอร์

จากการคำนวณหาแรงบิด และความเร็วรอบที่ใช้ในกรทดสอบเท่ากับ 1,500 rpm โดยนำมาสู่การคำนวณหาขนาดของมอเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบ

$$\begin{aligned} \text{จากสมการที่ 2.15} \quad P &= \frac{2\pi TN}{60} \\ \text{แทนค่า} \quad P &= \frac{(2\pi)(172.43)(1,500)}{60} \\ P &= 2,7085.07 \text{ w} \\ 1 \text{ hp} &= 746 \text{ w} \\ P &= 36.31 \text{ hp} \end{aligned}$$

หมายเหตุ : มอเตอร์ที่มีขายในท้องตลาดนั้นมีขนาดใกล้เคียงกัน คือ 40 hp ซึ่งสามารถใช้แทนกันได้

### 3.1.4 การหาโมเมนต์ความเฉื่อยของมวล

การหาโมเมนต์ความเฉื่อยของมวลที่จะใช้ในการทดสอบความสามารถทางการเบรก โดยมวลมีทั้งหมด 3 แบบ มวลแบบที่ 1 มีน้ำหนักที่ 35.1 kg มีรัศมีเท่ากับ 0.40 m ดังแสดงในรูปที่ 3.3 (ก) มวลแบบที่ 2 มีน้ำหนัก 200 kg มีรัศมีเท่ากับ 0.60 m ดังแสดงในรูปที่ 3.3 (ข) และมวลก้อนที่ 3 มีมวลรวมที่ 780 kg มีรัศมีเท่ากับ 0.9 m ดังแสดงในรูปที่ 3.3 (ค)

โมเมนต์ความเฉื่อยของมวลแบบที่ 1 จะได้

$$\begin{aligned} \text{จากสมการที่ 2.13} \quad I_{zz} &= \frac{1}{2}mR^2 \\ \text{แทนค่า} \quad I_{zz} &= \frac{1}{2}(35.1)(0.20)^2 \\ &= 0.7 \text{ kg.m}^2 \end{aligned}$$

โมเมนต์ความเฉื่อยของมวลก้อนที่ 2 จะได้

$$\begin{aligned} \text{แทนค่า} \quad I_{zz} &= \frac{1}{2}(200)(0.30)^2 \\ &= 9 \text{ kg.m}^2 \end{aligned}$$

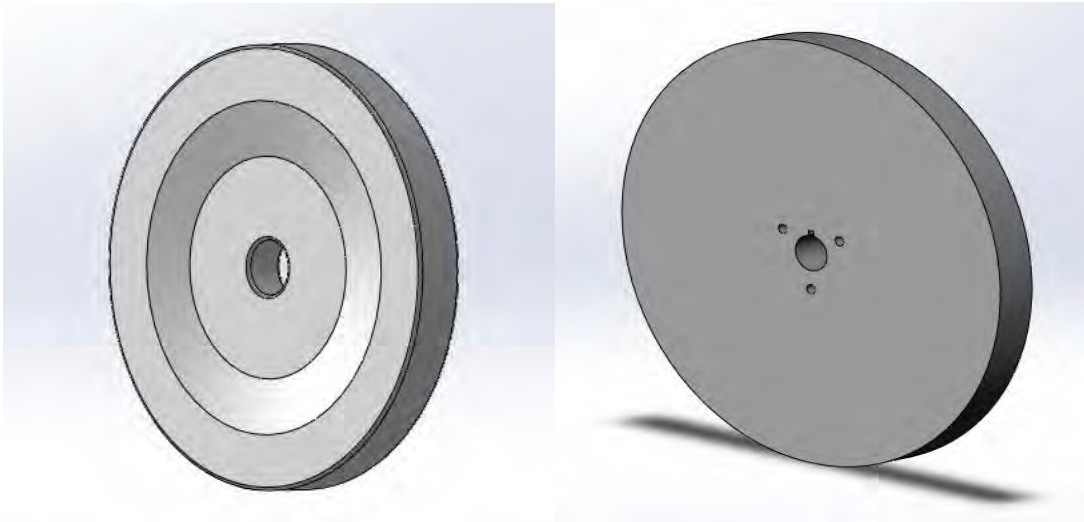
โมเมนต์ความเฉื่อยของมวลก้อนที่ 3 จะได้

แทนค่า

$$I_{zz} = \frac{1}{2}(780)(0.20)^2$$

$$= 117.4 \text{ kg.m}^2$$

รวมค่าโมเมนต์ความเฉื่อยของมวลทั้ง 3 ก้อนเท่ากับ  $127.1 \text{ kg.m}^2$



(ก) ขนาด 35.1 kg

(ข) ขนาด 100 kg



(ค) ขนาด 800 kg

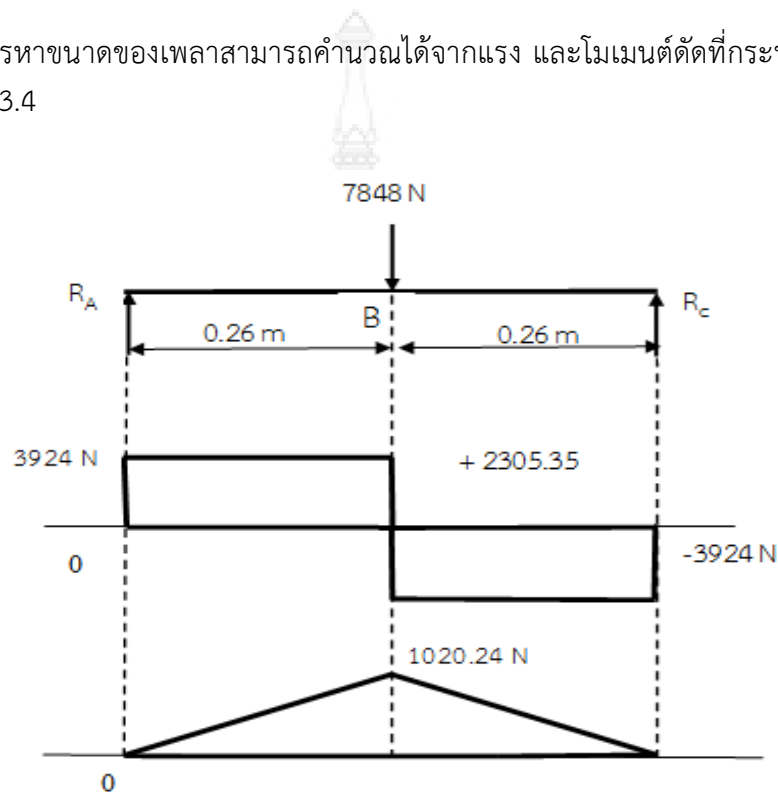
รูปที่ 3.3 ก้อนมวลล้อช่วยแรง

### 3.1.5 การคำนวณหาขนาดเพลลา

วัสดุที่เลือกใช้ทำเพลลาเป็นเหล็ก SCM 440 เนื่องจากโค้ดของ ASME ยังได้ระบุเอาไว้ว่าเพลลาที่มีร่องลึ้มซึ่งมีอยู่ใช้งานธรรมดาทั่วไปควรจะมีค่าความเค้นเฉือนใช้งานดังนี้

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

การหาขนาดของเพลลาสามารถคำนวณได้จากแรง และโมเมนต์ดัดที่กระทำต่อเพลลา โดยแสดงดังรูปที่ 3.4



รูปที่ 3.4 แรงและโมเมนต์ดัดที่กระทำต่อเพลลา

คำนวณหาแรงปฏิกิริยา  $R_A$ ,  $R_C$

$$\sum M_C = 0$$

$$0.52R_A = (16)(7,848)$$

$$R_A = \frac{(0.26)(7,848)}{0.52}$$

$$= 3,924 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$0.52R_C = (0.26)(7,848)$$

$$R_C = \frac{(0.26)(7,848)}{0.52}$$

$$= 3,924 \text{ N}$$

ฉะนั้น โมเมนต์ดัดที่ A คือ

$$M_A = (3,924)(0.36)$$

$$= 1,412.6 \text{ N-m}$$

ดังนั้น โมเมนต์ดัดสูงสุดเกิดที่จุด A

จากตารางที่ 2.1  $C_m = 2.0$ ,  $C_t = 2.0$

จากสมการที่ 2.5

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

$$d^3 = \left( \frac{16}{\pi (41)(10)^6} \right) \left[ ((2)(172.43))^2 + ((2)(1,020.24))^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$d = 0.06358 \text{ m.}$$

$$= 63.58 \text{ mm.}$$

หมายเหตุ : เลือกใช้เพลขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 70 mm.

### 3.2 การเตรียมการทดสอบ

#### 3.2.1 การเตรียมชุดทดสอบงานเบรก

##### 3.2.1.1 การเตรียมเครื่องทดสอบ

ทำการตรวจเช็คสภาพเครื่องทดสอบงานเบรก เช่น มอเตอร์ 3 เฟส 40 hp และ ชุดอุปกรณ์ปรับความเร็วสำหรับมอเตอร์ 40 hp ให้พร้อมใช้งาน ดังแสดงในรูปที่ 3.5 และ 3.6



รูปที่ 3.5 เครื่องทดสอบงานเบรก



รูปที่ 3.6 ชุดอินเวอร์เตอร์

### 3.2.1.2 การเตรียมตุ้มน้ำหนัก

นำก้อนมวลแต่ละขนาดมาชั่งน้ำหนักเพื่อทดสอบหาแรงเบรกที่สามารถทำการทดสอบได้ตามเงื่อนไขที่ถูกกำหนดโดยการทดสอบเริ่มที่มวล 33.33, 66.66 และ 100 kg ดังแสดงในรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 ตุ้มน้ำหนัก

### 3.2.2 การเตรียมชิ้นงานทดสอบ

การเตรียมงานเบรกแต่ละชนิดโดยนำชิ้นงานทดสอบคือ งานเบรก ที่มีลักษณะแตกต่างกัน ได้แก่ งานแบบตรง และงานแบบกลับ ดังตารางที่ 3.1

ตารางที่ 3.1 รูปแบบของจานเบรก

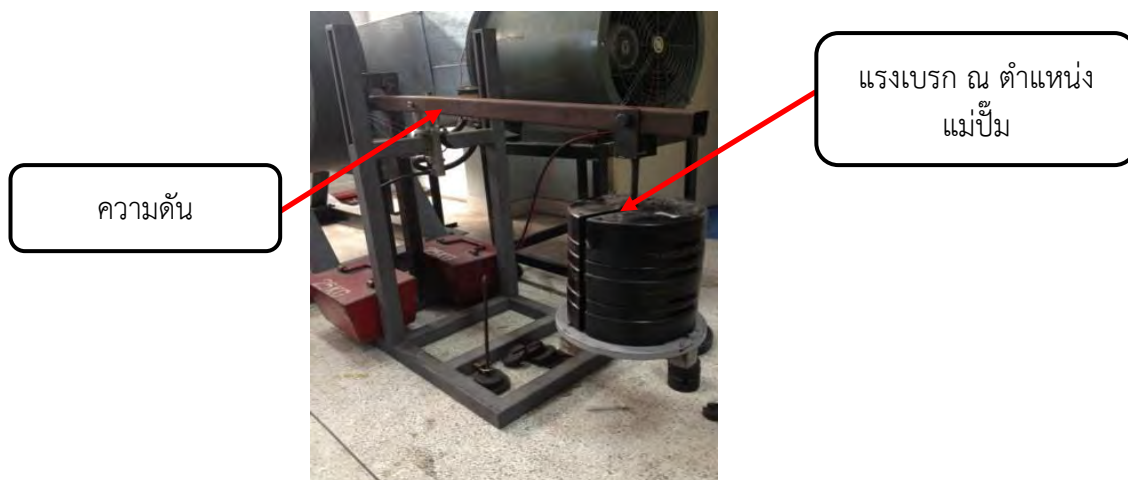
จานเบรก	รูปแบบ	พื้นที่ผิวสัมผัสของจานเบรกทั้ง 2 ด้าน) ) m <sup>2</sup> (
จานแบบตรง		0.072
จานแบบกลับ		0.062

### 3.3 การทดสอบค่าความฝืดของชุดทดสอบความสามารถเบรก

สำหรับการทดสอบความสามารถเบรกจำเป็นจะต้องทำการตรวจสอบความฝืดของชุดทดสอบก่อนการทดสอบความสามารถเบรกของจานเบรกแต่ละแบบ โดยเริ่มทำการหมุนเพลลาไปด้วยความเร็วรอบคงที่ 700 rpm แล้วทำการหยุดเพลลาด้วยการตัดการลั้งขับเคลื่อนจากมอเตอร์โดยไม่มี การห้ามเพลลาจากชุดเบรก แล้วทำการจับเวลาที่ใช้ในการหยุดนิ่งของเพลลา เพื่อนำค่าดังกล่าวไปใช้เปรียบเทียบ และตรวจสอบความฝืดของเพลลาเมื่อทำการติดตั้งหรือเปลี่ยนจานเบรกในการทดสอบแต่ละครั้ง อีกทั้งขั้นตอนดังกล่าวจะช่วยทำให้ลดความผิดพลาดของข้อมูลที่ได้จากการทดสอบ

### 3.4 การทดสอบความสามารถเบรก

การทดสอบจานเบรกแบบตรง และจานเบรกแบบกลับ จะทำการทดสอบโดยการปล่อยตุ้มน้ำหนัก (load) เพื่อกดชิ้นส่วนกลไกของแม่ปั้มเบรก (Master cylinder) ที่ใช้ในการทดสอบการเบรกที่ความดัน 2, 4 และ 6 MPa ซึ่งจะทำให้เกิดความดันที่ใช้ในการเบรก ดังแสดงในรูปที่ 3.8 โดยจะทำตามเงื่อนไข และสภาวะการทดสอบที่อุณหภูมิ 100, 200, และ 300 °C ความเร็วเริ่มต้นในการเบรก 50 และ 80 km/hr แรงเบรก ณ ตำแหน่งแม่ปั้ม 891.7, 1,963.5, และ 2,945.2 N ความเร็ว 11 m/sec ซึ่งอ้างอิงมาตรฐาน JASO C406 เฉพาะบางส่วนโดยสภาวะการทดสอบและเงื่อนไขดังตารางที่ 3.2



รูปที่ 3.8 การปล่อยตุ้มน้ำหนัก

ตารางที่ 3.2 สภาวะและเงื่อนไขการทดสอบ

ความดันที่ใช้ในการเบรก (MPa)	มวล (kg)	แรงเบรก ณ ตำแหน่งแม่ปั๊มเบรก (N)	อุณหภูมิงานเบรก (°C)	ความเร็วเริ่มต้นการเบรก (km/hr)	ความเร็วลม (m/sec)	พหน้า.ท. ตัดแม่ปั๊มเบรก (mm <sup>2</sup> )
2	33.3	891.74	100	50 และ 80	11	490
4	66.6	1,963.50	200			
6	100.0	2,945.24	300			

#### 3.4.1 การติดตั้งงานเบรก

การนำงานเบรกแต่ละชนิดเข้าไปติดตั้งภายในอุโมงค์ลม วางตำแหน่งของชุดทดสอบให้เหมาะสมโดยให้ทิศทางไหลของกระแสลมขนานไปกับผิวงานเบรก และจัดให้ตำแหน่งของงานเบรกอยู่กึ่งกลางหน้าตัดของส่วนที่ทำการทดสอบในอุโมงค์ลม ดังแสดงในรูปที่ 3.9



รูปที่ 3.9 การติดตั้งชุดทดสอบ

### 3.4.2 การเปิดเครื่องทดสอบงานเบรก

การเปิดเครื่องทดสอบงานเบรกเพื่อควบคุมความเร็วรอบพัดลมให้คงที่ และความเร็วของมอเตอร์ให้เทียบเท่าความเร็วรัศมีทำการของล้อรถยนต์เท่ากับ 50-80 km/hr หรือเท่ากับความเร็วรอบของงานเบรก คือ 350-550 rpm โดยความเร็วลมในอุโมงค์อยู่ที่ 11 m/sec ดังแสดงในรูปที่ 3.10



รูปที่ 3.10 การเปิดเครื่องทดสอบงานเบรก



### 3.4.3 การปรับตั้งอุณหภูมิตามค่าที่กำหนดตามการทดสอบ

การทดสอบจานเบรกแต่ละชนิด สามารถเปลี่ยนระดับอุณหภูมิก่อนการทดสอบได้กำหนดไว้ที่อุณหภูมิ 100, 200 และ 300 °C เพื่อให้เป็นไปตามเงื่อนไขที่ถูกกำหนดไว้ ดังแสดงในรูปที่ 3.11



รูปที่ 3.11 ตำแหน่งวัดอุณหภูมิจานเบรก

### 3.4.4 การปิดเครื่องทดสอบจานเบรก

การปิดเครื่องทดสอบจานเบรกทำได้โดยการกดสวิทช์หยุดการทำงานของมอเตอร์เพื่อทำให้มอเตอร์หยุดหมุนโดยล้อช่วยแรงจะยังสามารถหมุนไปได้ด้วยแรงของโมเมนต์ตัม ดังแสดงในรูปที่ 3.12



รูปที่ 3.12 การปิดเครื่องทดสอบจานเบรก

### 3.4.5 การห้ามเพลลา

การห้ามเพลลาสามารถทำได้โดยการปล่อยก้อนมวลเพื่อกระตุ้นส่วนกลไกของแม่ปั๊มเบรกที่ใช้ในการทดสอบที่น้ำหนัก 33.33, 66.66 และ 100 kg ซึ่งจะทำให้เกิดความดันที่ใช้ในการเบรก ตามเงื่อนไขในการห้ามเพลลา ดังแสดงในรูปที่ 3.13



รูปที่ 3.13 การห้ามเพลลา

### 3.4.6 การวัดค่าความเร็วรอบของเครื่องตรวจวัด

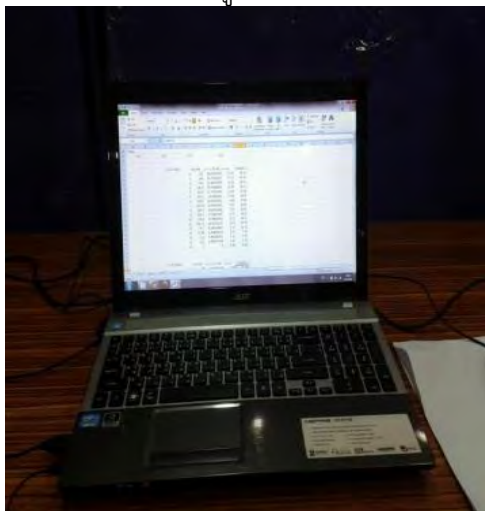
การวัดค่าความเร็วรอบสามารถทำได้โดยใช้เครื่องวัดความเร็วรอบ (Tachometer) ดังแสดงในรูปที่ 3.14



รูปที่ 3.14 การวัดค่าความเร็วรอบของเครื่องตรวจวัด

### 3.4.7 การบันทึกข้อมูลกับเครื่องคอมพิวเตอร์

การเก็บข้อมูลจากเครื่องวัดความเร็วรอบของเพลลาทำได้โดยบันทึกข้อมูลจากเครื่องวัดความเร็วของเพลลาไปยังคอมพิวเตอร์ ดังแสดงในรูปที่ 3.15



รูปที่ 3.15 การบันทึกข้อมูล



## บทที่ 4

### ผลการทดสอบและการวิเคราะห์ข้อมูล

จากการดำเนินการทดสอบพฤติกรรมการนำความร้อนของผ้าเบรก เพื่อให้เป็นไปตามวัตถุประสงค์ จึงนำไปสู่ผลการทดสอบดังต่อไปนี้

#### 4.1 ผลการทดสอบที่อุณหภูมิ 100 °C

##### 4.1.1 ความเร็วเริ่มต้นที่ 50 km/hr

จากผลการทดสอบที่ความดัน 2, 4 และ 6 MPa โดยทำการเปรียบเทียบจานเบรกทั้ง 2 แบบ จากความเร็วเริ่มต้นการเบรกที่ 50 km/hr พบว่าที่ความดัน 4 MPa เป็นสถานะที่มีการสิ้นสະเทือนสูงสุด โดยจานเบรกแบบตรง (FV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ยสูงสุด 4.1 m/s<sup>2</sup> ในขณะที่จานเบรกแบบกลับ (BV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ย 2.8 m/s<sup>2</sup> ซึ่งจานเบรกแบบตรง (FV) มีการสิ้นสະเทือนสูงกว่าจานเบรกแบบกลับ (BV) 31.7 %

นอกจากนี้ยังพบว่าที่ความดัน 2 MPa เป็นสถานะที่มีการสิ้นสະเทือนน้อยที่สุด โดยจานเบรกแบบกลับ (BV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ยสูงสุด 2.6 m/s<sup>2</sup> ในขณะที่จานเบรกแบบตรง (FV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ย 4.1 m/s<sup>2</sup> ซึ่งจานเบรกแบบตรง (FV) มีการสิ้นสະเทือนสูงกว่าจานเบรกแบบกลับ (BV) 36.6 %

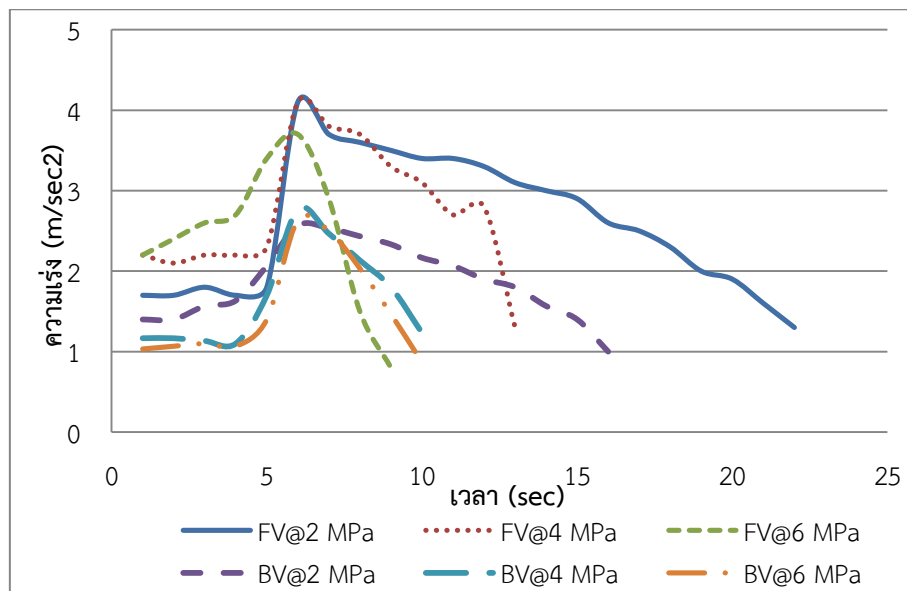
อีกทั้งเมื่อเปรียบเทียบขนาดการสิ้นสະเทือนในสถานะที่ความดันต่างๆพบว่า ที่สถานะความดัน 2 MPa มีการสิ้นสະเทือนต่ำสุด ส่วนในกรณีความดัน 6 และ 4 MPa มีการสิ้นสະเทือนสูงกว่าที่ความดัน 2 MPa 33.2 % และ 34.2 % ตามลำดับ ในขณะที่จานเบรกแบบกลับ (BV) มีการสิ้นสະเทือนก่อนการเริ่มต้นในการเบรกต่ำกว่าจานเบรกแบบตรง (FV) ดังแสดงตามรูป 4.1

##### 4.1.2 ความเร็วเริ่มต้นที่ 80 km/hr

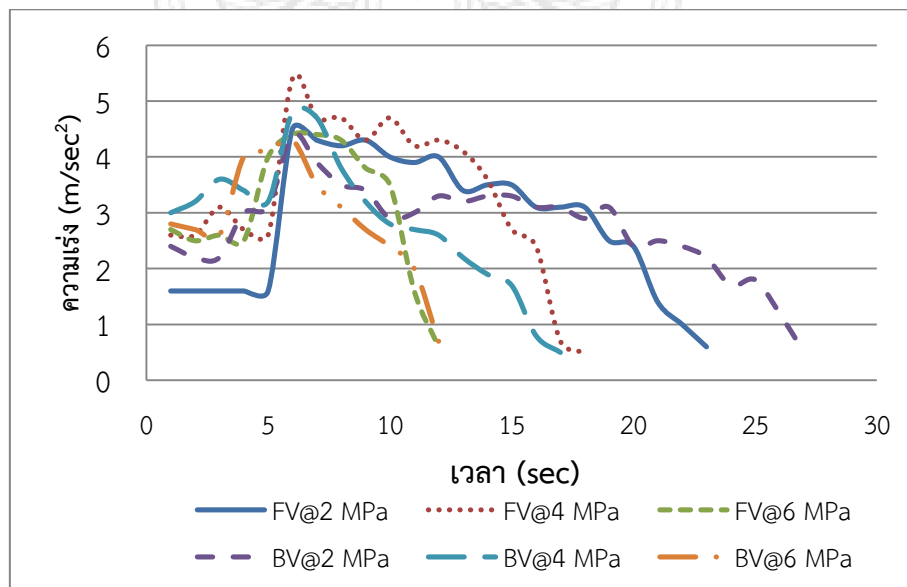
จากผลการทดสอบที่ความดัน 2, 4 และ 6 MPa โดยทำการเปรียบเทียบจานเบรกทั้ง 2 แบบ จากความเร็วเริ่มต้นการเบรกที่ 80 km/hr พบว่าที่ความดัน 4 MPa เป็นสถานะที่มีการสิ้นสະเทือนสูงสุด โดยจานเบรกแบบตรง (FV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ยสูงสุด 5.4 m/s<sup>2</sup> ในขณะที่จานเบรกแบบกลับ (BV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ย 4.8 m/s<sup>2</sup> ซึ่งจานเบรกแบบตรง (FV) มีการสิ้นสະเทือนสูงกว่าจานเบรกแบบกลับ (BV) 11.1 %

นอกจากนี้ยังพบว่า ที่ความดัน 6 MPa เป็นสถานะที่มีการสิ้นสະเทือนน้อยที่สุด โดยจานเบรกแบบกลับ (BV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ยสูงสุด 4.3 m/s<sup>2</sup> ในขณะที่จานเบรกแบบตรง (FV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ย 4.4 m/s<sup>2</sup> ซึ่งจานเบรกแบบตรง (FV) มีการสิ้นสະเทือนสูงกว่าจานเบรกแบบกลับ (BV) 2.3 %

อีกทั้งเมื่อเปรียบเทียบขนาดการสั่นสะเทือนในสภาวะที่ความดันต่างๆพบว่า ที่สภาวะความดัน 6 MPa มีการสั่นสะเทือนต่ำสุด ส่วนในกรณีความดัน 2 และ 4 MPa มีการสั่นสะเทือนสูงกว่าที่ความดัน 6 MPa 2.3 % และ 6.7 % ตามลำดับ ในขณะที่งานเบรกแบบกลับ (BV) มีการสั่นสะเทือนก่อนการเริ่มต้นในการเบรกต่ำกว่างานเบรกแบบตรง (FV) ดังแสดงตามรูป 4.2



รูปที่ 4.1 ผลการทดสอบของงานเบรก 2 แบบ ณ ความเร็วเริ่มเบรก 50 km/hr ที่อุณหภูมิ 100 °C



รูปที่ 4.2 ผลการทดสอบของงานเบรก 2 แบบ ณ ความเร็วเริ่มเบรก 80 km/hr ที่อุณหภูมิ 100 °C

## 4.2 ผลการทดสอบที่อุณหภูมิ 200 ° C

### 4.2.1 ความเร็วเริ่มต้นที่ 50 km/hr

จากผลการทดสอบที่ความดัน 2, 4 และ 6 MPa โดยทำการเปรียบเทียบงานเบรกทั้ง 2 แบบ จากความเร็วเริ่มต้นการเบรกที่ 80 km/hr พบว่าที่ความดัน 4 MPa เป็นสถานะที่มีการสิ้นสະเทือนสูงสุด โดยงานเบรกแบบตรง (FV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ยสูงสุด 4.6 m/s<sup>2</sup> ในขณะที่งานเบรกแบบกลับ (BV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ย 2.6 m/s<sup>2</sup> ซึ่งงานเบรกแบบตรง (FV) มีการสิ้นสະเทือนสูงกว่างานเบรกแบบกลับ (BV) 43.5 % ดังรูปที่ 4.3

นอกจากนี้ยังพบว่า ที่ความดัน 2 MPa เป็นสถานะที่มีการสิ้นสະเทือนน้อยที่สุด โดยงานเบรกแบบกลับ (BV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ยสูงสุด 2.53 m/s<sup>2</sup> ในขณะที่งานเบรกแบบตรง (FV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ย 4.1 m/s<sup>2</sup> ซึ่งงานเบรกแบบตรง (FV) มีการสิ้นสະเทือนสูงกว่างานเบรกแบบกลับ (BV) 39.1 %

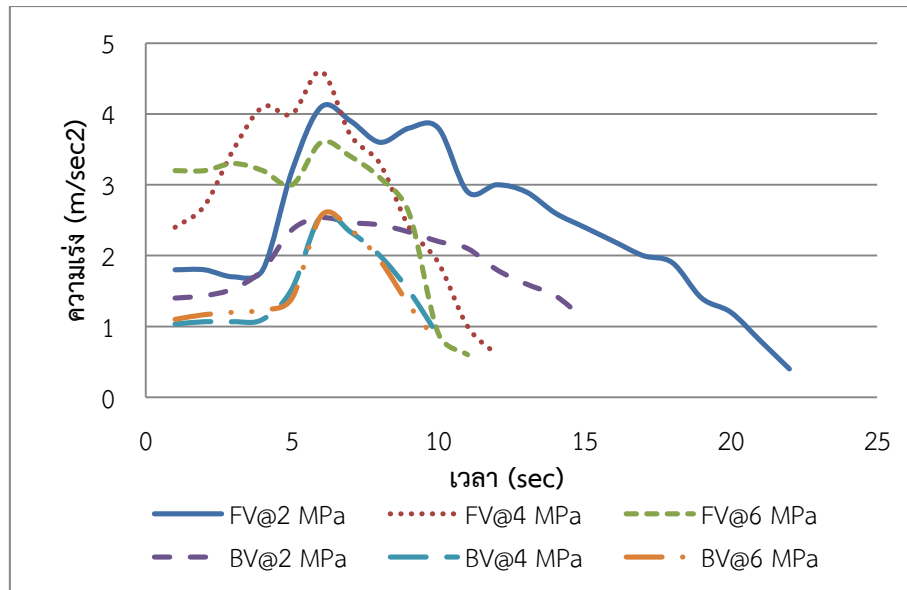
อีกทั้งเมื่อเปรียบเทียบขนาดการสิ้นสະเทือนในสถานะที่ความดันต่างๆพบว่า ที่สภาวะความดัน 2 MPa มีการสิ้นสະเทือนต่ำสุด ส่วนในกรณีความดัน 6 และ 4 MPa มีการสิ้นสະเทือนสูงกว่าที่ความดัน 2 MPa 33.5 % และ 41.3 % ตามลำดับ ในขณะที่งานเบรกแบบมีกลับ (BV) มีการสิ้นสະเทือนก่อนการเริ่มต้นในการเบรกต่ำกว่างานเบรกแบบตรง (FV) ดังแสดงตามรูป 4.3

### 4.2.2 ความเร็วเริ่มต้นที่ 80 km/hr

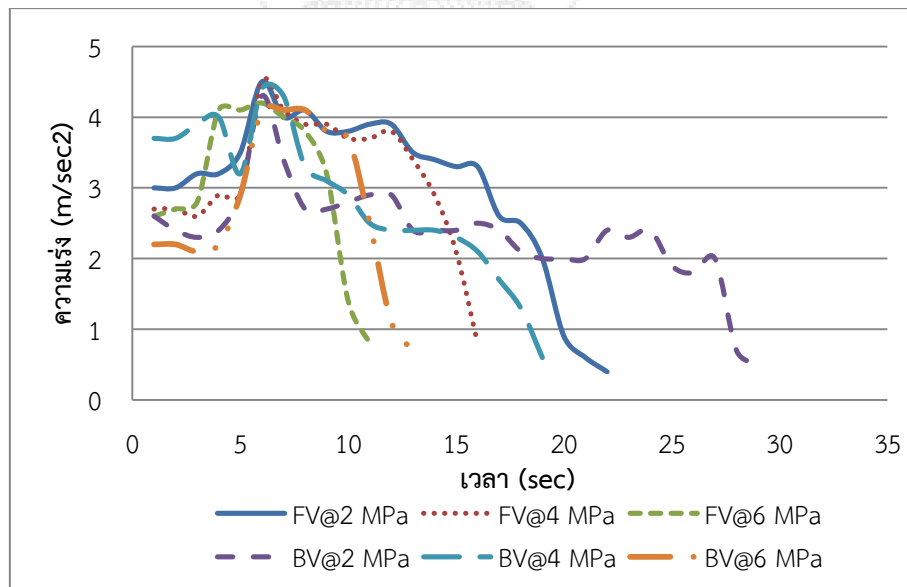
จากผลการทดสอบที่ความดัน 2, 4 และ 6 MPa โดยทำการเปรียบเทียบงานเบรกทั้ง 2 แบบ จากความเร็วเริ่มต้นการเบรกที่ 80 km/hr พบว่าที่ความดัน 4 MPa เป็นสถานะที่มีการสิ้นสະเทือนสูงสุด โดยงานเบรกแบบตรง (FV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ยสูงสุด 4.5 m/s<sup>2</sup> ในขณะที่งานเบรกแบบกลับ (BV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ย 4.4 m/s<sup>2</sup> ซึ่งงานเบรกแบบตรง (FV) มีการสิ้นสະเทือนสูงกว่างานเบรกแบบกลับ (BV) 2.2 %

นอกจากนี้ยังพบว่า ที่ความดัน 6 MPa เป็นสถานะที่มีการสิ้นสະเทือนน้อยที่สุด โดยงานเบรกแบบกลับ (BV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ยสูงสุด 4.1 m/s<sup>2</sup> ในขณะที่งานเบรกแบบตรง (FV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ย 4.2 m/s<sup>2</sup> ซึ่งงานเบรกแบบตรง (FV) มีการสิ้นสະเทือนสูงกว่างานเบรกแบบกลับ (BV) 2.3 %

อีกทั้งเมื่อเปรียบเทียบขนาดการสิ้นสະเทือนในสถานะที่ความดันต่างๆพบว่า ที่สภาวะความดัน 6 MPa มีการสิ้นสະเทือนต่ำสุด ส่วนในกรณีความดัน 2 และ 4 MPa มีการสิ้นสະเทือนสูงกว่าที่ความดัน 6 MPa 4.5 % และ 2.3 % ตามลำดับ ในขณะที่งานเบรกแบบกลับ (BV) มีการสิ้นสະเทือนก่อนการเริ่มต้นในการเบรกต่ำกว่างานเบรกแบบตรง (FV) ดังแสดงตามรูป 4.4



รูปที่ 4.3 ผลการทดสอบของงานเบรก 2 แบบ ณ ความเร็วเริ่มเบรก 50 km/hr ที่อุณหภูมิ 200° C



รูปที่ 4.4 ผลการทดสอบของงานเบรก 2 แบบ ณ ความเร็วเริ่มเบรก 80 km/hr ที่อุณหภูมิ 200° C

### 4.3 ผลการทดสอบที่อุณหภูมิ 300 °C

#### 4.3.1 ความเร็วเริ่มต้นที่ 50 km/hr

จากผลการทดสอบที่ความดัน 2, 4 และ 6 MPa โดยทำการเปรียบเทียบงานเบรกทั้ง 2 แบบ จากความเร็วเริ่มต้นการเบรกที่ 80 km/hr พบว่าที่ความดัน 4 MPa เป็นสถานะที่มีการสิ้นสະเทือนสูงสุด โดยงานเบรกแบบตรง (FV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ยสูงสุด 3.7 m/s<sup>2</sup> ในขณะที่งานเบรกแบบกลับ (BV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ย 2.4 m/s<sup>2</sup> ซึ่งงานเบรกแบบตรง (FV) มีการสิ้นสະเทือนสูงกว่างานเบรกแบบกลับ (BV) 35.1 %

นอกจากนี้ยังพบว่า ที่ความดัน 6 MPa เป็นสถานะที่มีการสิ้นสະเทือนน้อยที่สุด โดยงานเบรกแบบกลับ (BV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ยสูงสุด 2.4 m/s<sup>2</sup> ในขณะที่งานเบรกแบบตรง (FV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ย 3.5 m/s<sup>2</sup> ซึ่งงานเบรกแบบตรง (FV) มีการสิ้นสະเทือนสูงกว่างานเบรกแบบกลับ (BV) 31.4 %

อีกทั้งเมื่อเปรียบเทียบขนาดการสิ้นสະเทือนในสถานะที่ความดันต่างๆพบว่า ที่สภาวะความดัน 6 MPa มีการสิ้นสະเทือนต่ำสุด ส่วนในกรณีความดัน 2 และ 4 MPa มีการสิ้นสະเทือนสูงกว่าที่ความดัน 6 MPa 32.4 % และ 33.3 % ตามลำดับ ในขณะที่งานเบรกแบบกลับ (BV) มีการสิ้นสະเทือนก่อนการเริ่มต้นในการเบรกต่ำกว่างานเบรกแบบตรง (FV) ดังแสดงตามรูป 4.5

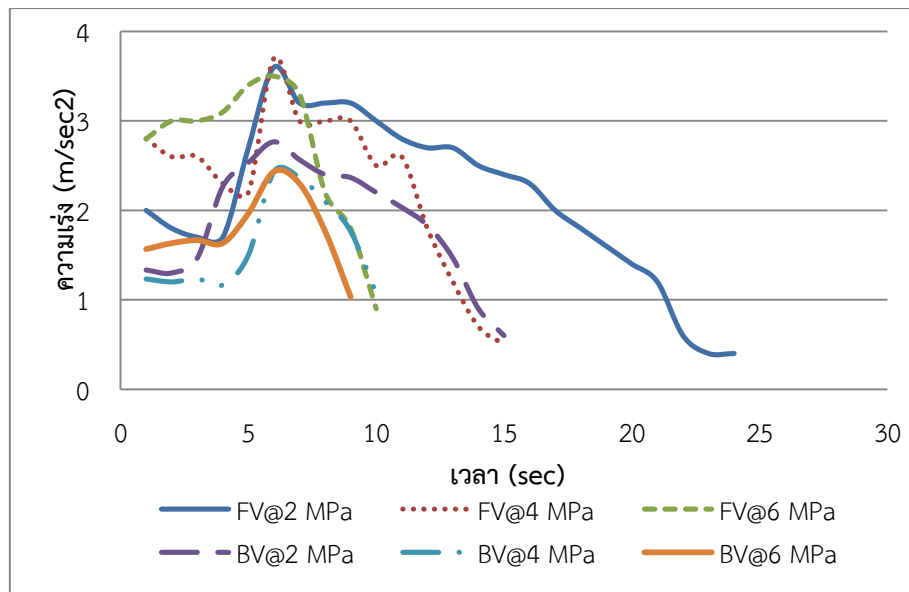
#### 4.3.2 ความเร็วเริ่มต้นที่ 80 km/hr

จากผลการทดสอบที่ความดัน 2, 4 และ 6 MPa โดยทำการเปรียบเทียบงานเบรกทั้ง 2 แบบ จากความเร็วเริ่มต้นการเบรกที่ 80 km/hr พบว่าที่ความดัน 4 MPa เป็นสถานะที่มีการสิ้นสະเทือนสูงสุด โดยงานเบรกแบบตรง (FV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ยสูงสุด 5.1 m/s<sup>2</sup> ในขณะที่งานเบรกแบบกลับ (BV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ย 4.3 m/s<sup>2</sup> ซึ่งงานเบรกแบบตรง (FV) มีการสิ้นสະเทือนสูงกว่างานเบรกแบบกลับ (BV) 15.7 %

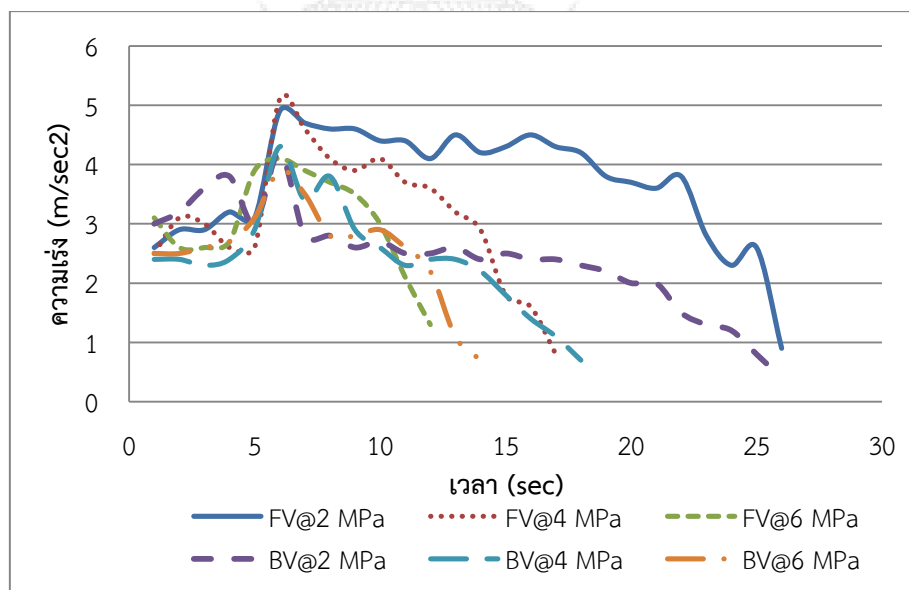
นอกจากนี้ยังพบว่า ที่ความดัน 6 MPa เป็นสถานะที่มีการสิ้นสະเทือนน้อยที่สุด โดยงานเบรกแบบกลับ (BV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ยสูงสุด 3.9 m/s<sup>2</sup> ในขณะที่งานเบรกแบบตรง (FV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ย 4.1 m/s<sup>2</sup> ซึ่งงานเบรกแบบตรง (FV) มีการสิ้นสະเทือนสูงกว่างานเบรกแบบกลับ (BV) 4.9 %

อีกทั้งเมื่อเปรียบเทียบขนาดการสิ้นสະเทือนในสถานะที่ความดันต่างๆพบว่า ที่สภาวะความดัน 6 MPa มีการสิ้นสະเทือนต่ำสุด ส่วนในกรณีความดัน 2 และ 4 MPa มีการสิ้นสະเทือนสูงกว่าที่ความดัน 6 MPa 9.6 % และ 10.3 % ตามลำดับ ในขณะที่งานเบรกแบบกลับ (BV) มีการสิ้นสະเทือนก่อนการเริ่มต้นในการเบรกต่ำกว่างานเบรกแบบตรง (FV) ดังแสดงตามรูป 4.6





รูปที่ 4.5 ผลการทดสอบของงานเบรก 2 แบบ ณ ความเร็วเริ่มเบรก 50 km/hr ที่อุณหภูมิ 300 °C



รูปที่ 4.6 ผลการทดสอบของงานเบรก 2 แบบ ณ ความเร็วเริ่มเบรก 80 km/hr ที่อุณหภูมิ 300 °C

#### 4.4 ผลการทดสอบความสามารถการเบรก

จากผลการทดลองที่กล่าวมาข้างต้นซึ่งสะท้อนให้เห็นว่าจานเบรกแบบกลับ มีระยะทางการเบรกที่น้อยกว่าจานเบรกแบบตรง อย่างเห็นได้ชัด ตัวอย่างเช่น ที่ความเร็ว 50 km/hr ความดัน 6 MPa พฤติกรรมของจานเบรกแบบตรง มีระยะทางที่ใช้ในการเบรก 59.36 m ในขณะที่จานเบรกแบบกลับ มีระยะทางที่ใช้ในการเบรก 29.08 m ซึ่งแตกต่างกันมากถึง 49.00 %

ในขณะที่อุณหภูมิเป็นหนึ่งในปัจจัยสำคัญที่ส่งผลกระทบต่อระยะทางในการเบรก จากผลการทดลองที่กล่าวมาซึ่งสะท้อนให้เห็นว่าที่อุณหภูมิ 100 °C มีระยะทางที่ใช้ในการเบรกมากกว่าที่อุณหภูมิ 300 °C ตัวอย่าง เช่น ที่อุณหภูมิ 100 °C ความเร็วเริ่มต้นการเบรก 80 km/hr ความดัน 4 MPa จานเบรกแบบตรงมีระยะทางที่ใช้ในการเบรก 147.23 m ในทางตรงกันข้าม ณ อุณหภูมิ 300 °C ที่ความเร็วเริ่มต้นการเบรก และความดันเดียวกันมีระยะทางที่ใช้ในการเบรก 122.24 m ซึ่งแตกต่างกันถึง 20.44 % เนื่องจากผ้าเบรกที่มีอุณหภูมิ 30 °C จะเกิดสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมากกว่าอุณหภูมิ 100 °C

นอกจากนี้ยังพบว่า ความเร็วเริ่มต้นในการเบรกที่ 80 km/hr มีระยะทางการเบรกมากกว่าความเร็วเริ่มต้นในการเบรกที่ 50 km/hr อย่างชัดเจน ตัวอย่าง เช่น ที่ความเร็วเริ่มต้นในการเบรก 80 km/hr ความดัน 6 MPa และอุณหภูมิ 100 °C จานเบรกแบบกลับมีระยะทางที่ใช้ในการเบรก 99.93 m ในทางกลับกันที่ความเร็วเริ่มต้นการเบรก 50 km/hr ที่ความดัน และอุณหภูมิเดียวกันมีระยะทางที่ใช้ในการเบรก 36.77 m ซึ่งแตกต่างกันมากถึง 71.77 % ดังแสดงในตารางที่ 4.1

**ตารางที่ 4.1** การเปรียบเทียบระยะทางจานเบรกแบบตรง และจานเบรกแบบกลับ

ชนิดจานเบรก	ความเร็ว (km/hr)	ความดัน (MPa)	ระยะทาง (m)		
			อุณหภูมิ 100 °C	อุณหภูมิ 200 °C	อุณหภูมิ 300 °C
จานเบรกแบบตรง	50	2	127.21	110.61	109.35
		4	61.71	60.53	59.36
		6	48.59	47.32	46.34
	80	2	245.46	222.92	220.73
		4	147.23	126.05	122.24
		6	105.57	97.10	93.95
จานเบรกแบบกลับ	50	2	118.47	89.28	86.35
		4	48.09	43.75	38.27
		6	36.77	33.78	29.08
	80	2	184.04	182.00	174.65
		4	126.25	120.69	119.06
		6	99.93	89.42	87.00

จากการเปรียบเทียบความสามารถการเบรกเฉลี่ยของจานเบรกทั้ง 2 แบบ พบว่าพฤติกรรมของจานเบรกแบบตรง และจานเบรกแบบกลับ ที่ความเร็ว 50 km/hr อุณหภูมิ 100 °C ความดัน 2 MPa และที่ความเร็ว 50 km/hr อุณหภูมิ 300 °C ความดัน 6 MPa สร้างความสามารถเบรกเฉลี่ยได้น้อยสุด และมากที่สุด 10.69 และ 55.97 m/s<sup>2</sup> ต่อพื้นที่ผิวสัมผัสจานเบรก 1 m<sup>2</sup> ตามลำดับ ซึ่งจานเบรกแบบตรงมีระยะทางการเบรกมากกว่าแบบกลับ 523.57 % ดังตารางที่ 4.2

ตารางที่ 4.2 การเปรียบเทียบความสามารถการเบรกเฉลี่ยของจานเบรกทั้ง 2 แบบ

ชนิดจานเบรก	พื้นที่ผิวสัมผัสทั้ง 2 ด้าน (m <sup>2</sup> )	ความเร็ว (km/hr)	ความดัน (MPa)	อัตราหน่วงเฉลี่ย (m/s <sup>2</sup> )			ความสามารถการเบรกเฉลี่ย ต่อ $\left(\frac{m/s^2}{m^2}\right)$		
				อุณหภูมิ 100 °C	อุณหภูมิ 200 °C	อุณหภูมิ 300 °C	อุณหภูมิ 100 °C	อุณหภูมิ 200 °C	อุณหภูมิ 300 °C
จานเบรกแบบตรง	0.072	50	2	0.77	0.87	0.87	10.69	12.08	12.08
			4	1.74	1.74	1.74	24.17	24.17	24.17
			6	2.31	2.31	2.31	32.08	32.08	32.08
		80	2	1.06	1.11	1.11	14.72	15.42	15.42
			4	1.85	2.02	2.02	25.69	28.06	28.06
			6	2.78	3.17	3.17	38.61	44.03	44.03
จานเบรกแบบกลับ	0.062	50	2	0.87	0.99	1.16	14.03	15.97	18.71
			4	2.31	2.78	2.78	37.26	44.84	44.84
			6	2.78	3.47	3.47	44.84	55.97	55.97
		80	2	1.39	1.41	1.48	22.42	22.74	23.87
			4	2.02	2.22	2.22	32.58	35.81	35.81
			6	2.78	3.17	3.17	44.84	51.13	51.13

## บทที่ 5 สรุปผลและข้อเสนอแนะ

จากการดำเนินงานสามารถสรุปผลการศึกษารวมถึงปัญหาอุปสรรค และข้อเสนอแนะ ซึ่งจะสะท้อนให้เห็นถึงระดับผลความสำเร็จของการดำเนินงาน

### 5.1 สรุปผลการดำเนินงาน

#### 5.1.1 การพัฒนาเครื่องทดสอบความสามารถการเบรกแบบไดนาโมมิเตอร์

จากการพัฒนาเครื่องทดสอบความสามารถการเบรกแบบไดนาโมมิเตอร์ได้เพิ่มขนาดโมเมนต์ความเฉื่อยจากเดิม  $9.7 \text{ kg.m}^2$  เป็น  $127.1 \text{ kg.m}^2$  ซึ่งมีมวลเท่ากับรถยนต์เอนกประสงค์สมรรถนะสูง (Sport Utility Vehicle: SUV) เพื่อใช้เป็นเครื่องมือในการทดสอบ และทำการทดสอบจานเบรกแบบตรง (Front-Vented: FV) และจานเบรกแบบกลับ (Back-Vented: BV) โดยอ้างอิงสภาวะการทดสอบจากมาตรฐาน JASO C 406 บางส่วนมาประยุกต์ใช้กับการทดสอบ เพื่อศึกษาลักษณะทางกายภาพจานเบรกที่มีผลกระทบต่อการสิ้นสະเทือนของจานเบรก

#### 5.1.2 การสิ้นสະเทือนที่เกิดจานเบรกแบบตรง และแบบกลับ

จากการดำเนินการข้างต้นได้นำไปสู่การศึกษาลักษณะทางกายภาพจานเบรกที่ส่งผลกระทบต่อการสิ้นสະเทือน โดยผลการทดลองสะท้อนให้เห็นว่าจานเบรกแบบกลับ มีการสิ้นสະเทือนที่น้อยกว่าจานเบรกแบบตรง อย่างเห็นได้ชัด ตัวอย่างเช่น ที่ความเร็ว  $50 \text{ km/hr}$  ความดัน  $2 \text{ MPa}$  พฤติกรรมของจานเบรกแบบกลับ มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ย  $2.6 \text{ m/s}^2$  ในขณะที่จานเบรกแบบตรง (NV) มีอัตราการสิ้นสະเทือนเฉลี่ย  $4.1 \text{ m/s}^2$  ซึ่งแตกต่างกันมากถึง  $36.6 \%$

จากการทดสอบจานเบรกแบบตรงและแบบกลับที่ส่งผลกระทบต่อการสิ้นสະเทือน โดยผลการทดสอบสะท้อนให้เห็นว่าจานเบรกแบบกลับ มีการสิ้นสະเทือนที่น้อยกว่าจานเบรกแบบตรง อย่างเห็นได้ชัด อีกทั้งมีปัจจัยทางด้าน ความเร็วเริ่มต้นการเบรก ความดัน และอุณหภูมิ โดยผลการทดลองสะท้อนให้เห็นว่า ความเร็วเริ่มต้นการเบรกที่สูงจะส่งผลกระทบต่อการสิ้นสະเทือนที่มากกว่า ความเร็วเริ่มต้นการเบรกที่ต่ำ ในขณะที่ความดัน  $4 \text{ MPa}$  จะส่งผลให้เกิดการสิ้นสະเทือนรุนแรงมากกว่าที่ความดัน  $2$  และ  $6 \text{ MPa}$  และอุณหภูมิก็เป็นอีกปัจจัยหนึ่งที่ส่งผลกระทบต่อการสิ้นสະเทือน ตัวอย่างเช่น ในกรณีจานเบรกแบบตรงการสิ้นสະเทือนจะแปรผันตามอุณหภูมิ ค่อนข้างชัดเจน อย่างไรก็ตามการใช้จานเบรกแบบกลับจะช่วยลดอัตราการสิ้นสະเทือนได้ในสภาวะที่มีอุณหภูมิสูง

#### 5.1.3 ความสามารถในการเบรกจานเบรกแบบตรง และแบบกลับ

จากการเปรียบเทียบผลการทดลองพบว่า พฤติกรรมการลดลงของความเร็วเพลลาที่ได้จากจานเบรกแบบตรง และจานเบรกแบบกลับ ภายใต้เงื่อนไขการทดสอบไม่เป็นไปในลักษณะแบบเชิงเส้น (Non linear) ซึ่งแตกต่างกับทางทฤษฎี โดยอาจเกิดการสิ้นสະเทือนระหว่างผ้าเบรก และจานเบรกขณะทำการทดสอบ จึงส่งผลให้พฤติกรรมการลดความเร็วมีลักษณะดังกล่าว

จากการดำเนินการข้างต้นได้นำไปสู่การศึกษาลักษณะงานเบรกทั้ง 2 แบบ คือ งานเบรกแบบตรง และงานเบรกแบบกลับที่ส่งผลกระทบต่อระยะทางที่ใช้ในการเบรก โดยผลการทดลองสะท้อนให้เห็นว่าเมื่ออุณหภูมิสูงถึงช่วง 200 ถึง 300 °C ซึ่งเป็นช่วงอุณหภูมิใช้งาน จะทำให้ประสิทธิภาพในการเบรกเพิ่มขึ้น และส่งผลให้ระยะทางในการเบรกล้นลง และมีอัตราหน่วงสูง ในทางตรงกันข้ามเมื่ออุณหภูมิต่ำเพิ่มขึ้น และมีความหน่วงลดลง นอกจากนี้ยังพบอีกว่าความดันที่ใช้ในการเบรกมีอิทธิพลอย่างมากต่อความหน่วงซึ่งแปรผันตามกัน อีกทั้งเมื่อเริ่มเบรกในขณะความเร็วสูงจะทำให้ระยะทางในการเบรกล้นออกช่วงการใช้งาน จะทำให้ประสิทธิภาพการเบรกลดลง และส่งผลให้ระยะทางในการเบรก

## 5.2 ปัญหาและอุปสรรคในการทำโครงการวิจัย

- การติดตั้งงานแต่ละชนิดเข้ากับเครื่องทดสอบทำได้ยาก เพราะมีพื้นที่ในการติดตั้งที่จำกัด และต้องปรับตั้งอุปกรณ์บางอย่าง เพื่อให้เข้ากับเพลลาได้
- เนื่องจากมีความจำเป็นต้องวัดความเร็วรอบ, อุณหภูมิ และการสั่นสะเทือน หลายจุด ณ เวลาเดียวกันความแม่นยำของเครื่องมือวัดจึงส่งผลกระทบต่อความคลาดเคลื่อนของข้อมูลได้จากการทดสอบ
- เนื่องจากเครื่องทดสอบความสามารถในการเบรกมีขนาดใหญ่ ทำให้การปฏิบัติงานมีความยากลำบาก

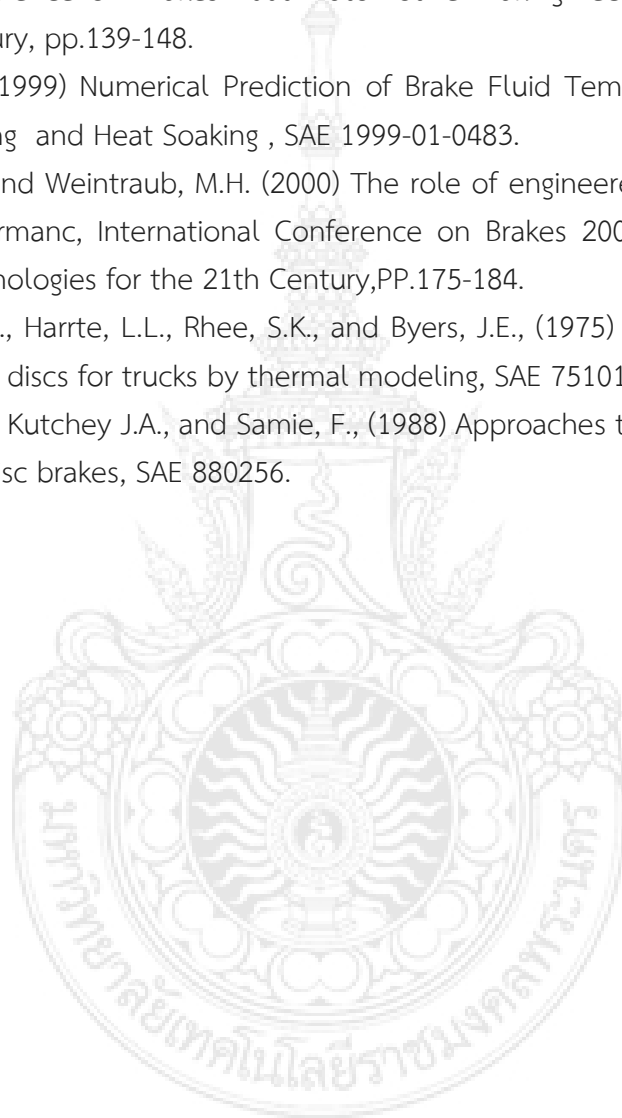
## 5.3 ข้อเสนอแนะ

- ควรมีการยึดโครงสร้างของเครื่องทดสอบกับพื้นให้มั่นคงเพื่อป้องกันการสั่นสะเทือนขณะเครื่องทำงาน ซึ่งอาจส่งผลกระทบต่อความคลาดเคลื่อนของผลการทดสอบ
- ควรใช้เครื่องมือวัดที่ละเอียดกว่านี้ เพื่อลดความคลาดเคลื่อนของข้อมูล จากการทดสอบ

## บรรณานุกรม

- วรวิทย์ อึ้งภากรณ์ และ ชาญ ถนัดงาน (2541) การออกแบบเครื่องกล เล่ม 1 คณะวิศวกรรมศาสตร์ . จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัยคณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ พิมพ์ครั้งที่ 10
- ประเสริฐ เทียนนิมิตร, วิวัฒน์ ภัททิยธนี, ปานเพชร ชินินทร. (2547) ทฤษฎีและคำนวณเทอร์โมไดนามิกส์. ซีเอ็ดยูเคชั่น: กรุงเทพฯ
- พฤทธิ์ โมกโชสงนายสุชาครีย์ กันภัย ,นายโฆษิต เชื่อมใจ ,อมรศักดิ์ โพธิ์แก้ว ,. (2554) เครื่องทดสอบพฤติกรรมความเสียดทานของผ้าเบรก. ปรินญาณิพนธ์สาขาวิศวกรรมเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร.
- สมพงษ์ ใจดี. (2539) ฟิสิกส์มหาวิทยาลัยเล่ม 1. สำนักพิมพ์จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย กรุงเทพฯ
- 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.
- Antti, P., Joseph, L., Jiye, Z., and Lyndon, L., (2002) Brake squeal: a literature review, Applied Acoustics 63,pp 391-400.
- Bagnoli, F., Dolce, F., and Bernabei, M. (2009) Thermal fatigue cracks of fire fighting vehicles gray iron brake discs, Engineering Failure Analysis 16, pp.152 -163 .
- 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.
- Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P. and DeWitt D.P. (2007) Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Wiley Asia Student Sixth Edition Printed in Asia.
- 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.
- Cueva, G., Sinatora, A., Guesser, W.L., and Tschiptschin, A.P., (2003) Wear resistance of cast irons used in brake disc rotors, Wear 255, pp 1,256-1,260.
- Filip, B., Mikael, E., and Staffan, J. (1999) Influence of disc topography on generation of brake squeal , Wear 225-229 ,pp 621-628.
- Hecht Basch, R., 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.

- Hunter, J. E., Cartier, S. S., Temple, D. J., and Mason, R. C. (1998) Brake Fluid Vaporization as a Contributing Factor in Motor Vehicle Collisions, SAE 980371.
- Koetnuyom, 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.
- Kwangjin, L., (1999) Numerical Prediction of Brake Fluid Temperature Rise During Braking and Heat Soaking , SAE 1999-01-0483.
- Palmer, B.B., and Weintraub, M.H. (2000) The role of engineered cashew particles on performanc, International Conference on Brakes 2000 Automotive Braking-Technologies for the 21th Century,PP.175-184.
- 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., Kutchey J.A., and Samie, F., (1988) Approaches to the thermal modeling of disc brakes, SAE 880256.

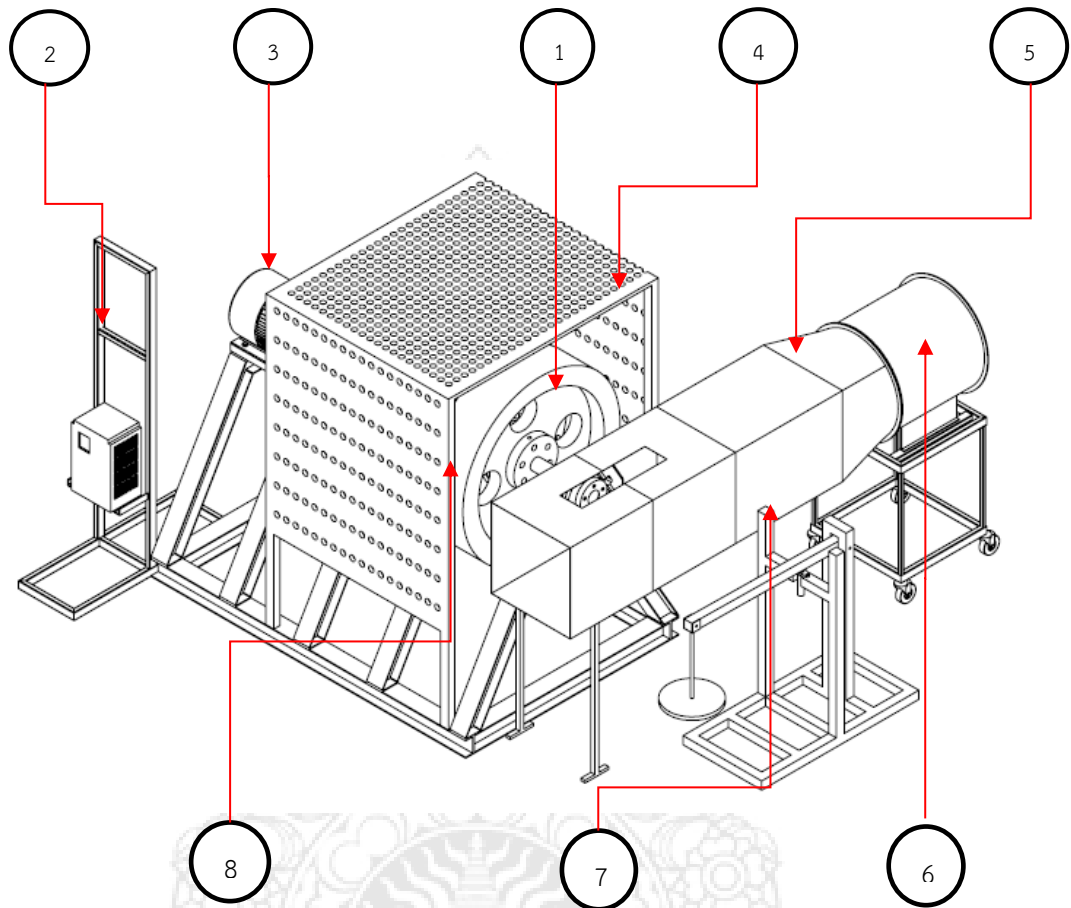


ภาคผนวก





คู่มือการใช้งานเครื่องทดสอบการเบรก  
ส่วนประกอบ



อธิบายตำแหน่งต่างๆ ของชุดทดสอบ

หมายเลข	ชิ้นส่วนเครื่องทดสอบจานเบรก
1	จานเบรก
2	ชุดขับมอเตอร์
3	มอเตอร์ขับจานเบรก
4	ฝาครอบล้อช่วยแรง
5	อุโมงค์ลม
6	ชุดมอเตอร์พัดลม
7	แม่ปั๊มเบรก
8	ก้อนมวล

### วิธีการใช้งาน

- 1 ติดตั้งจานเบรกเข้ากับเพลาลแล้วใส่สลักยึดให้เรียบร้อย
- 2 ติดตั้งปั้มเบรกเข้ากับจานเบรกแล้วใส่สลักยึดให้เรียบร้อย
- 3 นำชุดอู่โมงค์ลมมาประกอบสวมเข้ากับชุดจานเบรกแล้วใส่สลักให้แน่น
- 4 ติดตั้งเครื่องวัดรอบกับขาตั้งแล้วยิงสัญญาณไปที่เพลาล
- 5 ต่อสายสัญญาณของเครื่องวัดการสั่นสะเทือนเข้ากับคอมพิวเตอร์
- 6 ติดตั้งเครื่องวัดอุณหภูมิแบบอินฟราเรดเข้ากับขาตั้งแล้วยิงสัญญาณไปที่จานเบรก
- 7 เสียบปลั๊กเปิดเครื่องทดสอบ และคอมพิวเตอร์
- 8 วัดอุณหภูมิที่จานเบรก แล้วทำการเบรก
- 9 เมื่อทำการทดสอบเสร็จเรียบร้อยแล้ว ให้ปิดสวิทซ์ OFF ที่เครื่องทดสอบ

### ข้อควรระวังในการใช้งาน

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

### การบำรุงรักษา

- 1 ทำความสะอาดและชโลมน้ำมันบางๆ ที่ส่วนต่างๆ ของเครื่องทดสอบเพื่อป้องกันสนิม
- 2 ทำความสะอาดตัวเครื่องด้วยผ้าสะอาดทุกครั้งหลังใช้งานเสร็จเพื่อป้องกันฝุ่นละออง

ประวัติผู้วิจัย



### หัวหน้าโครงการ

1. ชื่อ-นามสกุล (ภาษาไทย) ผศ.ภุภุมิ พวงเจริญชัย  
(ภาษาอังกฤษ) Asst.Prof.Phupoom Puangcharoenchai
2. หมายเลขบัตรประจำตัวประชาชน 3 7706 00130 75 2
3. ตำแหน่งบริหาร/วิชาการที่เป็นปัจจุบัน  
ตำแหน่งบริหาร - ตำแหน่งวิชาการ อาจารย์  
เงินเดือน 27,000.- เวลาการทำงานวิจัย 20ชม./สัปดาห์
4. หน่วยงานและสถานที่ที่ติดต่อได้สะดวก พร้อมหมายเลขโทรศัพท์ โทรสาร และ e-mail  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์  
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร  
1381 ถ.ประชาราษฎร์ 1 แขวงวงศ์สว่าง เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800  
โทรศัพท์: 02-9132424 ต่อ 4138  
โทรสาร: 02-9132424 ต่อ 4138  
E-mail : phupoom.p@mutp.ac.th.com

### 5. ประวัติการศึกษา

ระดับปริญญา	อักษรย่อปริญญา	วิชาเอก	สถานศึกษา	ปีที่สำเร็จ	ประเทศ
ปริญญาโท	วศ.ม.	วิศวกรรมเครื่องกล	มหาวิทยาลัย เทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ	2542	ไทย
ปริญญาตรี	วศ.บ.	วิศวกรรมเครื่องกล	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี	2538	ไทย

### 6. สาขาวิชาการที่มีความชำนาญเป็นพิเศษ ระบุสาขาวิชาการ (ซึ่งอาจแตกต่างจากวุฒิการศึกษา)

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

### 7. ประสบการณ์ที่เกี่ยวข้องกับการบริหารงานวิจัยทั้งภายในและภายนอกประเทศ โดยระบุสถานภาพในการทำวิจัยว่าเป็นผู้อำนวยการวิจัย หัวหน้าโครงการวิจัยหรือผู้ร่วมวิจัยในแต่ละข้อเสนอการวิจัย

7.1 ผู้อำนวยการวิจัย : -

7.2 หัวหน้าโครงการวิจัย :

- การออกแบบหัวฉีดไอน้ำลดความดัน
- การจำลองการถ่ายโอนความร้อนในขดท่อทำความเย็นโดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์
- การนำน้ำคอนเดนเตสกลับมาใช้ระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ในระบบปรับอากาศ
- การศึกษาพฤติกรรมค่าการนำความร้อนแบบไม่เชิงเส้นของวัสดุความเสียดทาน

## 7.3 งานวิจัยที่ทำเสร็จแล้ว :

ลำดับ	ผลงานวิจัย	ปีที่พิมพ์	การเผยแพร่	แหล่งทุน	ตำแหน่ง
1	การออกแบบหัวฉีดไอน้ำลดความดัน	พ.ศ.2548	การประชุมวิชาการ เครือข่ายพลังงานแห่ง ประเทศไทย ครั้งที่1	ม. เทคโนโลยีราชมงคล พระนคร	หัวหน้า โครงการ
2	การจำลองการถ่ายโอนความร้อนในชุด ท่อทำความเย็นโดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิ เมนต์	พ.ศ.2548	การประชุมวิชาการ เครือข่าย วิศวกรรมเครื่องกลแห่ง ประเทศไทย ครั้งที่19	ม. เทคโนโลยีราชมงคล พระนคร	หัวหน้า โครงการ
3	การนำน้ำคอนเดนเสดมาใช้ระบายความ ร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ในระบบ ปรับอากาศ		รอกการเผยแพร่	ม. เทคโนโลยีราชมงคล พระนคร	หัวหน้า โครงการ
4	การศึกษาพฤติกรรมค่าการนำความร้อน แบบไม่เชิงเส้นของวัสดุความเสียดทาน	พ.ศ.2558	วารสารวิจัยและพัฒนา มจร. ปีที่ 38 ฉบับที่ 3 กรกฎาคม - กันยายน 2558	ม. เทคโนโลยีราชมงคล พระนคร	หัวหน้า โครงการ
5	การศึกษาพฤติกรรมการถ่ายโอนความ ร้อน และการสันสเทือนของงานเบรก แบบตรง/แบบกลับที่ส่งผลกระทบต่อ ความสามารถการเบรก		รอกการเผยแพร่	ม. เทคโนโลยีราชมงคล พระนคร	หัวหน้า โครงการ

## 7.4 งานวิจัยที่กำลังทำ :-



**ผู้ร่วมวิจัย**

1. ชื่อ – นามสกุล(ภาษาไทย) ผศ.กฤษฎศ สุวันทโรจน์  
(ภาษาอังกฤษ) Asst.Prof.Kullayot Suwantaroj
2. หมายเลขประจำตัวประชาชน 3 8101 00152 36 5
3. ตำแหน่งปัจจุบัน อาจารย์ระดับ 7
4. หน่วยงานและสถานที่ที่ติดต่อได้สะดวก พร้อมหมายเลขโทรศัพท์ โทรสาร และ e-mail  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์  
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร  
1381 ถ10800 งชื่อ เขตบางซื่อ กรุงเทพฯพิบูลสงคราม แขวงบา.  
โทรศัพท์: 02-9132424 ต่อ 4138  
โทรสาร: 02-9132424 ต่อ 4138  
E- mail : kullayot.l@rmutp.ac.th

## 5. ประวัติการศึกษา

ระดับปริญญา	อักษรย่อปริญญา	วิชาเอก	สถานศึกษา	ปีที่สำเร็จ	ประเทศ
ปริญญาโท	วศม..	วิศวกรรมเครื่องกล	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ	2546	ไทย
ปริญญาตรี	วศบ..	วิศวกรรมเครื่องกล (เกียรตินิยมอันดับ 2)	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ	2541	ไทย

## 6. สาขาวิชาการที่มีความชำนาญพิเศษ (แตกต่างจากวุฒิการศึกษา) ระบุสาขาวิชาการ

การเผาไหม้ขยะชุมชน  
การอนุรักษ์พลังงานในโรงงานและอาคาร  
การผลิตไบโอดีเซลชุมชน  
สิ่งประดิษฐ์ทางการเกษตร

## 7. ประสบการณ์ที่เกี่ยวข้องกับการบริหารงานวิจัยทั้งภายในและภายนอกประเทศ โดยระบุสถานภาพในการทำการวิจัยว่าเป็นผู้อำนวยการแผนงานวิจัย หัวหน้าโครงการวิจัย หรือผู้ร่วมวิจัยในแต่ละข้อเสนอการวิจัย

7.1 ผู้อำนวยการแผนงานวิจัย : -

7.2 หัวหน้าโครงการวิจัย :

- การออกแบบงานเบรกเชิงการสะสมความร้อนเพื่อความปลอดภัย
- การศึกษาลักษณะทางกายภาพของงานเบรกรถจักรยานยนต์ที่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพการเบรก
- การศึกษากลไกยกฝากระโปรงรถยนต์ต้นแบบเพื่อลดการบาดเจ็บคนเดินเท้าจากอุบัติเหตุ

## 7.3 งานวิจัยที่ทำเสร็จแล้ว :

ลำดับ	ผลงานวิจัย	ปีที่พิมพ์	การเผยแพร่	แหล่งทุน	ตำแหน่ง
1	ตู้อบพลังงานแสงอาทิตย์แบบผสมผสาน	พ.ศ.2549	การประชุมวิชาการ เครือข่ายวิศวกรรม เครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 2	ม. เทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้วิจัย
2	เครื่องสับต้นข้าวโพด	พ.ศ.2551	การประชุมวิชาการ มหาวิทยาลัยรังสิต	ม. เทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้วิจัย
3	เครื่องอัดก้อนเชื้อเห็ด		รอกการเผยแพร่	สกว	ผู้ร่วมวิจัย
4	เครื่องทดสอบพฤติกรรมวัสดุความเสียดทาน	พ.ศ.2555	วารสารวิชาการพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ปีที่ 22 ฉบับที่ 2	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้ร่วมวิจัย
5	การศึกษาปัจจัยของโครงสร้างกันแรงกระแทกของรถยนต์ที่ส่งผลต่อการดูดซับพลังงาน	พ.ศ.2556	วารสารวิจัย มข. ปีที่ 18 ฉบับที่ 3 ประจำเดือนพฤษภาคม - มิถุนายน 2556	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้ร่วมวิจัย
6	การออกแบบงานเบรกเชิงการสะสมความร้อนเพื่อความปลอดภัย	2013	Songklanakarin 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
8	การศึกษาพฤติกรรมการถ่ายโอนความร้อน และการสันสีเทือนของงานเบรกแบบตรง/แบบกลับที่ส่งผลกระทบต่อความสามารถการเบรก		รอกการเผยแพร่	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้ร่วมวิจัย
9	การศึกษากลไกการบิดงอของโครงรถยนต์ต้นแบบเพื่อลดการบาดเจ็บคนเดินเท้าจากอุบัติเหตุ		รอกการเผยแพร่	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: supachai.l@mutp.ac.th

## 5. ประวัติการศึกษา

ระดับปริญญา	อักษรย่อปริญญา	วิชาเอก	สถานศึกษา	ปีที่สำเร็จ	ประเทศ
ปริญญาโท	M.Sc.	Automotive Engineering	The Sirindhorn International Thai-German Graduate School of Engineering (TGGS) มหาวิทยาลัย เทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ	2552	ไทย
ปริญญาตรี	วศ.บ.	วิศวกรรมเครื่องกล (เกียรตินิยมอันดับ 2)	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	ผลกระทบและประสิทธิภาพผ้าเบรกเชิงเสถียรบน และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน	พ.ศ.2552	Industry Subcontracting Exhibition of Thailand 2009	บริษัท คอมแพ็ค อินเทอร์เน็ตเนชั่นแนล จำกัดและ (1994) Industrial Technology Assistance Program (iTAP)	นักวิจัย
2	Investigation of Brake Noise Parameters Using Single Dynamometer	Apr.2009	The 5 <sup>th</sup> International Conference on Automotive Engineering ICAE-5	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ	นักวิจัย/ ผู้นำ เสนอ
3	Econo Power Car	Jun.2010	The 2 <sup>nd</sup> RMUTP International Conference : Green Technology and Productivity	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	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	โครงการศึกษาเครื่องยนต์แก๊สโซลีนและดีเซลขนาดเล็ก 1 สูบ เพื่อจัดทำร่างกฎกระทรวงเฉพาะด้านประสิทธิภาพพลังงาน ตาม พ.ร.บ.การส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน พ.ศ.2550	พ.ศ.2555	RMUTP Research Journal, Vol.6, No.2,	กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน กระทรวงพลังงาน	ผู้ร่วม วิจัย
7	Design and Development of Bus structure for single and double deck		รอเผยแพร่	กรมขนส่งทางบก	ผู้ช่วย นักวิจัย
8	เครื่องทดสอบพฤติกรรมวัสดุความเสียดทาน	พ.ศ.2555	วารสารวิชาการพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ปีที่ 22 ฉบับที่ 2	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	หัวหน้า โครงการ
9	การทดสอบการอัดตัวของวัสดุผสมภายใต้สภาวะอุณหภูมิต่างๆ	พ.ศ.2556	KKU Research Journal Vol.18, No.2	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	ผู้ร่วม วิจัย
10	การออกแบบงานเบรกเชิงการสะสม	2013	Songklanakarin J. Sci.	มหาวิทยาลัย	ผู้ร่วม

	ความร้อนเพื่อความปลอดภัย		Technol. (6) 35, -671 681, Nov. - Dec. 2013	เทคโนโลยีราชมงคล พระนคร	วิจัย
11	การศึกษาปัจจัยของโครงสร้างกันแรง กระแทกของรถยนต์ที่ส่งผลต่อการดูด ซับพลังงาน	พ.ศ.2556	วารสารวิจัย มช. ปีที่ 18 ฉบับที่ 3 ประจำเดือน พฤษภาคม - มิถุนายน 2556	มหาวิทยาลัย เทคโนโลยีราชมงคล พระนคร	ผู้ร่วม วิจัย
12	การศึกษาลักษณะทางกายภาพของงาน เบรกรถจักรยานยนต์ที่มีผลกระทบต่อ ประสิทธิภาพการเบรก	พ.ศ.2556	วารสารวิชาการพระจอม เกล้าพระนครเหนือ ปีที่ 23 ฉบับที่ 2 พ.ค.- ส.ค. 2556	มหาวิทยาลัย เทคโนโลยีราชมงคล พระนคร	ผู้ร่วม วิจัย
13	การศึกษาความเป็นไปได้ในการผลิต โครงสร้างกันแรงกระแทกของรถยนต์ จากกากผักตบชวา	พ.ศ.2557	วารสารวิจัย มทร.ตะวันออก ปีที่ 2 ฉบับที่ 7 ธันวาคม - กรกฎาคม 2557	มหาวิทยาลัย เทคโนโลยีราชมงคล พระนคร	ผู้ร่วม วิจัย
14	การศึกษาปัจจัยการออกแบบท่อพักไอ เสียเพื่อลดเสียงรบกวนและรักษา สมรรถนะของเครื่องยนต์	พ.ศ.2557	วารสารวิจัย มทร.อีสาน ปี ที่ 8 ฉบับที่ 3 กันยายน - 2557 ธันวาคม	มหาวิทยาลัย เทคโนโลยีราชมงคล พระนคร	หัวหน้า โครงการ
15	การศึกษาพฤติกรรมค่าการนำความร้อน แบบไม่เชิงเส้นของวัสดุความเสียดทาน	พ.ศ.2558	วารสารวิจัยและพัฒนา มจร. ปีที่ 38 ฉบับที่ 3 กรกฎาคม - กันยายน 2558	ม. เทคโนโลยีราชมงคล พระนคร	ผู้ร่วม วิจัย
16	การศึกษาเทคโนโลยีที่เหมาะสมกับการ ลดมลพิษและอัตราการสิ้นเปลือง เชื้อเพลิงของหัวรถจักรเพื่อความคุ้มค่า ต่อการลงทุน	พ.ศ.2559	วารสารวิจัย มทร.ตะวันออก ปีที่ 9 ฉบับที่ 1 มกราคม มิถุนายน - 2559	ม. เทคโนโลยีราชมงคล พระนคร ประจำปีงบประมาณ 2558	ผู้ร่วม วิจัย
17	การศึกษาพฤติกรรมการถ่ายโอนความร้อน และการสั่นสะเทือนของงานเบรก แบบตรง/แบบกลับที่ส่งผลกระทบต่อ ความสามารถการเบรก		รอกการเผยแพร่	ม. เทคโนโลยีราชมงคล พระนคร	ผู้ร่วม วิจัย

#### 7.4 งานวิจัยที่กำลังทำ : -