

ผลของรูปร่างการผ่าร่องและการปาดข้างของผ้าเบรกต่อเสียงเบรกสควอล



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาปิโตรเคมีและวิทยาศาสตร์พอลิเมอร์ สาขาวิชาปิโตรเคมีและวิทยาศาสตร์พอลิเมอร์

คณะวิทยาศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2561

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

EFFECTS OF SLOT AND CHAMFER SHAPE OF BRAKE PAD ON BRAKE SQUEAL



A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of Master of Science in Petrochemistry and Polymer Science
Field of Study of Petrochemistry and Polymer Science

Faculty of Science

Chulalongkorn University

Academic Year 2018

Copyright of Chulalongkorn University

หัวข้อวิทยานิพนธ์	ผลของรูปร่างการผ่าร่องและการปาดข้างของผ้าเบรกต่อเสียงเบรกสเคเวล
โดย	น.ส.สิรภัทร เยี่ยมดี
สาขาวิชา	ปิโตรเคมีและวิทยาศาสตร์พอลิเมอร์
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก	รองศาสตราจารย์ ดร.ธิตี บวรรัตนารักษ์
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม	รองศาสตราจารย์ ดร.ชนันต์ รัตนสุมาวงศ์

คณะวิทยาศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้หัวข้อวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรมหาบัณฑิต

..... คณะบดีคณะวิทยาศาสตร์
(ศาสตราจารย์ ดร.พลกฤษณ์ แสงวณิช)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธานกรรมการ
(รองศาสตราจารย์ ดร.ประเสริฐ เรียบร้อยเจริญ)

..... อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก
(รองศาสตราจารย์ ดร.ธิตี บวรรัตนารักษ์)

..... อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม
(รองศาสตราจารย์ ดร.ชนันต์ รัตนสุมาวงศ์)

..... กรรมการ
(รองศาสตราจารย์ ดร.ต้นพงศ์ แก้วคงคา)

..... กรรมการภายนอกมหาวิทยาลัย
(รองศาสตราจารย์ ดร.ไชยยันต์ ไชยยะ)

6072189523 : MAJOR PETROCHEMISTRY AND POLYMER SCIENCE

KEYWORD: Slot Chamfer Brakepad shape FEM

Sirapath Yeamdee : EFFECTS OF SLOT AND CHAMFER SHAPE OF BRAKE PAD ON BRAKE SQUEAL. Advisor: Assoc. Prof. Thiti Bovornratanaraks Co-advisor: Assoc. Prof. CHANAT RATANASUMAWONG

Brake squeal has been worrying problem for car makers and brake manufacturers. Brake pad shape has one of important role in brake squeal reduction. The objective of this research is to study effects of slot and chamfer shape of brake pad on brake squeal through Mode Coupling mechanism in frequency range of 2,000 – 11,000 Hz. The predicted natural frequencies and mode shape of brake pad and rotor model calculated by the FEM are compared with impact hammer testing to validate model. Mode Coupling mechanism between brake pad and rotor is analyzed to predict brake squeal. The results show that brake pad and rotor have chances to occur brake squeal in frequency range of 2,800 – 3,000 Hz and 8,100 – 8,300 Hz. For avoiding mode coupling, brake pads were modified by slotting and chamfering. The present result found that the modified shape N3 SC+N3 and RC+N3 cause the natural frequencies to furthest decrease, they affect to reduce brake squeal in frequency range of 2,800 – 3,000 Hz. In frequency range of 8,100 – 8,300 Hz, there are no modified pad that can reduce brake squeal occurrence. To get reliable, the predicted results must be verified through braking performance test with dynamometer to ensure the accuracy results. The verified results show that the brake squeal prediction from FE results agree with results from dynamometer test in Commercial shape.

Field of Study: Petrochemistry and
Polymer Science

Student's Signature

Academic Year: 2018

Advisor's Signature

Co-advisor's Signature

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบพระคุณ รองศาสตราจารย์ ดร.ธิตี บวรรัตนรักษ์ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก รองศาสตราจารย์ ดร.ชนัดต์ รัตนสุมาวงศ์ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม และคณาจารย์ทุกท่าน ที่กรุณาให้คำปรึกษา คำแนะนำและความรู้ต่างๆ จนทำให้งานวิจัยสำเร็จลุล่วงด้วยดี

กราบขอบพระคุณ รองศาสตราจารย์ ดร.ประเสริฐ เรียบร้อยเจริญ ประธานกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ รองศาสตราจารย์ ดร.ต้นพงศ์ แก้วคงคา และ รองศาสตราจารย์ ดร.ไชยยันต์ ไชยยะ กรรมการสอบวิทยานิพนธ์ ที่กรุณารับเชิญเป็นกรรมการสอบ ตลอดจนให้คำแนะนำ และความคิดเห็นที่เป็นประโยชน์ต่อการทำวิทยานิพนธ์

กราบขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จักร จันทลักษณ์ เป็นอย่างสูง ที่คอยให้คำปรึกษา และให้ความรู้ในด้านวิชาการและการวิจัยเป็นอย่างดีจนงานวิจัยสำเร็จลุล่วง

กราบขอบพระคุณ ดร.บรรพต หอบั่นลือกิจ เป็นอย่างสูง ที่คอยแนะแนวทางการทำงานวิจัย ตั้งแต่การจัดการงานวิจัย การวางแผนงานวิจัย ตลอดจนแนวคิดในการทำงานต่างๆ จนทำให้งานวิจัยสำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

ขอขอบพระคุณ พี่มิชชัย ศรีวิบูลย์ ผู้อำนวยการสายงานด้านเทคนิค พี่ณัฐภูมิ แซ่ฉิน ผู้ช่วยผู้จัดการฝ่ายประกันคุณภาพ และพี่กฤษณา แก้วลพ ผู้จัดการฝ่ายพัฒนาวัสดุผ้าเบรก บริษัท คอมแพ็ค อินเทอร์เน็ตเนชั่นแนล(1994) จำกัด ที่ให้คำแนะนำ และให้การสนับสนุนในการใช้ทรัพยากรและเครื่องทดสอบตลอดการทำงานวิจัย จนงานวิจัยสำเร็จลุล่วงด้วยดี

ขอขอบคุณ พี่ๆ และเจ้าหน้าที่ของบริษัท คอมแพ็ค อินเทอร์เน็ตเนชั่นแนล(1994) จำกัด ที่ได้ให้ความช่วยเหลือและกำลังใจจนงานวิจัยนี้ลุล่วงไปได้ด้วยดี

ขอขอบคุณ ทุนสนับสนุนการศึกษาและการวิจัยจากโครงการ "ยกระดับความสามารถของอุตสาหกรรมขนาดกลางด้านงานวิจัย พัฒนา และอุตสาหกรรม (Research Development and Industrialization capability of Medium enterprise) ภายใต้บันทึกข้อตกลงความร่วมมือโครงการยกระดับความสามารถในการแข่งขันของภาคอุตสาหกรรมด้านวิทยาศาสตร์ เทคโนโลยีและนวัตกรรม" จากสำนักงานคณะกรรมการนโยบายวิทยาศาสตร์ เทคโนโลยีและนวัตกรรมแห่งชาติ (สวทน)

สุดท้ายขอขอบพระคุณบิดา-มารดาและทุกคนในครอบครัวเป็นอย่างมากที่คอยให้กำลังใจ และการสนับสนุนในทุกๆอย่างเป็นอย่างดีเสมอจนสำเร็จการศึกษา

สิริภัทร เยี่ยมดี

สารบัญ

	หน้า
.....	ค
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ค
.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ง
กิตติกรรมประกาศ	จ
สารบัญ.....	ฉ
สารบัญตาราง.....	ญ
สารบัญรูปภาพ.....	ฎ
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์.....	5
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย	5
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	5
บทที่ 2 ปรีทศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	6
2.1 ระบบดิสก์เบรก	6
2.1.1 จานเบรก (Rotor).....	8
2.1.2 ผ้าเบรก (Brake Pad)	9
2.1.3 คาลิปเปอร์ (Caliper)	9
2.2 ทฤษฎีพื้นฐานของเบรก.....	10
2.3 ประเภทและสาเหตุของเสียงเบรก.....	11
2.3.1 Groan noise	11

2.3.2 Moan noise.....	11
2.3.3 Judder noise.....	12
2.3.4 Squeal noise.....	12
2.4 กลไกการเกิดเสียงเบรกสแควล.....	12
2.4.1 Stick-Slip.....	13
2.4.2 Sprag-Slip.....	13
2.4.3 Mode Coupling.....	14
2.4.4 Hammering.....	14
2.5 ปัจจัยในการลดเสียงเบรกสแควล.....	15
2.6 ความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่น.....	17
2.7 สมบัติทางกลของวัสดุ.....	17
2.7.1 ความเครียดเชิงเส้น.....	18
2.7.2 ความเครียดเฉือน.....	19
2.7.3 ค่าโมดูลัสของยัง (Young' Modulus, E).....	20
2.7.4 ค่าโมดูลัสแรงเฉือน (Shear Modulus, G).....	21
2.8 สมบัติทางกลของวัสดุแรงเสียดทานผ้าเบรก.....	21
2.8.1 วัสดุแบบแอนไอโซโทรปิก (Anisotropic material).....	22
2.8.2 วัสดุแบบออร์ทอโทรปิก (Orthotropic material).....	22
2.9 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	23
บทที่ 3 วิธีการดำเนินงานวิจัย.....	29
3.1 เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการวิจัย.....	29
3.1.1 ผ้าเบรกตั้งต้นที่ยังไม่ผ่านการผ่าร่องและการปาดข้าง.....	29
3.1.2 งานเบรกที่เข้าคู่กับผ้าเบรกที่นำมาศึกษา.....	30

3.1.3 โปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับการออกแบบทางวิศวกรรมและการวิเคราะห์ความถี่ธรรมชาติด้วยระเบียบวิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์.....	30
3.1.4 เครื่องวัดค่าโมดูลัสของยังแบบอัลตราโซนิค (Ultrasonic Young's Modulus).....	31
3.1.5 ชุดบันทึกข้อมูลเสียงและความสั่นสะเทือนของยานยนต์.....	32
3.2 วิธีการดำเนินงานวิจัย.....	35
3.2.1 การสร้างแบบจำลองแผ่นเหล็ก วัสดุแรงเสียดทาน และงานเบรก.....	36
3.2.2 การกำหนดความสัมพันธ์ของวัสดุแรงเสียดทานและแผ่นเหล็ก (Mating).....	37
3.2.3 การกำหนดคุณสมบัติของชิ้นงาน (Define Material Properties).....	37
3.2.4 การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตของแบบจำลอง (Define Boundary Conditions).....	43
3.2.5 การสร้างกริดที่ใช้ในการคำนวณ (Meshing).....	43
3.2.6 การทำนายผลความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นด้วยโปรแกรม SolidWorks.....	45
3.2.7 การทดสอบแบบจำลองผ้าเบรกและงานเบรกด้วยวิธีการเคาะ (Impact Hammer Testing).....	46
3.2.8 การศึกษาการสั่นพ้องกันระหว่างผ้าเบรกตั้งต้นกับงานเบรก.....	50
3.2.9 การพัฒนาและดัดแปลงรูปร่างผ้าเบรกเพื่อลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเควล.....	51
3.2.10 การยืนยันผลการทำนายด้วยเครื่องไดนามิเตอร์.....	54
บทที่ 4 ผลการวิจัยและวิเคราะห์ผลการวิจัย.....	56
4.1 ผลการเปรียบเทียบการสั่นพ้องกันระหว่างผ้าเบรกตั้งต้นกับงานเบรก.....	56
4.2 ผลการดัดแปลงรูปร่างของผ้าเบรก เพื่อลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเควล.....	61
4.2.1 ผลการทำนายความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกผ้าร่องตรง.....	62
4.2.2 ผลการทำนายความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกผ้าร่องเฉียง.....	69
4.2.3 ผลการทำนายความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้าง.....	72
4.2.4 ผลการทำนายความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้างตรงรวมกับผ้าร่องตรง.....	76

4.2.5 ผลการทำนายความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้างตาม แนวรัศมีรวมกับผ่าร่องตรง	80
4.3 การยืนยันผลการทำนายด้วยเครื่องไดนาโมมิเตอร์	85
4.4 ผลการใช้โปรแกรมเพื่อลดต้นทุนในการทดสอบด้วยเครื่องไดนาโมมิเตอร์	87
บทที่ 5 สรุปและข้อเสนอแนะ	88
5.1 สรุปผลการวิจัย	88
5.1.1 การเปรียบเทียบการสั่นพ้องกันระหว่างผ้าเบรกตั้งต้นกับจานเบรก	88
5.1.2 การดัดแปลงรูปร่างของผ้าเบรก เพื่อลดโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสควอล	88
5.1.3 การยืนยันผลการทำนายด้วยเครื่องไดนาโมมิเตอร์.....	89
5.1.4 ผลการใช้โปรแกรม เพื่อลดต้นทุนในการทดสอบด้วยเครื่องไดนาโมมิเตอร์	89
5.2 ข้อเสนอแนะ.....	89
5.2.1 ข้อเสนอแนะสำหรับการใช้วิธีไฟไนเอลิเมนต์ในงานวิจัยนี้.....	89
5.2.2 ข้อเสนอแนะสำหรับการใช้งานวิจัยนี้.....	90
5.2.3 ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยในอนาคต.....	90
บรรณานุกรม.....	91
ภาคผนวก.....	93
ภาคผนวก ก	94
ภาคผนวก ข	97
ภาคผนวก ค	99
ภาคผนวก ง.....	107
ประวัติผู้เขียน.....	125

สารบัญตาราง

ตารางที่ 2.1 การแยกประเภทของเสียงเบรกตามช่วงความถี่พร้อมทั้งแหล่งกำเนิด	12
ตารางที่ 3.1 คุณสมบัติของแผ่นเหล็ก	38
ตารางที่ 3.2 ค่าคุณสมบัติเริ่มต้นของวัสดุแรงเสียดทาน	39
ตารางที่ 3.3 ค่าความถี่ธรรมชาติและค่าความเบี่ยงเบนจากการใช้ค่าเริ่มต้น	40
ตารางที่ 3.4 ค่าความถี่ธรรมชาติและค่าความเบี่ยงเบนจากการปรับจูนค่าความ ยืดหยุ่นโมดูลัสใน ทิศทาง X และ Y ($E_x = 9.00$ GPa, $E_y = 9.00$ GPa).....	41
ตารางที่ 3.5 ค่าความถี่ธรรมชาติและค่าความเบี่ยงเบนจากการปรับจูนค่าความ ยืดหยุ่นโมดูลัสใน ทิศทาง X และ Y ($E_x = 9.00$ GPa, $E_y = 9.00$ GPa, $G = 3.80$ GPa).....	41
ตารางที่ 3.6 ค่าคุณสมบัติของวัสดุแรงเสียดทาน	41
ตารางที่ 3.7 ค่าคุณสมบัติของวัสดุจานเบรก.....	42
ตารางที่ 3.8 ค่าความถี่ธรรมชาติและค่าความเบี่ยงเบนจากการปรับจูนค่าความ ยืดหยุ่นโมดูลัส ($E =$ 127 GPa).....	42
ตารางที่ 3.9 ปริมาณกริดและจำนวนโหนดของแบบจำลอง	44
ตารางที่ 3.10 ลักษณะการตัดแปลงรูปร่างของดิสเบรกในแต่ละแบบจำลอง	52
ตารางที่ 4.1 ผลความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกดั้งเดิม (Baseline)	57
ตารางที่ 4.2 ผลความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของจานเบรก	58
ตารางที่ 4.3 ผลการเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกกับจานเบรก.....	60
ตารางที่ 4.4 ผลความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกที่ผ่านการผ่าร่องตรง	64
ตารางที่ 4.5 ความถี่ธรรมชาติที่เปลี่ยนแปลงของผ้าเบรกที่ผ่านการผ่าร่องตรงเทียบกับผ้าเบรกตั้งต้น (Baseline)	64
ตารางที่ 4.6 ผลการทวนสอบแบบจำลอง 4 โหมดแรกของผ้าเบรกรูปร่าง N1 N2 และ N3	65
ตารางที่ 4.7 ผลความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกที่ผ่านการผ่าร่องเฉียง	69

ตารางที่ 4.8 ความถี่ธรรมชาติที่เปลี่ยนแปลงของผ้าเบรกที่ผ่านการผ่าร่องเฉียงเทียบกับผ้าเบรกตั้งต้น (Baseline) 70

ตารางที่ 4.9 ผลความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้าง..... 73

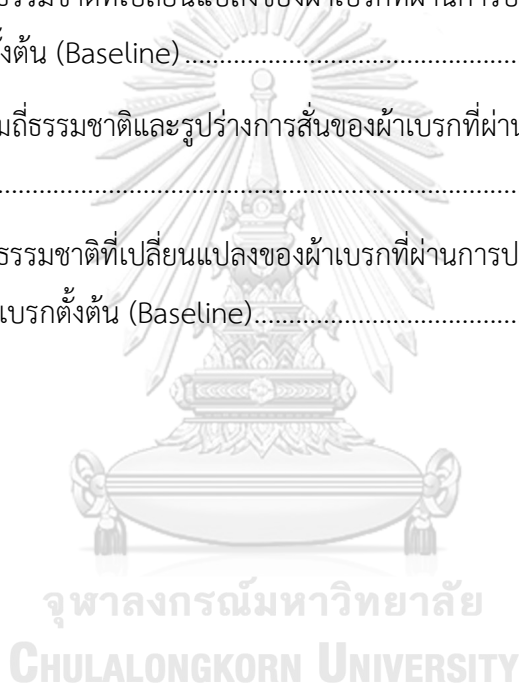
ตารางที่ 4.10 ความถี่ธรรมชาติที่เปลี่ยนแปลงของผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้างเทียบกับผ้าเบรกตั้งต้น (Baseline) 74

ตารางที่ 4.11 ผลความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้างตรงรวมกับการผ่าร่องตรง..... 77

ตารางที่ 4.12 ความถี่ธรรมชาติที่เปลี่ยนแปลงของผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้างตรงรวมกับการผ่าร่องตรงเทียบกับผ้าเบรกตั้งต้น (Baseline) 77

ตารางที่ 4.13 ผลความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้างตามแนวรัศมีรวมกับการผ่าร่องตรง 81

ตารางที่ 4.14 ความถี่ธรรมชาติที่เปลี่ยนแปลงของผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้างตามแนวรัศมีรวมกับการผ่าร่องตรงเทียบกับผ้าเบรกตั้งต้น (Baseline)..... 81



สารบัญรูปภาพ

รูปที่ 1.1	ข้อกำหนดเรื่องระดับเสียงของรถยนต์ของ EU.....	1
รูปที่ 1.2	แนวโน้มการขยายตัวของรถยนต์ไฟฟ้าทั่วโลก.....	2
รูปที่ 1.3	ช่วงความถี่เสียงเบรกสแควลที่เกิดจากส่วนประกอบต่างๆ [4].....	3
รูปที่ 1.4	ปัจจัยที่ส่งผลต่อการลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสแควล ของ Nouby M. [6].....	3
รูปที่ 2.1	ระบบดิสก์เบรกรถยนต์ [5]	6
รูปที่ 2.2	การทำงานของระบบดิสก์เบรก [7]	8
รูปที่ 2.3	จานเบรก [9].....	8
รูปที่ 2.4	ตัวอย่างผ้าเบรกยี่ห้อ BOSCH [10].....	9
รูปที่ 2.5	ตัวอย่างคาลิปเปอร์ [11].....	10
รูปที่ 2.6	ประเภทของเสียงที่เกิดขึ้นจากการเบรก โดยแบ่งตามช่วงความถี่ [8].....	11
รูปที่ 2.7 (ก)	ลักษณะของระบบที่เกิดขึ้นตามกลไก Stick-Slip [8] (ข) กราฟระหว่างค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานกับความเร็วของการหมุนจานเบรก [12].....	13
รูปที่ 2.8 (ก)	ลักษณะของระบบที่เกิดขึ้นตามกลไก Sprag-Slip (ข) ลักษณะของระบบเบรกที่เกิดขึ้นตามกลไก Sprag-Slip [5]	14
รูปที่ 2.9	ลักษณะการเกิดปรากฏการณ์ Mode Coupling [12]	14
รูปที่ 2.10	ปัจจัยที่ส่งผลต่อการลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสแควล [6]	15
รูปที่ 2.11	แสดงลักษณะการผ่าร่องและการปาดข้าง [13]	16
รูปที่ 2.12 (ก)	เชือกที่ถูกแรงกระทำจากการเคาะของค้อน (ข) รูปร่างการสั่น (Mode shape) ของเชือกที่ค่าความถี่ค่าหนึ่ง [15].....	17
รูปที่ 2.13	ลักษณะของวัสดุที่เกิดความเครียด	18
รูปที่ 2.14	วัสดุที่เกิดความเครียดในทิศทางแกน x y และ z.....	19
รูปที่ 2.15	วัสดุที่มีความเครียดเฉือน.....	20
รูปที่ 2.16 (ก)	แผ่นเหล็กดรัมเบรก (ข) แผ่นเหล็กที่มีการเพิ่มค่าความแข็งแกร่ง [18].....	23

รูปที่ 2.17 (ก) ผ้าเบรกตั้งต้น (ข) ผ้าร่องตรงกลาง (Center Slot) (ค) ผ้าร่องเฉียง (Diagonal Slot) ลักษณะรูปร่างการผ่าร่องที่ศึกษาโดย Nouby [6]	24
รูปที่ 2.18 ลักษณะการปาดข้างที่ศึกษาโดย Nouby [6]	24
รูปที่ 2.19 รูปร่างลักษณะการผ่าร่องและปาดข้างที่ศึกษาโดย Nouby [19].....	25
รูปที่ 2.20 รูปร่างลักษณะการผ่าร่องและการปาดข้างที่ศึกษาโดย Lui และคณะ [20].....	26
รูปที่ 2.21 BPM 5 ผ้าเบรกที่ถูกผ่าร่องตรงกลางขนาด 3 มม. และปาดข้างตรงเป็นมุม 55 องศา กับผิวหน้าผ้าเบรก ของ Chun Lin [4]	27
รูปที่ 2.22 (ก) BPM 9 ผ้าเบรกที่ถูกผ่าร่อง 2 ร่องขนาด 3 มม. เอียงเข้าหากันทำมุม 70 องศา มีระยะห่างจากแนวกลางผ้าเบรก 30 มม. (ข) BPM 11 ผ้าเบรกที่ถูกผ่าร่อง 2 ร่องขนาด 3 มม. เอียงเข้าหากันทำมุม 70 องศา มีระยะห่างจากแนวกลางผ้าเบรก 35 มม. (ค) BPM 12 ผ้าเบรกที่ถูกผ่าร่อง 2 ร่องขนาด 4 มม. เอียงเข้าหากันทำมุม 70 องศา มีระยะห่างจากแนวกลางผ้าเบรก 30 มม. ของ Chun Lin [4].....	27
รูปที่ 3.1 ผ้าเบรกตั้งต้นที่ยังไม่ผ่านการผ่าร่องและปาดข้างของรถจาก บริษัท คอมแพ็ค อินเตอร์เนชั่นแนล(1994) จำกัด	30
รูปที่ 3.2 งานเบรกของบริษัท คอมแพ็ค อินเตอร์เนชั่นแนล(1994) จำกัด	30
รูปที่ 3.3 ตัวอย่างการทำนายผลความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรก ด้วยโปรแกรม SolidWorks.....	31
รูปที่ 3.4 เครื่องวัดค่าโมดูลัสของยังก์แบบอัลตราโซนิก รุ่น iETEK ของบริษัท Industrial Measurement Systems Inc.	31
รูปที่ 3.5 เครื่องบันทึกข้อมูลเสียงและการสั่นสะเทือนของบริษัท LINK ENGINEERING.....	32
รูปที่ 3.6 เครื่องวัดอัตราเร่งการสั่นสะเทือน Type 4393 ของบริษัท Bruel & Kjaer.....	32
รูปที่ 3.7 สเตรนเกจไหลดเซลล์โมเดล 1515-106-03A ของบริษัท PCB PIEZOTRONICS.....	33
รูปที่ 3.8 ตัวแปลงสัญญาณ Type 2647B บริษัท Bruel & Kjaer.....	33
รูปที่ 3.9 ค้อนสำหรับเคาะชิ้นงานของ บริษัท คอมแพ็ค อินเตอร์เนชั่นแนล(1994) จำกัด.....	34
รูปที่ 3.10 แบบจำลองแผ่นเหล็กของผ้าเบรก	36
รูปที่ 3.11 แบบจำลองวัสดุแรงเสียดทานผ้าเบรก	37

รูปที่ 3.12 แบบจำลองงานเบรก	37
รูปที่ 3.13 พิกัดอ้างอิงถึงทิศทางการวัดของผ้าเบรก [16].....	39
รูปที่ 3.14 การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตแบบยึดติด บริเวณหมวงของงานเบรก.....	43
รูปที่ 3.15 การสร้างกริดของแบบจำลองดิสเบรกตั้งต้น	44
รูปที่ 3.16 ผลลัพธ์รูปร่างการสั่นของดิสเบรกตั้งต้นโปรแกรม SolidWorks	45
รูปที่ 3.17 ผลลัพธ์รูปร่างการสั่นของดิสเบรกตั้งต้นโปรแกรม SolidWorks	46
รูปที่ 3.18 การติดตั้งชุดบันทึกข้อมูลเสียงและความสั่นสะเทือนของยานยนต์	46
รูปที่ 3.19 ตำแหน่งในการติดตั้งตัววัดอัตราเร่งการสั่นและตำแหน่งในการเคาะของดิสเบรกที่มีรูปร่างการสั่นในลักษณะ 1 st Bending Mode, 2 nd Bending Mode และ 3 rd Bending Mode	48
รูปที่ 3.20 ตำแหน่งในการติดตั้งตัววัดอัตราเร่งการสั่นและตำแหน่งในการเคาะ ของดิสเบรกที่มีรูปร่างการสั่นในลักษณะ 1 st Torsion Mode	48
รูปที่ 3.21 ตำแหน่งในการติดตั้งตัววัดอัตราเร่งการสั่น และตำแหน่งในการเคาะของงานเบรก.....	49
รูปที่ 3.22 การแสดงผลข้อมูลความถี่ธรรมชาติที่วัดได้จากเครื่องเคาะบันทึกข้อมูลเสียงและการสั่นสะเทือน.....	50
รูปที่ 3.23 แนวเส้นขอบการสั่นของผ้าเบรกและงานเบรก.....	51
รูปที่ 3.24 กราฟการซ้อนทับกันของการสั่นระหว่างดิสเบรกกับงานเบรก	51
รูปที่ 3.25 เครื่องไดนามิเตอร์ของบริษัท คอมแพ็ค อินเตอร์เนชันแนล(1994) จำกัด	55
รูปที่ 4.1 ค่าความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกที่ลดลง เมื่อความหนาของผ้าเบรกลดลงกรณีที่ 3	61
รูปที่ 4.2 การดัดแปลงรูปร่างผ้าเบรกในกลุ่มที่ 1 คือ ผ้าร่องตรง ซึ่งมี 3 รูปแบบ (ก) ผ้าร่องตรง 1 ร่อง – N1 (ข) ผ้าร่องตรง 2 ร่อง – N2 (ค) ผ้าร่องตรง 3 ร่อง – N3	62
รูปที่ 4.3 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกกลุ่มผ้าร่องตรงใน โหมด 1 st torsion กับ งานเบรกโหมด 3ND (กรณีที่ 1)	66
รูปที่ 4.4 ค่าความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกที่ลดลง เมื่อความหนาของผ้าเบรกลดลงกรณีที่ 1	66
รูปที่ 4.5 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกกลุ่มผ้าร่องตรงใน โหมด 3 rd torsion กับ งานเบรกโหมด 6ND (กรณีที่ 3)	68

รูปที่ 4.6 การดัดแปลงรูปร่างผ้าเบรคในกลุ่มที่ 2 คือ ผ้าร่องเฉียง ซึ่งมี 4 รูปแบบ (ก) ผ้าร่องเฉียงทำมุม 40 องศากับแนวราบ – D1 (ข) ผ้าร่องเฉียงทำมุม 45 องศากับแนวราบ – D2 (ค) ผ้าร่องเฉียงทำมุม 50 องศากับแนวราบ – D3 (ง) ผ้าร่องเฉียงทำมุม 50 องศา ตรงข้ามกับโมเดล D3 – D4.....	69
รูปที่ 4.7 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรคกลุ่มผ้าร่องเฉียงใน โหมด 1 st torsion กับ จานเบรคโหมด 3ND (กรณีที่ 1).....	71
รูปที่ 4.8 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรคกลุ่มผ้าร่องเฉียงใน โหมด 3 rd torsion กับ จานเบรคโหมด 6ND (กรณีที่ 3).....	72
รูปที่ 4.9 การดัดแปลงรูปร่างผ้าเบรคในกลุ่มที่ 3 คือ ปาดข้าง ซึ่งมี 2 รูปแบบ (ก) ปาดข้างตรง – SC (ข) ปาดข้างตามแนวรัศมี – RC.....	72
รูปที่ 4.10 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรคที่ผ่านการปาดข้างใน โหมด 1 st torsion กับ จานเบรคโหมด 3ND (กรณีที่ 1).....	75
รูปที่ 4.11 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรคที่ผ่านการปาดข้างใน โหมด 3 rd torsion กับ จานเบรคโหมด 6ND (กรณีที่ 3).....	75
รูปที่ 4.12 การดัดแปลงรูปร่างผ้าเบรคในกลุ่มที่ 4 คือ การปาดข้างตรงรวมกับการผ้าร่องตรง ซึ่งมี 3 รูปแบบ (ก) การปาดข้างรวมกับการผ้าร่องตรง 1 ร่อง – SC + N1 (ข) การปาดข้างรวมกับผ้าร่องตรง 2 ร่อง – SC + N2 (ค) การปาดข้างรวมกับผ้าร่องตรง 3 ร่อง – SC + N3.....	76
รูปที่ 4.13 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรคที่ผ่านการปาดข้างตรงรวมกับการผ้าร่องตรง ในโหมด 1 st torsion กับ จานเบรคโหมด 3ND (กรณีที่ 1).....	79
รูปที่ 4.14 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรคที่ผ่านการปาดข้างตรงรวมกับการผ้าร่องตรง ในโหมด 3 rd torsion กับ จานเบรคโหมด 6ND (กรณีที่ 3).....	79
รูปที่ 4.15 การดัดแปลงรูปร่างผ้าเบรคในกลุ่มที่ 5 คือ การปาดข้างตามแนวรัศมีรวมกับการผ้าร่องตรง ซึ่งมี 4 รูปแบบ (ก) การปาดข้างรวมกับการผ้าร่องตรง 1 ร่อง – RC + N1 (ข) การปาดข้างรวมกับผ้าร่องตรง 2 ร่อง – RC + N2 (ค) การปาดข้างรวมกับผ้าร่องตรงแบบ Y 2 ร่อง – Commercial (ง) การปาดข้างรวมกับผ้าร่องตรง 3 ร่อง – RC + N3.....	80
รูปที่ 4.16 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรคที่ผ่านการปาดข้างตามแนวรัศมีรวมกับการผ้าร่องตรงในโหมด 1 st torsion กับ จานเบรคโหมด 3ND (กรณีที่ 1)	83

รูปที่ 4.17 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกผ่านการปาดข้างตามแนวรัศมีรวมกับการผ่า
ร่องตรงในโหมด 3rd torsion กับ จานเบรกโหมด 6ND (กรณีที 3) 83

รูปที่ 4.18 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกที่ถูกดัดแปลงทั้ง 5 กลุ่มในโหมด 1st torsion
กับ จานเบรกโหมด 3ND (กรณีที 1) 84

รูปที่ 4.19 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกที่ถูกดัดแปลงทั้ง 5 กลุ่มในโหมด 3rd
torsion กับ จานเบรกโหมด 6ND (กรณีที 3) 85

รูปที่ 4.20 ผลการทดสอบประสิทธิภาพในด้านเสียงจากเครื่องไคนาโมมิเตอร์ของวัสดุแรงเสียดทาน
คอปเปอร์ดำ รูปร่าง Commercial ปี 2561..... 86

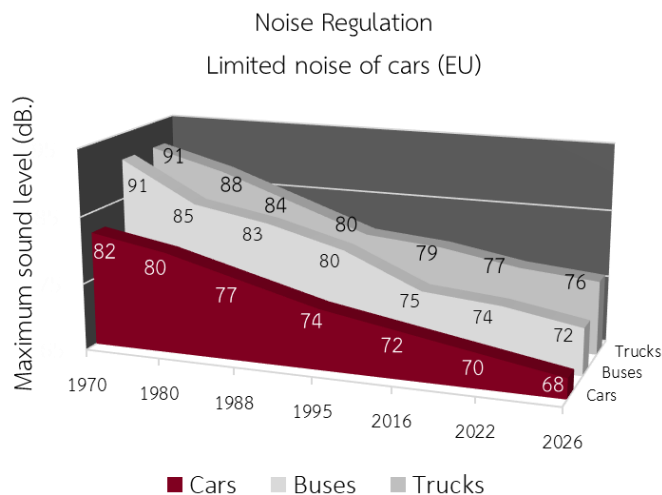


บทที่ 1

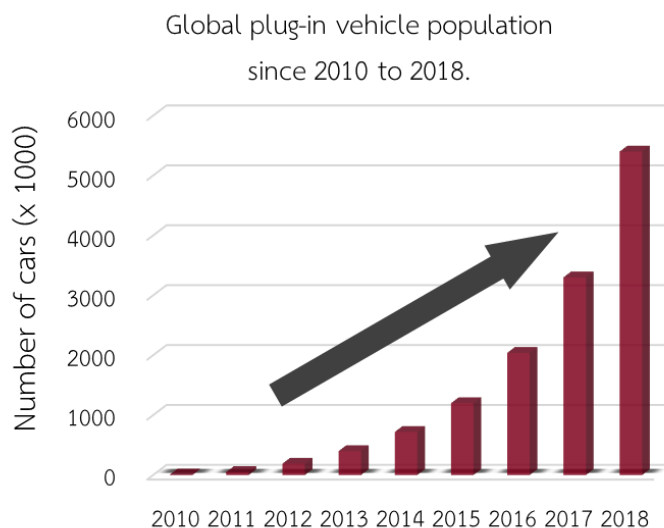
บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ

ในปัจจุบันทั้งผู้ผลิตรถยนต์และผู้ผลิตเบรกดieselถึงประสิทธิภาพของเบรกรถยนต์ในด้านของเสียงมากขึ้น เนื่องจากทางสหภาพยุโรป (European Union, EU) ได้มีข้อกำหนดให้ระดับเสียงของรถยนต์ลดลงจาก 82 เดซิเบล ในปี 1972 เหลือเพียง 68 เดซิเบล ในปี 2026 ดังรูปที่ 1.1 [1] จากข้อกำหนดดังกล่าวทำให้เสียงที่เกิดจากการเบรคจำเป็นต้องมีระดับเสียงที่ลดลงไปด้วย อีกทั้งในปัจจุบันแนวโน้มของรถยนต์ไฟฟ้าขยายตัวสูงขึ้นเรื่อยๆในหลายประเทศ ดังแสดงในรูปที่ 1.2 [2] ทำให้อุตสาหกรรมเบรกรถยนต์ได้รับผลกระทบโดยตรง เพราะว่าการทำงานของมอเตอร์ไฟฟ้าภายในรถยนต์ไม่มีกระบวนการจุดระเบิดที่ทำให้เกิดเสียงเหมือนกับรถยนต์เชื้อเพลิง (Internal Combustion Engine, ICE) ดังนั้นเสียงที่เกิดจากรถยนต์ไฟฟ้าจึงเงียบกว่าเมื่อเทียบกับรถยนต์เชื้อเพลิงในปัจจุบัน ส่งผลให้เสียงที่เกิดจากกระบวนการเบรคได้ยื่นชัดเจนขึ้น และเพื่อให้ตอบโจทย์กับการใช้งานของผู้ใช้รถยนต์ไฟฟ้า ผู้ผลิตเบรคจึงจำเป็นต้องพัฒนาผลิตภัณฑ์ให้มีประสิทธิภาพการเบรคในเรื่องของเสียงมากขึ้น



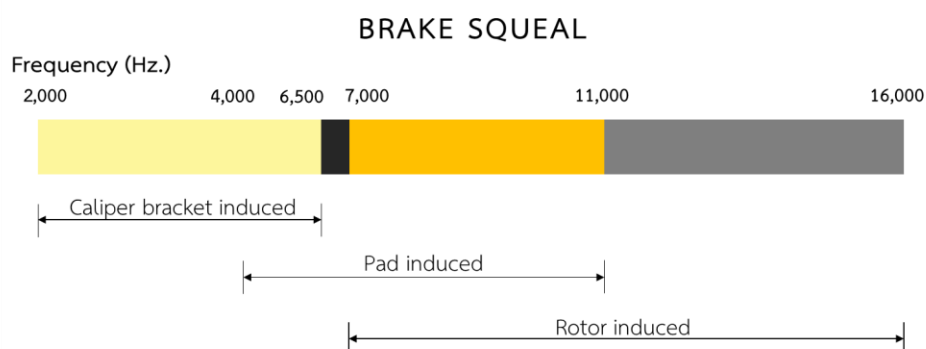
รูปที่ 1.1 ข้อกำหนดเรื่องระดับเสียงของรถยนต์ของ EU



รูปที่ 1.2 แนวโน้มการขยายตัวของรถยนต์ไฟฟ้าทั่วโลก

เสียงที่เกิดขึ้นจากการเบรกมีหลายประเภทด้วยกัน แต่เสียงที่งานวิจัยนี้สนใจศึกษาคือ เสียงเบรกสเควล เนื่องจากเสียงเบรกสเควลที่เกิดขึ้นขณะใช้งานเป็นเสียงที่ก่อให้เกิดความรำคาญทั้งผู้ขับขี่และผู้โดยสาร ผู้วิจัยหลายท่านได้เห็นตรงกันว่าเสียงเบรกสเควลเกิดขึ้นจากความไม่เสถียรหรือความไม่สม่ำเสมอของระบบเบรก อันเนื่องมาจากค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างผ้าเบรกกับจานเบรก จนก่อให้เกิดการสั่นที่เกิดขึ้นจากตัวมันเองและทำให้เกิดเสียงในที่สุด [3] การแก้ปัญหาเสียงเบรกสเควลถือว่าการแก้ปัญหาที่มีความท้าทายสำหรับผู้วิจัยอย่างยิ่ง เนื่องจากเสียงเบรกสเคवलเป็นปรากฏการณ์ที่ค่อนข้างซับซ้อนและมีความอ่อนไหวเป็นอย่างมาก เพราะมีหลายปัจจัยที่อาจส่งผลหรืออาจก่อให้เกิดเสียงเบรกสเคवल เช่น ส่วนประกอบของระบบเบรก การออกแบบรูปร่างของเบรก วัสดุแรงเสียดทาน การใช้งานขณะขับขี่ หรือแม้กระทั่งสภาพแวดล้อมภายนอก ก็อาจเป็นปัจจัยหนึ่งที่ทำให้เกิดเสียงเบรกสเคवलได้

เสียงเบรกสเคवलเกิดขึ้นในช่วงความถี่สูงตั้งแต่ 2,000 ถึง 16,000 เฮิร์ตซ์ แต่เสียงเบรกสเคवलที่มีสาเหตุมาจากผ้าเบรกเกิดขึ้นในช่วงความถี่ประมาณ 4,000 ถึง 11,000 เฮิร์ตซ์ ส่วนช่วงความถี่ตั้งแต่ 2,000 ถึง 6,500 เฮิร์ตซ์ จะเป็นเสียงเบรกสเคवलที่เกิดจากคาร์ลิปเปอร์ และความถี่เสียงเบรกสเคवलที่เกิดจากจานเบรกจะเกิดขึ้นในช่วงความถี่ประมาณ 7,000 ถึง 16,000 เฮิร์ตซ์ ดังแสดงในรูปที่ 1.3 [4] งานวิจัยนี้สนใจพิจารณาความถี่เสียงที่เกิดขึ้นในช่วงความถี่ตั้งแต่ 2,000 ถึง 11,000 เฮิร์ตซ์ ซึ่งได้นำช่วงความถี่ที่เกิดจากคาร์ลิปเปอร์มาพิจารณาร่วมด้วย เนื่องจากเมื่อคาร์ลิปเปอร์เกิดการสั่นจะสามารถส่งผ่านแรงกระตุ้นนี้ไปยังผ้าเบรกได้ เพราะผ้าเบรกถูกติดตั้งอยู่ระหว่างจานเบรกและคาร์ลิปเปอร์

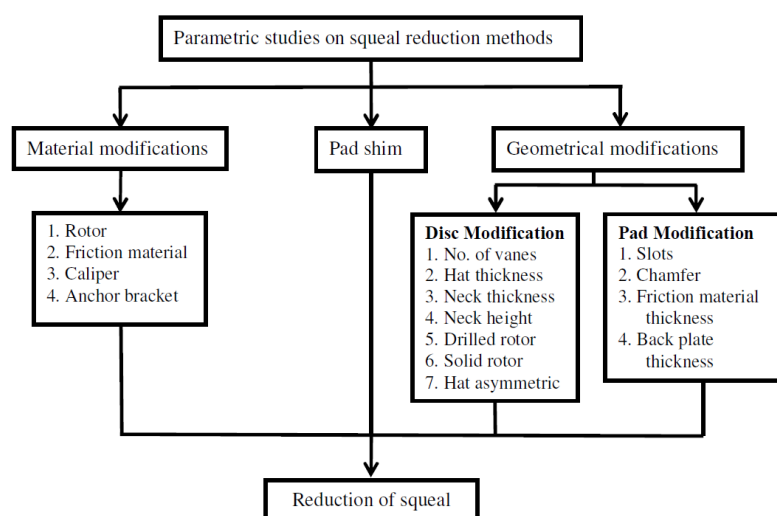


รูปที่ 1.3 ช่วงความถี่เสียงเบรกสควอลที่เกิดจากส่วนประกอบต่างๆ [4]

เสียงเบรกสควอลสามารถเกิดขึ้นได้จากหลายกลไก เช่น กลไก Stick-Slip กลไก Sprag-Slip กลไก Hammering และ กลไก Mode Coupling เป็นต้น โดยกลไก Mode Coupling เป็นกลไกที่เกี่ยวข้องกับรูปร่างผ้าเบรกและจานเบรกมากที่สุด ซึ่งเป็นกลไกที่เกิดจากการสั่นพ้องของส่วนประกอบจานเบรกและผ้าเบรก จนทำให้เกิดการสั่นที่รุนแรงเป็นผลให้เกิดเสียงเบรกสควอล ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงสนใจศึกษาเฉพาะกลไก Mode Coupling เท่านั้น [5]

ปัจจัยที่สามารถช่วยลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสควอลมี 3 ปัจจัยหลัก คือ การปรับปรุงวัสดุแรงเสียดทาน การใส่แผ่นชิม (Pad shim) การปรับปรุงรูปร่างลักษณะของจานเบรกและผ้าเบรก [6]

ดังรูปที่ 1.4



รูปที่ 1.4 ปัจจัยที่ส่งผลต่อการลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสควอล ของ Nouby M. [6]

เนื่องจากบริษัทที่ผู้วิจัยกำลังศึกษาอยู่นี้เป็นอุตสาหกรรมที่ไม่ได้มีการผลิตงานเบรก จึงทำให้ งานวิจัยมุ่งเน้นไปที่การปรับปรุงรูปร่างของผ้าเบรกเพียงอย่างเดียว จากรูปที่ 1.4 จะเห็นว่าวิธีในการ ปรับปรุงรูปร่างของผ้าเบรกมีหลายวิธี เช่น การผ่าร่อง การปาดข้าง ความหนาของวัสดุแรงเสียดทาน และความหนาของแผ่นเหล็ก ซึ่งวิธีที่ผู้วิจัยสนใจศึกษาคือ การผ่าร่องและการปาดข้าง เนื่องจากผ้า เบรกของรถมีมากมายหลายขนาด และหลายรูปร่างแตกต่างกัน ขึ้นอยู่กับความเหมาะสมของรถยนต์ ประเภทต่างๆ จึงทำให้รูปร่างของการผ่าร่องและการปาดข้างมีความหลากหลาย ซึ่งความหลากหลาย ของรูปร่างการผ่าร่องและการปาดข้างนอกจากจะขึ้นอยู่กับประเภทของรถแล้ว ยังขึ้นอยู่กับ การออกแบบของผู้ผลิตบริษัทต่างๆ ดังนั้นเพื่อให้สามารถออกแบบรูปร่างผ้าเบรกให้ได้ประสิทธิภาพ ตามที่ต้องการ จำเป็นต้องมีการศึกษาเพื่อให้มีองค์ความรู้ในการออกแบบ จากสาเหตุดังกล่าวทำให้ ผู้วิจัยเล็งเห็นถึงความสำคัญของการออกแบบรูปร่างของผ้าเบรก และเพื่อให้รูปร่างของผ้าเบรกมี ความเหมาะสมกับวัสดุแรงเสียดทานประเภทนั้นๆ ทำให้ผู้วิจัยสนใจที่จะศึกษาผลของรูปร่างการผ่า ร่องและการปาดข้างว่ามีผลกระทบต่อ การเกิดเสียงเบรกสเควลอย่างไร โดยทำการศึกษาวัสดุแรง เสียดทานเพียงประเภทเดียวเท่านั้น เพื่อลดปัจจัยที่เกี่ยวข้องอื่นๆ กับการเกิดเสียงเบรกสเควล

ความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของจานเบรกและผ้าเบรก เป็นปัจจัยหนึ่งที่มีผลต่อการเกิด ปรากฏการณ์ Mode Coupling ซึ่งเป็นกลไกที่เกิดจากการสั่นพ้องของส่วนประกอบจานเบรกและผ้า เบรก เนื่องจากเมื่อความถี่และรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกและจานเบรกตรงกันหรือพ้องกัน จะ ก่อให้เกิดการสั่นพ้องและนำไปสู่การเกิดเสียงสเควล อีกทั้งการศึกษาความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการ สั่นในภาคอุตสาหกรรมมีข้อจำกัดในหลายๆด้าน ทั้งข้อจำกัดในด้านของเวลาในการผลิตชิ้นงาน สำหรับการทดสอบ และต้นทุนในการทดสอบประสิทธิภาพผ้าเบรกที่มีค่าใช้จ่ายสูง อีกทั้งการทดสอบ ความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกไม่สามารถมองเห็นได้ด้วยตาเปล่า ด้วยเหตุนี้ งานวิจัย จึงมุ่งไปที่การศึกษาความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของจานเบรกและผ้าเบรกผ่านการจำลองด้วย โปรแกรม SolidWorks ซึ่งในปัจจุบันความสามารถของโปรแกรมนี้อาจมีประสิทธิภาพที่สูงขึ้น สามารถ ทำนายความถี่ธรรมชาติและแสดงรูปร่างลักษณะการสั่นของผ้าเบรกและจานเบรกได้อย่างแม่นยำ

งานวิจัยนี้มุ่งเน้นที่จะศึกษาผลของการผ่าร่องและการปาดข้างว่าส่งผลกระทบต่อเสียงเบรก- สเควลอย่างไร เนื่องจากรูปร่างของผ้าเบรกที่แตกต่างกัน ซึ่งเกิดจากขนาดหรือลักษณะการผ่าร่องและ การปาดข้างส่งผลโดยตรงต่อการเกิดเสียง จึงสนใจศึกษาความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของทั้งผ้า เบรกและจานเบรกด้วยการสร้างแบบจำลองผ่านโปรแกรม SolidWorks โดยช่วงความถี่ที่สนใจศึกษา อยู่ในช่วงความถี่ประมาณ 2,000 ถึง 11,000 เฮิรตซ์ ผ่านกลไก Mode Coupling ซึ่งเป็นกลไกที่ทำให้ เกิดเสียงเบรกสเควล

1.2 วัตถุประสงค์

ศึกษาผลของรูปร่างการผ่าร่องและการปาดข้างบนวัสดุแรงเสียดทานต่อการเกิดเสียงเบรกสควอล(Squeal) เพื่อนำไปสู่การพัฒนารูปร่างของผ้าเบรกที่สามารถลดโอกาสการเกิดเสียงรบกวนขณะใช้งานเบรกได้

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

ศึกษาผลของลักษณะการผ่าร่องและการปาดข้างของผ้าเบรกต่อการเกิดเสียงเบรกสควอล เพื่อลดโอกาสการเกิดเสียงที่ความถี่สูง (Squeal) ขณะเบรก

โดยการวิเคราะห์ความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสันของผ้าเบรกที่ผ่านการผ่าร่องและปาดข้างในลักษณะต่างๆกับจานเบรก ซึ่งช่วงความถี่ที่สนใจศึกษาอยู่ในช่วงความถี่ประมาณ 2,000 ถึง 11,000 เฮิรตซ์ เพื่อทำนายโอกาสการเกิดเสียงเบรกสควอล ด้วยวิธีการสร้างแบบจำลองในโปรแกรม SolidWorks ร่วมกับการผลิตชิ้นงานผ้าเบรกจริงในกระบวนการผลิตและยืนยันผลการทำนายด้วยการทดสอบประสิทธิภาพบนเครื่องไดนาโมมิเตอร์ เพื่อวัดระดับเสียงที่เกิดขึ้น ความถี่ของเสียง และวิเคราะห์โอกาสการเกิดเสียง ซึ่งจะทำการศึกษาผ้าเบรกที่มีขนาดเท่ากันและวัสดุแรงเสียดทานประเภทคอปเปอร์ต่ำ (Low Copper)

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. รูปร่างของการผ่าร่องและปาดข้างของผ้าเบรกที่เหมาะสมที่สุด ที่สามารถลดโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสควอล
2. หลักการในการออกแบบรูปร่างการผ่าร่องและการปาดข้างของผ้าเบรก ที่มีความเหมาะสมกับขนาดและวัสดุแรงเสียดทานของผ้าเบรกรุ่นอื่นๆ
3. การนำไฟไนต์เอลิเมนต์มาใช้ในการบวนการออกแบบรูปร่างและทดสอบประสิทธิภาพของผ้าเบรก ซึ่งช่วยลดค่าใช้จ่ายและลดระยะเวลาสำหรับภาคอุตสาหกรรมในการทดสอบประสิทธิภาพบนเครื่องไดนาโมมิเตอร์ที่มีค่าใช้จ่ายในการทดสอบสูง

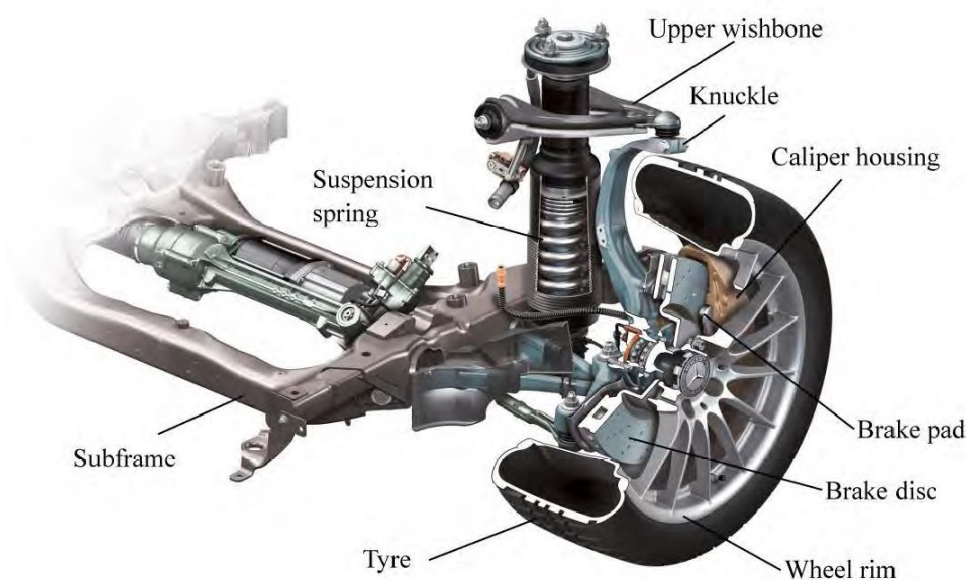
บทที่ 2

ปรีทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

เสียงและการสั่นที่เกิดจากการเบรกสามารถเกิดขึ้นได้จากหลายสาเหตุและหลายกลไกด้วยกัน ซึ่งในหัวข้อนี้จะเป็นการกล่าวถึงอุปกรณ์และระบบดิสก์เบรก เพื่อให้เข้าใจถึงองค์ประกอบของระบบเบรกและง่ายต่อการทำความเข้าใจถึงพฤติกรรมและการเกิดเสียงจากการเบรก อีกทั้งยังต้องมีความรู้พื้นฐานเกี่ยวกับการเบรก ประเภทและสาเหตุของเสียงเบรกที่เกิดขึ้น กลไกการเกิดเสียงเบรกประเภทต่างๆ และปัจจัยที่สามารถช่วยในการลดเสียงเบรกสแควล จากนั้นจึงเป็นการให้ความรู้พื้นฐานเกี่ยวกับสมบัติทางกลของผ้าเบรกซึ่งจะเกี่ยวข้องกับการจำลองไฟไนต์เอลิเมนต์ และส่วนสุดท้ายของหัวข้อนี้จะเป็นงานวิจัยที่เกี่ยวข้องทั้งในด้านของวิธีการวิจัยหรือแม้แต่การศึกษารูปร่างของผ้าเบรกกับการเกิดเสียงเบรกสแควล

2.1 ระบบดิสก์เบรก

เบรกเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญเป็นอันดับแรกๆ ของรถยนต์ เนื่องจากเบรกมีหน้าที่ชะลอรถยนต์ให้เคลื่อนที่ช้าลง ควบคุมความเร็วของรถในระหว่างการใช้งาน ทั้งในขณะขึ้นและลงเขา และทำให้รถหยุดตามความต้องการของผู้ขับขี่

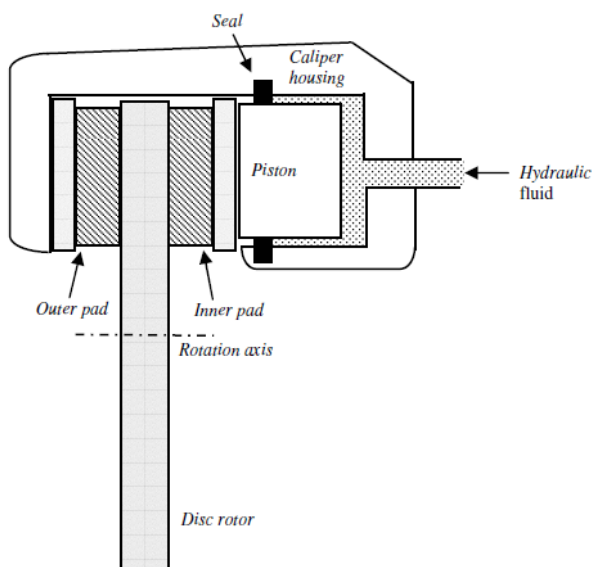


รูปที่ 2.1 ระบบดิสก์เบรกรถยนต์ [5]

ตั้งแต่อดีตจนถึงปัจจุบันระบบเบรกได้พัฒนาเป็นอุปกรณ์ที่ซับซ้อนมากขึ้นเพื่อปรับให้เข้ากับสภาพถนนที่มีการเปลี่ยนแปลง ระบบเบรกถูกพัฒนาขึ้นมาตั้งแต่ช่วงปลายปี ค.ศ. 1890 ทำให้ระบบเบรกในปัจจุบันมีความหลากหลาย ถึงแม้ระบบเบรกจะมีหลายประเภท แต่หลักการทำงานของระบบเบรคนั้นมีความเหมือนกัน คือ ใช้หลักการของแรงเสียดทานระหว่างผิวหน้าของวัสดุ เกิดการเสียดสีกันจนทำให้พลังงานกลลดลง ซึ่งพลังงานกลนี้จะกลายเป็นพลังงานความร้อน

เนื่องจากในปัจจุบันมีการเติบโตของอุตสาหกรรมรถยนต์ อีกทั้งรถยนต์รุ่นใหม่มีขนาดใหญ่และน้ำหนักเบาลง ทำให้มีการเปลี่ยนมาใช้ดิสก์เบรกทั้งล้อหน้าและล้อหลัง ดิสก์เบรกจึงมีความนิยมเพิ่มขึ้น

จากรูปที่ 2.1 แสดงส่วนประกอบและระบบดิสก์เบรกรถยนต์ จะเห็นว่าระบบเบรกมีส่วนประกอบและอุปกรณ์เป็นจำนวนมาก แต่ส่วนประกอบที่สำคัญของระบบดิสก์เบรกมี 3 ส่วนประกอบ คือ จานเบรก (Brake Disc) ผ้าเบรก (Brake Pad) และคาลิปเปอร์ (Caliper) จานเบรกเป็นส่วนประกอบเชื่อมต่อกับเพลาของรถยนต์ และอยู่ระหว่างผ้าเบรกทั้ง 2 ชิ้น ในขณะที่ทำการเหยียบเบรคนั้น แรงเหยียบเบรกจากแป้นเหยียบไปถึงอุปกรณ์ในการเบรกด้วยระบบไฮดรอลิก (Hydraulic) แรงเหยียบเบรกที่กระทำบนแป้นเบรกจะถูกส่งไปยังแม่ปั้มน้ำมันเบรก (Master Cylinder) เพื่อทำหน้าที่อัดแรงดันน้ำมันเบรกออกไปตามท่อแยกส่วนจนถึงตัวเบรกซึ่งติดตั้งอยู่บริเวณดุมล้อ และที่ตัวเบรกก็จะมีลูกสูบน้ำมันเบรก เมื่อลูกสูบได้รับแรงดันมา ลูกสูบจะดันให้ผ้าเบรกไปเสียดสีกับชุดจานเบรก ดังแสดงในรูปที่ 2.2 คาลิปเปอร์ซึ่งลอยอยู่นั้นมีอิสระที่จะเลื่อนไปมาในทิศทางของแกนล้อ และเลื่อนตรงข้ามกับลูกสูบ คาลิปเปอร์จะทำการจับผ้าเบรกให้ไปสัมผัสกับจานเบรก ซึ่งการเคลื่อนที่ของคาลิปเปอร์ถูกจำกัดโดยตัวยึดสมอ (Anchor bracket) [7] เมื่อเกิดการฝืดขึ้น ล้อก็จะหมุนช้าลง และเมื่อเพิ่มน้ำหนักในการเหยียบเบรกมากขึ้น แรงดันน้ำมันเบรกก็จะเพิ่มขึ้นส่งผลให้ความฝืดที่เกิดขึ้นระหว่างผ้าเบรกกับจานเบรกมากขึ้น รถก็จะชะลอความเร็วลงจนหยุดในที่สุด



รูปที่ 2.2 การทำงานของระบบดิสก์เบรก [7]

2.1.1 จานเบรก (Rotor)

โดยทั่วไปจานเบรกทำจากเหล็กหล่อสีเทา มีทั้งแบบที่บดและช่องระบายความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 2.3 ซึ่งจานเบรกที่มีช่องระบายความร้อนประกอบด้วยครีบริบายที่ผ่านจานเบรก เพื่อให้มั่นใจได้ว่าสามารถระบายความร้อนได้ดี การระบายความร้อนที่เหมาะสมสามารถช่วยให้อายุการใช้งานของผ้าเบรกลายนานขึ้นและช่วยป้องกันการเฟด (fade) คือ การที่เบรกทำงานหนักหรือมีการใช้งานเบรกที่มากเกินไปจนทำให้จานเบรกและผ้าเบรกร้อนขึ้นจนทำให้เกิดก๊าซ ซึ่งก๊าซจะเข้าไปแทรกตัวระหว่างจานเบรกกับผ้าเบรก ทำให้การสัมผัสกันระหว่างจานเบรกกับผ้าเบรกไม่ดี ทำให้เกิดอาการเบรกหายหรือเบรกไม่อยู่ [8]



รูปที่ 2.3 จานเบรก [9]

2.1.2 ผ้าเบรก (Brake Pad)

วัสดุแรงเสียดทานของผ้าเบรกมีมากมายหลายชนิดขึ้นอยู่กับ การออกแบบและเป้าหมายของการแสดงจุดเด่นของผลิตภัณฑ์ รูปที่ 2.4 แสดงตัวอย่างผ้าเบรก ซึ่งปัจจัยหรือตัวแปรที่สำคัญในการเลือกวัสดุแรงเสียดทานคือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานควรมีความเสถียรในทุกๆช่วงของอุณหภูมิขณะใช้งาน ผ้าเบรกที่ดีไม่ควรทำให้จานเบรกสึกหรือ แต่ต้องสามารถทนต่ออุณหภูมิสูงได้โดยไม่เกิดอาการเฟด และไม่ควรถูกเสียงดังรบกวน [8]



รูปที่ 2.4 ตัวอย่างผ้าเบรยี่ห้อ BOSCH [10]

2.1.3 คาลิปเปอร์ (Caliper)

คาลิปเปอร์ แสดงในรูปที่ 2.5 ซึ่งประกอบไปด้วยลูกสูบเบรกและติดตั้งเข้ากับแผ่นแรงบิด (torque plate) และสับมือ (knuckle) หรือที่ยึดล้อ โดยทั่วไปคาลิปเปอร์จะมีสองประเภท คือ คาลิปเปอร์ชนิดลอยและคาลิปเปอร์ชนิดคงที่ ซึ่งการออกแบบคาลิปเปอร์แบบลอยประหยัดและมีน้ำหนักเบา กว่าคาลิปเปอร์แบบคงที่ อีกทั้งคาลิปเปอร์ชนิดนี้ยังมีชิ้นส่วนน้อยกว่าเมื่อเทียบกับคาลิปเปอร์แบบคงที่ โดยการออกแบบคาลิปเปอร์ขึ้นอยู่กับการใช้งาน ซึ่งคาลิปเปอร์อาจจะมีหนึ่งหรือสองลูกสูบก็ได้ การออกแบบคาลิปเปอร์แบบคงที่จะมีลูกสูบตั้งอยู่บนคาลิปเปอร์ทั้งสองด้าน ซึ่งลูกสูบแต่ละลูกจะให้แรงเท่ากันในแต่ละผ้าเบรก [8]



รูปที่ 2.5 ตัวอย่างคาลิปเปอร์ [11]

2.2 ทฤษฎีพื้นฐานของเบรก

เนื่องจากกลไกการทำงานของเบรกเกิดขึ้นจากหลายส่วนประกอบทำงานประสานกัน ซึ่งแรงเสียดทานเป็นสิ่งสำคัญที่ทำให้มีการเบรกเกิดขึ้น แรงเสียดทานถูกแสดงในสมการที่ (2-1)

$$F = -\mu|N|u \quad (2-1)$$

μ คือ สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน, N คือ แรงตั้งฉากที่ผิวหน้าผ้าเบรก และ u หน่วยเวกเตอร์ของทิศทางการไถล ซึ่งแรงเสียดทานจะกระทำในทิศทางตรงข้ามกับการเคลื่อนที่จึงมีเครื่องหมายลบ และเป็นอิสระต่อความเร็วที่ไถลหรือพื้นที่ของการสัมผัส [7]

สำหรับระบบเบรก แรงบิดหมุนสำหรับการเลื่อนคาลิปเปอร์ สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (2-2)

$$T = 2r_{eff}pA_{piston} \quad (2-2)$$

r_{eff} คือ รัศมีของการบังคับใช้เพลลา มักจะใช้ศูนย์กลางลูกสูบเป็นจุดอ้างอิง, p คือ แรงดันไฮดรอลิก และ A_{piston} คือ พื้นที่หน้าตัดกระบอกลูกสูบ [7]

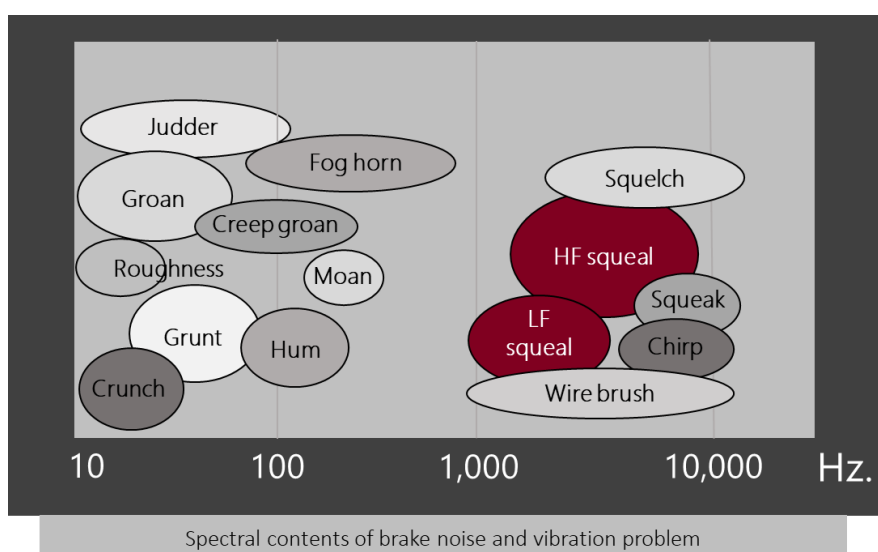
โมเมนต์ความเฉื่อยที่เท่ากันจากแกนการหมุนของเบรกที่พบในระหว่างการเบรก สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (3)

$$I = m_{wheel}r_{roll}^2 \quad (2-3)$$

m_{wheel} คือ มวลของล้อที่กระทำระหว่างการเบรก และ r_{roll} คือ รัศมีการกลิ้งของยาง ซึ่ง m_{wheel} จะถูกบังคับโดยการกระจายน้ำหนักของยานพาหนะและอัตราการชะลอตัว ดังนั้นในเงื่อนไขหนึ่งๆ จะทำให้ความสมดุลของระบบเบรกเหมาะสมที่สุด [7]

2.3 ประเภทและสาเหตุของเสียงเบรก

เสียงและการสั่นของเบรกมีมากมายหลายประเภท ซึ่งสามารถจำแนกได้ตามช่วงความถี่ดังแสดงในรูปที่ 2.6 ประเภทของเสียงเบรกหลักๆที่พบบ่อยมีประมาณ 4 ประเภท คือ



รูปที่ 2.6 ประเภทของเสียงที่เกิดขึ้นจากการเบรก โดยแบ่งตามช่วงความถี่ [8]

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

2.3.1 Groan noise

เป็นเสียงที่เกิดขึ้นในช่วงความถี่ต่ำ ประมาณ 10 ถึง 100 เฮิรตซ์ โดยเกิดผ่านกลไก Stick-Slip ซึ่งเกิดขึ้นจากการเบรกและการสั่นของเพลาชับ [5]

2.3.2 Moan noise

เป็นเสียงที่เกิดขึ้นในช่วงความถี่ต่ำกว่า 500 เฮิรตซ์ เป็นเสียงที่เกิดจากการสั่นของชิ้นส่วนระบบเบรกและส่งผ่านพลังงานการสั่นนั้นไปยังประตูหรือหน้าต่างของรถยนต์ โดยส่วนใหญ่จะเกิดขึ้นในช่วงการขับที่รถยนต์ที่ความเร็วสูง [5]

2.3.3 Judder noise

เป็นเสียงที่เกิดขึ้นในช่วงความถี่ต่ำมากๆ ซึ่งทำให้ไม่สามารถได้ยินเสียงชัดเจน อาจจะแค่รู้สึกถึงการสั่นเท่านั้น โดยเสียง Judder เกิดจากความแปรปรวนของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ซึ่งส่งผลต่อการสึกหรอที่ไม่เท่ากัน โดยส่วนใหญ่จะเกิดขึ้นขณะมีการใช้งานรถยนต์ที่ความเร็วสูง [5]

2.3.4 Squeal noise

เสียงสควอลเป็นเสียงที่พบบ่อยและเป็นปัญหาสำคัญสำหรับอุตสาหกรรมยานยนต์และอุตสาหกรรมเบรก เนื่องจากเป็นเสียงที่เกิดขึ้นในช่วงความถี่สูง คือช่วงความถี่ตั้งแต่ 2,000 ถึง 16,000 เฮิร์ตซ์ ซึ่งก่อให้เกิดความรำคาญแก่ผู้ได้ยิน โดยเสียง Squeal เกิดจากการสั่นของผ้าเบรกและจานเบรก ซึ่งจะเกิดขึ้นขณะขับขี่ที่ความเร็วต่ำกว่า 50 กิโลเมตรต่อชั่วโมง แต่ส่วนใหญ่จะเกิดขึ้นที่ความเร็วประมาณ 10 กิโลเมตรต่อชั่วโมง [5]

การจัดกลุ่มประเภทของเสียงเบรกตามช่วงความถี่ของแหล่งกำเนิดการสั่น สามารถแสดงได้อีกวิธีหนึ่ง ดังตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 การแยกประเภทของเสียงเบรกตามช่วงความถี่พร้อมทั้งแหล่งกำเนิด

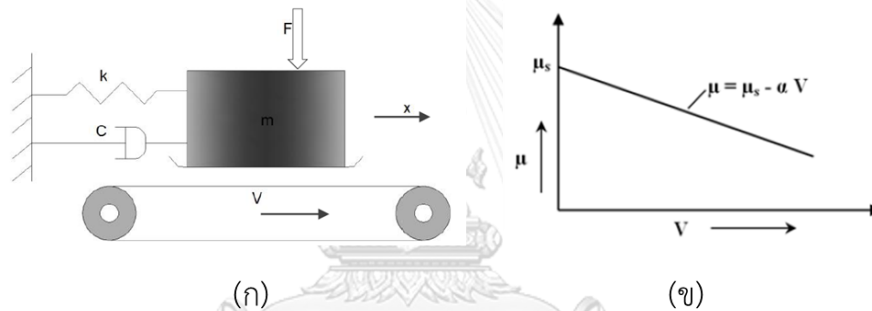
ประเภท	ความถี่	คุณสมบัติ	แหล่งกำเนิดหลัก
Low frequency brake noise: Groan, moan, shudder, graunch, clunk	<500 Hz	Low frequency, broadband structure-borne noise	Suspension components, brake assembly
Low Frequency Squeal	1 – 5 kHz	Low frequency, tonal, airborne noise	Brake assembly
High Frequency Squeal	> 5 kHz	High frequency, tonal, airborne noise	Brake rotor and pads

2.4 กลไกการเกิดเสียงเบรกสควอล

ตั้งแต่อดีตจนถึงปัจจุบันยังไม่มีเทคโนโลยีหรือวิธีการที่จะสามารถกำจัดเบรกสควอลออกไปได้ การที่เราเข้าใจกลไกการเกิดเสียงเบรกจึงเป็นสิ่งจำเป็นสำหรับการออกแบบผ้าเบรกที่มีเสียงเงียบ ซึ่งกลไกการเกิดเสียงเบรกสควอลนั้นมีหลายกลไกด้วยกัน ในงานวิจัยนี้จะแสดงกลไกการเกิดเสียงเบรกสควอลหลักๆ 4 กลไก คือ

2.4.1 Stick-Slip

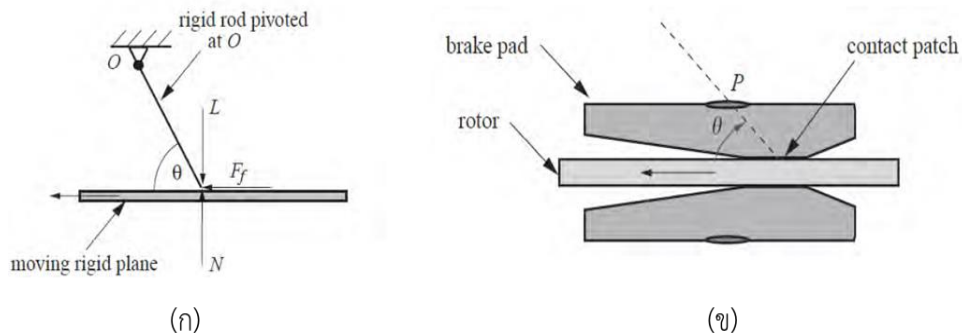
ปรากฏการณ์ที่แรงเสียดทานระหว่างผิวสัมผัสของผ้าเบรก และจานเบรกมีค่าเปลี่ยนแปลงไปที่อัตราเร็วต่าง ๆ โดยการเปลี่ยนแปลงดังกล่าวนี้จะมีลักษณะของแรงเสียดทานจลน์ในตอนเริ่มต้นมีค่ามากกว่าแรงเสียดทานจลน์ระหว่างผิวสัมผัสดีสก์เบรกกับจานเบรกขณะเบรก และจานเบรกกำลังหมุนด้วยอัตราเร็วสูงขึ้นส่งผลทำให้เกิดการสั่นมากขึ้น หรือกล่าวอีกนัยหนึ่งคือ เมื่ออัตราเร็วมากขึ้นดีสก์เบรกเกิดการลื่นไถลได้ง่าย แต่เมื่อมีการลดอัตราเร็วลงแรงเสียดทานกลับมีค่าสูงขึ้นทำให้ดีสก์เบรกมีการไถลได้ยากขึ้นจึงเกิดการหน่วงและสั่นเกิดขึ้นได้จนทำให้เกิดเป็นเสียงของการเบรกขึ้นมา [12] โดยส่วนใหญ่ทั่วโลก Stick-Slip จะทำให้เกิดเสียงที่ความถี่ต่ำ คือ เสียง Moan และ Groan แต่ในบางขณะที่เกิดกลไกนี้ก็อาจทำให้เกิดเสียงสควอลได้



รูปที่ 2.7 (ก) ลักษณะของระบบที่เกิดขึ้นตามกลไก Stick-Slip [8] (ข) กราฟระหว่างค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานกับความเร็วของการหมุนจานเบรก [12]

2.4.2 Sprag-Slip

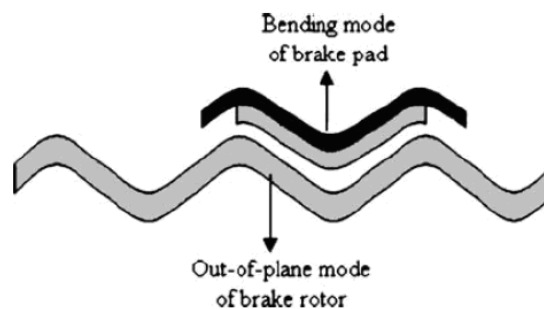
ปรากฏการณ์ที่เสียงเกิดขึ้นเนื่องมาจากตำแหน่งใดตำแหน่งหนึ่งของผิวดีสก์เบรก และจานเบรกมีค่าแรงเสียดทานสูงมากจนทำให้การคงรูปของดีสก์เบรกและจานเบรกเสียไป แล้วเกิดเป็นแรงบิดหรือแรงเฉือนทำให้วัสดุเปลี่ยนรูปร่างจนเกิดเป็นการสั่นขึ้น โดยค่าแรงเสียดทานนี้สามารถคำนวณได้จาก $F_f = \frac{\mu_d L}{1 - \tan \theta}$ โดยที่ μ_d คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจลน์ L คือค่าน้ำหนักหรือโหนดของดีสก์เบรก และ θ คือมุมที่กระทำระหว่างจานเบรกกับตำแหน่งบนดีสก์เบรก ดังแสดงอยู่ในรูปที่ 2.8 จากการอธิบายดังกล่าว แรงเสียดทานจะมีค่ามากที่สุดต่อเมื่อ $\theta \rightarrow \tan^{-1}\left(\frac{1}{\mu_d}\right)$ [12]



รูปที่ 2.8 (ก) ลักษณะของระบบที่เกิดขึ้นตามกลไก Sprag-Slip (ข) ลักษณะของระบบเบรกที่เกิดขึ้นตามกลไก Sprag-Slip [5]

2.4.3 Mode Coupling

ปรากฏการณ์ที่เสียงเกิดขึ้นมาจากลักษณะการสั่นต่าง ๆ ของดิสก์เบรก และจานเบรก หรือส่วนประกอบอื่น ๆ ของเบรกเกิดขึ้นพร้อมกันในรูปร่างของการสั่นเหมือนกัน (coupling modes) ซึ่งจะส่งผลให้การสั่นยิ่งรุนแรงมากขึ้น [12]



รูปที่ 2.9 ลักษณะการเกิดปรากฏการณ์ Mode Coupling [12]

2.4.4 Hammering

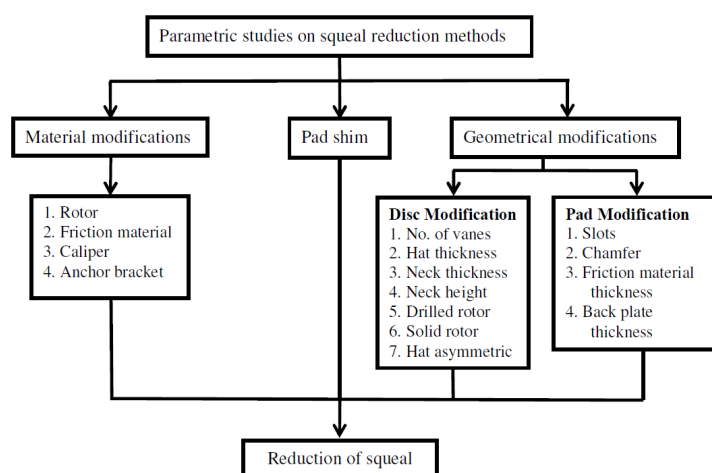
ปรากฏการณ์ที่เกิดมาจากความไม่สม่ำเสมอของพื้นผิวระหว่างดิสก์เบรก และจานเบรก เนื่องมาจากการใช้งานของเบรกที่ก่อให้เกิดเป็นฝุ่นผงที่มีลักษณะแข็ง เช่นเศษโลหะที่ถูกผสมลงในดิสก์เบรก เมื่อฝุ่นผงพวกนี้มากระทบกับจานเบรก หรือเกาะติดกับจานเบรกแล้วกลับมากกระทบกับดิสก์เบรกอีกครั้งทำให้เกิดการสั่นที่มีลักษณะเป็นคาบ คล้ายกับการเคาะจังหวะ [12]

เสียงเบรกสเควลสามารถเกิดขึ้นได้จากหลายกลไก ซึ่งในแต่ละกลไกมีลักษณะการเกิดและต้นกำเนิดที่แตกต่างกัน กลไก Stick-Slip และ Sprag-Slip เป็นกลไกที่เกี่ยวข้องกับค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างผ้าเบรกและจานเบรก และส่วนใหญ่กลไกทั้งสองนี้จะทำให้เกิดเสียงที่ความถี่ต่ำมากกว่าการเกิดเสียงที่ความถี่สูงอย่างสเควล ในส่วนของกลไก Hammering นั้น เป็นกลไกที่ทำให้เกิดเสียงสเควลได้บ่อยครั้ง เนื่องจากเป็นกลไกที่ได้รับผลมาจากพื้นผิวของวัสดุผ้าเบรกและจานเบรก

หลังจากผ่านการใช้งานไปแล้ว และกลไกที่งานวิจัยนี้สนใจ คือ กลไก Mode Coupling ซึ่งส่วนใหญ่แล้วกลไกนี้เป็นกลไกที่ทำให้เกิดเสียงเบรกสแควลและเกี่ยวข้องกับรูปร่างของผ้าเบรกและจานเบรกโดยตรง

2.5 ปัจจัยในการลดเสียงเบรกสแควล

วิธีสำหรับการลดเสียงเบรกสแควลมีหลายวิธีด้วยกัน วิธีการปรับเปลี่ยนโครงสร้างของผ้าเบรกเป็นวิธีหนึ่งที่มีประสิทธิภาพและนิยมใช้กันอย่างแพร่หลายในอุตสาหกรรมการผลิตเบรก ซึ่งวิธีการปรับเปลี่ยนโครงสร้างผ้าเบรกประกอบด้วยวิธีการปรับเปลี่ยนรูปร่างหรือขนาด และวัสดุที่เกี่ยวข้องกับส่วนประกอบของระบบเบรก ยิ่งไปกว่านั้นการเพิ่มตัวหน่วงให้กับระบบ โดยการใส่แผ่นชิม (pad shim) เป็นอีกวิธีหนึ่งที่สามารถช่วยลดเสียงเบรกสแควลได้ ดังแสดงในรูปที่ 2.10



รูปที่ 2.10 ปัจจัยที่ส่งผลต่อการลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสแควล [6]

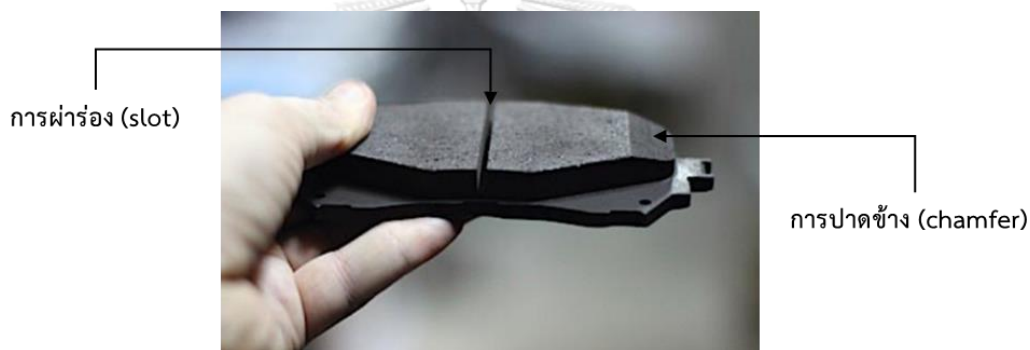
การปรับเปลี่ยนวัสดุชิ้นส่วนของระบบเบรกเป็นการพัฒนาหรือปรับปรุงคุณสมบัติของวัสดุ โดยการเปลี่ยนค่าโมดูลัสของยังก์ หรือการเปลี่ยนชนิดของวัสดุ ซึ่งการเปลี่ยนชนิดของวัสดุเป็นวิธีที่นิยมใช้ในอุตสาหกรรมยานยนต์หรืออุตสาหกรรมเบรก โดยเฉพาะการพัฒนาวัสดุให้ตอบโต้กับผู้ใช้รถบรรทุกหนักและรถแข่ง

การปรับเปลี่ยนรูปร่างหรือขนาดส่วนประกอบระบบเบรก วิธีแรกเป็นวิธีการปรับปรุงและพัฒนาจานเบรก เช่น การเปลี่ยนความหนาของจานเบรก ความหนาของหมวกจาน และการผ่าร่องจานเบรก เป็นต้น วิธีที่สองที่สามารถลดเสียงเบรกสแควลจากระบบเบรกได้ คือ การปรับปรุงรูปร่างของผ้าเบรก โดยการผ่าร่องและปาดข้างผ้าเบรก การปรับเปลี่ยนความหนาของผ้าเบรกให้เหมาะสม และการปรับเปลี่ยนความหนาของแผ่นเหล็ก [6]

งานวิจัยนี้สนใจศึกษาการผ่าร่อง (slot) และการปาดข้าง (chamfer) เนื่องจากโรงงานที่ผู้วิจัยกำลังวิจัยอยู่นั้น เป็นโรงงานผลิตผ้าเบรกเพียงอย่างเดียว การลดเสียงเบรกสควอลจึงทำได้เพียงการปรับเปลี่ยนรูปร่างของผ้าเบรกเท่านั้น

การผ่าร่องเป็นวิธีการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของวัสดุแรงเสียดทานวิธีหนึ่ง โดยผ่าให้มีช่องขนาดเล็ก บนเนื้อวัสดุ ดังรูปที่ 1 การผ่าร่องมีผลต่อวัสดุแรงเสียดทานใน 2 ลักษณะ คือ

1. การผ่าร่องสามารถเปลี่ยนแปลงความถี่ธรรมชาติของวัสดุได้ เนื่องจากการผ่าร่องเหมือนกับการแบ่งวัสดุออกเป็นพื้นเล็กๆ ซึ่งลักษณะดังกล่าวจะช่วยให้ค่าความแข็งแแกร่ง (Stiffness) ของผ้าเบรกลดลงและทำให้ผ้าเบรกมีการเสีรูปร่างได้ง่ายขึ้น
2. การผ่าร่องช่วยระบาย ฟุ้ง น้ำ แก๊ส และความร้อน



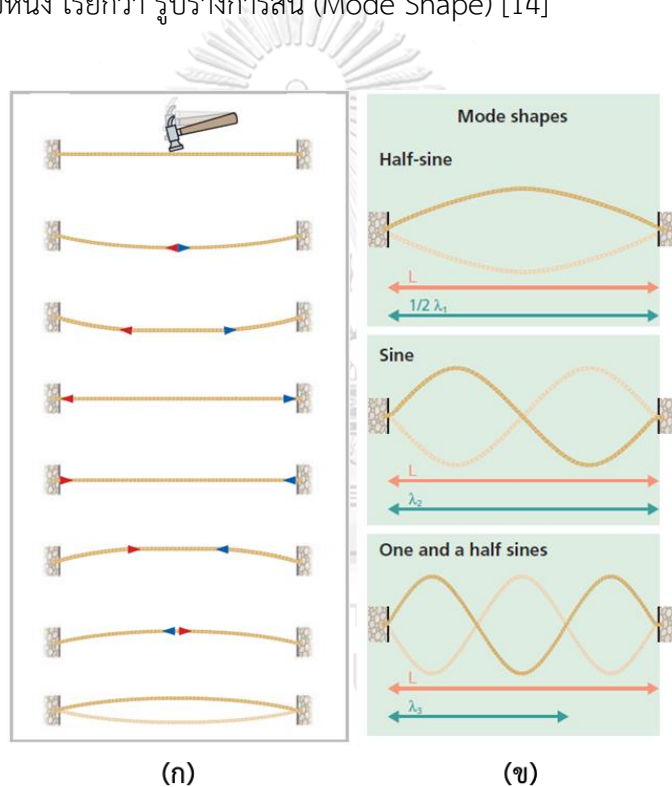
รูปที่ 2.11 แสดงลักษณะการผ่าร่องและการปาดข้าง [13]

การปาดข้างคือการตัดหรือปาดบริเวณมุมของวัสดุแรงเสียดทาน ดังรูปที่ 2.11 การปาดข้างสามารถควบคุมการสัมผัสระหว่างขอบของวัสดุแรงเสียดทานกับตัวจานเบรกและยังสามารถช่วยป้องกันการเกิดเสียงรบกวน เนื่องจากการปาดข้างถูกพัฒนาขึ้นเพื่อรักษาความสมดุลหรือความคงตัวของลักษณะพื้นผิวหน้าผ้าเบรกไม่ให้ผิวหน้าด้านใดด้านหนึ่งของผ้าเบรกถูกกดลงไปเพียงด้านเดียว แล้วทำให้วัสดุแรงเสียดทานมีการสึกหรอไปอย่างไม่สม่ำเสมอส่งผลให้ชิ้นงานเอียงหรือบิดเบี้ยว การที่ชิ้นงานเอียงหรือบิดเบี้ยวนั้นมีผลทำให้เกิดเสียง ดังนั้นการปาดข้างจึงช่วยให้ผ้าเบรกควบคุมการสัมผัสของผ้าเบรกกับจานเบรกและการกระจายของแรงดันบนผิวหน้าได้อย่างสม่ำเสมอมากยิ่งขึ้น [13]

2.6 ความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่น

ความถี่ธรรมชาติ คือ ความถี่ในการแกว่งหรือสั่นของวัตถุอย่างอิสระ เมื่อวัตถุนั้นได้รับแรงกระทำ ซึ่งจะมีค่าความถี่ในการสั่นตามธรรมชาติเฉพาะตัวของวัตถุนั้น เช่น ชิงช้าแกว่งไปมา เมื่อเราออกแรงผลัก ความถี่ที่ชิงช้าแกว่งไปมาคือความถี่ธรรมชาติของชิงช้าตัวนั้น

วัตถุหนึ่งจะมีค่าความถี่ธรรมชาติมากมายจนไม่สามารถนับได้หรือมีค่าเป็นอนันต์ ซึ่งความถี่ธรรมชาติค่าหนึ่งจะทำให้ชิ้นงานมีรูปร่างหรือลักษณะการสั่นที่แตกต่างกัน เช่นการแกว่งของเส้นเชือกที่ความถี่ค่าหนึ่ง เชือกจะมีรูปร่างการสั่นรูปแบบหนึ่ง ถ้าเราเพิ่มความเร็วในการสั่น ความถี่ก็จะมากขึ้นด้วย ดังแสดงในรูปที่ 2.12 เชือกก็จะมีลักษณะรูปร่างการสั่นที่ต่างจากเดิม ซึ่งลักษณะรูปร่างการสั่นที่เกิดขึ้นรูปแบบหนึ่ง เรียกว่า รูปร่างการสั่น (Mode Shape) [14]



รูปที่ 2.12 (ก) เชือกที่ถูกแรงกระทำจากการเคาะของค้อน (ข) รูปร่างการสั่น (Mode shape) ของเชือกที่ค่าความถี่ค่าหนึ่ง [15]

2.7 สมบัติทางกลของวัสดุ

เสียงและการสั่นสะเทือนของระบบเบรกเป็นปัญหาที่ซับซ้อน ซึ่งเกี่ยวข้องกับวัสดุแรงเสียดทานและการออกแบบระบบเบรก ผู้วิจัยหลายท่านต้องการที่จะเข้าใจพฤติกรรมและปัจจัยที่อาจส่งผลต่อการเกิดเสียงและการสั่นสะเทือนของระบบเบรก จึงได้ทำการจำลองระบบเบรกด้วยวิธีไฟไนต์เอเมนต์

แต่อย่างไรก็ตามการที่จะจำลองระบบเบรกให้เหมือนจริงมากที่สุด จำเป็นต้องมีการป้อนข้อมูลสมบัติต่างๆ วัสดุแรงเสียดทานได้อย่างถูกต้องและใกล้เคียงกับผ้าเบรกจริง สมบัติวัสดุแรงเสียดทานที่จำเป็นต้องป้อนลงในโปรแกรม คือ ค่าโมดูลัสของยังก์ (Young's modulus) ค่าโมดูลัสแรงเฉือน (shear modulus) และ ค่าอัตราส่วนของปัวซอง (Poisson's ratio) ดังนั้นการวัดค่าและการคำนวณสมบัติทางกลเหล่านี้ของวัสดุจึงมีความสำคัญ [16]

สมบัติทางกลของวัสดุ คือ สมบัติของวัสดุในการตอบสนองต่อแรงทางกลที่มากกระทำ กล่าวคือ เมื่อมีภาระแรง (Force) มากกระทำวัสดุ จะเกิดแรงต้านภายในเนื้อของวัสดุ ถ้าหากวัสดุไม่สามารถต้านทานแรงที่มากกระทำได้ ก็จะทำให้เกิดการเสียรูป แตกหัก หรือ แตกหักได้ ดังนั้นค่าที่บ่งบอกถึงความสามารถในการต้านทานแรงที่มากกระทำนี้จะเรียกว่า “ค่าความแข็งแรงของวัสดุ (Strength of Materials)”

2.7.1 ความเครียดเชิงเส้น

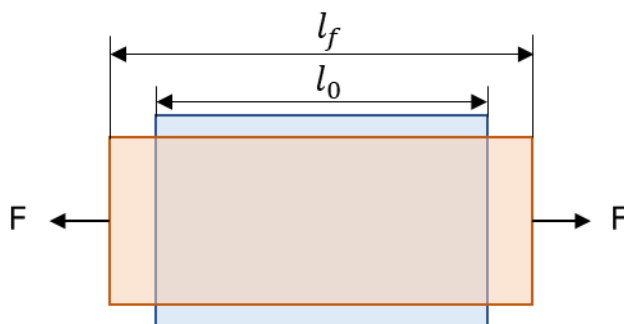
เป็นความเครียดที่วัดได้ เมื่อมีแรงที่มากกระทำวัสดุมีลักษณะเป็นแรงดึงหรือแรงกด ดังแสดงในรูปที่ 2.13 ค่าความเครียดจะเท่ากับความยาวที่เปลี่ยนไปต่อความยาวเดิม [17] ดังสมการที่ (2-4)

$$\varepsilon = \frac{l_f - l_0}{l_0} \quad (2-4)$$

โดย ε คือ ความเครียดที่เกิดขึ้นของวัสดุ

l_f คือ ความยาวสุดท้ายของวัสดุ

l_0 คือ ความยาวเริ่มต้นของวัสดุ



รูปที่ 2.13 ลักษณะของวัสดุที่เกิดความเครียด

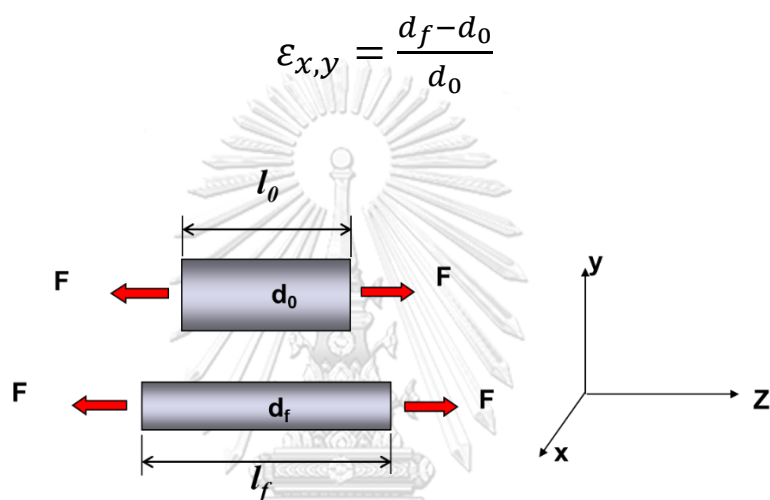
ความเครียดที่เกิดขึ้นในแต่ละแกนของเนื้อวัสดุดังแสดงในรูปที่ 2.14 สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (2-5) และ (2-6)

จากสมการที่ (2-4) สามารถแสดงความเครียดในทิศทางแกน z ได้ดังสมการที่ (2-5)

$$\epsilon_z = \frac{l_f - l_0}{l_0} \quad (2-5)$$

และความเครียดในทิศทางแกน x และ y ดังสมการที่ (2-40)

$$\epsilon_{x,y} = \frac{d_f - d_0}{d_0} \quad (2-6)$$



รูปที่ 2.14 วัสดุที่เกิดความเครียดในทิศทางแกน x y และ z

2.7.2 ความเครียดเฉือน

เป็นความเครียดที่ใช้กับกรณีที่แรงกระทำมีลักษณะเป็นแรงเฉือน (γ) ดังรูปที่ 2.15 ค่าความเครียดจะเท่ากับอัตราส่วนของระยะที่เคลื่อนที่ไปต่อระยะห่างระหว่างระนาบ [17] ดังสมการที่ (2-7)

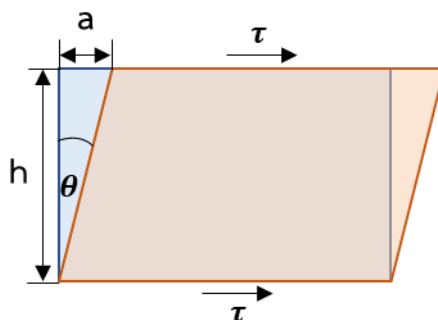
$$\gamma = \frac{a}{h} \quad (2-7)$$

โดย γ คือ ความเครียดเฉือน ($\tan\theta \approx \theta$ กรณีที่มุมเล็กมากๆ)

a คือ ระยะที่เคลื่อนที่ไป (Displacement)

h คือ ระยะห่างระหว่างระนาบ

θ คือ มุมที่เปลี่ยนไป



รูปที่ 2.15 วัสดุที่มีความเครียดเฉือน

และอัตราส่วนของความเครียดในทิศทางแกน x หรือ y กับความเครียดในทิศทางแกน z เรียกว่า “อัตราส่วนของปัวซอง (Poisson’s ratio)” สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (2-8)

$$\nu = -\frac{\varepsilon_{x,y}}{\varepsilon_z} \quad (2-8)$$

2.7.3 ค่าโมดูลัสของยัง (Young’ Modulus, E)

ค่าโมดูลัสของยังหรือเรียกว่า “โมดูลัสยืดหยุ่น (Elastic Modulus)” เป็นค่าบอกระดับความแข็งแรงของวัสดุ (Stiffness) ค่าโมดูลัสของยังสามารถหาได้จาก ค่าลิมิตของอัตราการเปลี่ยนแปลงของความเค้นต่อความเครียด หรือหาได้จากความชันของกราฟความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นและความเครียด [17]

ในวัสดุหลายประเภท ค่าโมดูลัสของยังนั้นมีค่าคงที่ที่ระดับความยืดหยุ่นหนึ่ง คือ วัสดุเชิงเส้น และมีคุณสมบัติเป็นไปตามกฎของฮุก (Hook’s law) ดังสมการที่ (2-9)

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad (2-9)$$

โดย E คือ ค่าโมดูลัสของยัง มีหน่วยเป็น นิวตันต่อตารางเมตร (N/m^2) หรือปาสคาล

σ คือ ค่าความเค้น มีหน่วยเป็น นิวตันต่อตารางเมตร (N/m^2) หรือปาสคาล

ε คือ ค่าความเครียด ไม่มีหน่วย

2.7.4 ค่าโมดูลัสแรงเฉือน (Shear Modulus, G)

หมายถึงโมดูลัสของความคงรูป (Modulus of Rigidity) นิยามอัตราส่วนระหว่างความเค้นเฉือน (Shear Stress) ต่อความเครียดเฉือน (Shear Strain) โมดูลัสแรงเฉือนเป็นหนึ่งในปริมาณสำหรับวัดความแข็งแรงของวัสดุ ซึ่งโมดูลัสแรงเฉือนนี้เป็นการอธิบายการตอบสนองของวัสดุที่มีต่อความเครียดเฉือน วัสดุแบบแอนไอโซโทรปิกจะให้การตอบสนองที่ต่างกัน เมื่ออัด ดึง หรือทดสอบในทิศทางที่ต่างกัน ค่าโมดูลัสแรงเฉือนจึงคำนวณได้จากสมการ (2-10) และสามารถหาได้จากความชันของกราฟความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นเฉือนกับความเครียดเฉือน [17]

$$G = \frac{\tau}{\gamma} \quad (2-10)$$

โดย G คือ ค่าโมดูลัสของยัง มีหน่วยเป็น นิวตันต่อตารางเมตร (N/m^2) หรือปาสคาล
 τ คือ ค่าความเค้นเฉือน มีหน่วยเป็น นิวตันต่อตารางเมตร (N/m^2) หรือปาสคาล
 γ คือ ค่าความเครียดเฉือน ไม่มีหน่วย

และสามารถหาได้จากสมการ (2-11)

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (2-11)$$

โลหะหลายชนิด รวมทั้งเซรามิก และ วัสดุอื่นๆ นั้นเป็นวัสดุไอโซทรอปิก (isotropic) คือ มีคุณสมบัติไม่ขึ้นกับทิศทาง แต่ก็มีวัสดุบางประเภท โดยเฉพาะวัสดุผสม ที่มีโครงสร้างเป็นเส้นใย หรือโครงสร้างในลักษณะเดียวกัน เป็นผลให้คุณสมบัติการรับแรงของวัสดุนั้นขึ้นกับทิศทาง คือ เป็นวัสดุแอนไอโซทรอปิก (Anisotropic) ตัวอย่างเช่น เส้นใยคาร์บอน หากรับแรงตามแนวเส้นใย (ในแนวขนานกับแนวเส้นใย) นั้นจะมีความแข็งแรงมาก (ค่าโมดูลัสของยังสูง)

2.8 สมบัติทางกลของวัสดุแรงเสียดทานผ้าเบรก

เนื่องจากส่วนประกอบดิสก์เบรกที่ต้องการศึกษาในงานวิจัยนี้มีทั้งหมด 3 ส่วนคือ วัสดุแรงเสียดทาน แผ่นเหล็ก และจานเบรก แผ่นเหล็กส่วนใหญ่ทำมาจากเหล็กอัลลอยและจานเบรกทำมาจากเหล็กหล่อ ทำให้วัสดุของทั้งสองชิ้นนี้เป็นวัสดุแบบไอโซทรอปิก (Isotropic) ในส่วนวัสดุแรงเสียดทานที่ทำขึ้นจากวัสดุมากกว่า 10 ชนิดปนกัน ทำให้วัสดุแรงเสียดทานเป็นวัสดุผสมแบบแอนไอโซทรอปิก (Anisotropic)

2.8.1 วัสดุแบบแอนไอโซโทรปิก (Anisotropic material)

วัสดุแบบแอนไอโซโทรปิกจะไม่มีระนาบใดที่เหมือนกัน ทำให้มีสมบัติทางกายภาพที่ต่างกันในแต่ละระนาบ สมบัติที่วัดได้ของวัสดุมีความแตกต่างกันในทิศทางต่างๆ สมบัติเหล่านี้สามารถเป็นสมบัติทางกายภาพหรือทางกลเช่นค่าการนำไฟฟ้า, ความต้านแรงดึงหรือการดัดกลืนแสง สมบัติทางกลของวัสดุประเภทนี้สามารถหาได้จากสมการเมทริกซ์ (2-12) โดย C เป็นค่าความแข็งแรงแรงของวัสดุ (Stiffness)

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{32} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11} & \cdots & c_{16} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ c_{16} & \cdots & c_{66} \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad (2-12)$$

จากสมการ (2-12) มีค่าโมดูลัสอิสระ (independent elastic constants) จำนวน 21 ค่า ในความสัมพันธ์ของความเค้นและความเครียด จากสมการข้างต้นจะพบว่ามีความซ้อนทับกันระหว่างความเค้นและความเครียด ความเค้นตั้งฉาก (Normal Stresses) ไม่เพียงแต่ทำให้ความเครียดเกิดขึ้นในทิศทางอื่นๆ เนื่องจากผลของอัตราส่วนปัวซอง แต่ยังทำให้เกิดความเครียดแรงเฉือนเนื่องจากมีอิทธิพลซึ่งกันและกัน ความเค้นเฉือนไม่เพียงสร้างการเครียดเฉือนเท่านั้น แต่ยังสร้างการเครียดตั้งฉากด้วย

ในวัสดุแบบแอนไอโซโทรปิก การรวมกันระหว่างการเสียรูปแบบเชิงเส้นกับการเสียรูปแบบเฉือนถูกสร้างขึ้นจากความเค้นตั้งฉากในทุกๆทิศทาง ซึ่งปรากฏการณ์การเสียรูปแบบเชิงเส้นกับแรงเฉือนที่เกิดจากความเค้นเชิงเส้นไม่ก็ความเค้นแรงเฉือนสามารถอยู่ในรูปของการซ้อนทับกันของแรงเฉือนและเชิงเส้น และไม่สามารถพบปรากฏการณ์นี้ในวัสดุแบบไอโซโทรปิกได้

2.8.2 วัสดุแบบออร์ทอโทรปิก (Orthotropic material)

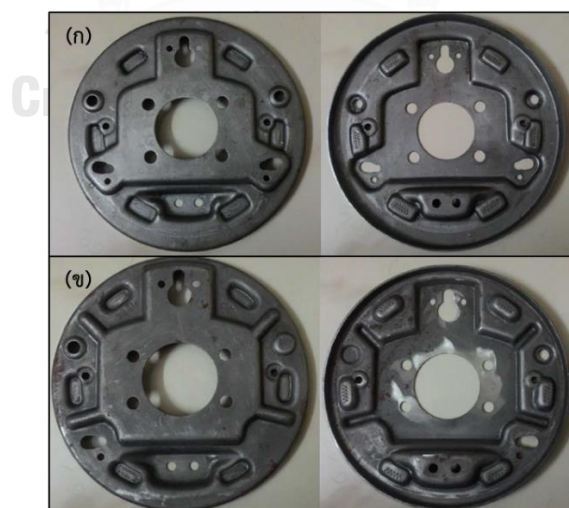
คือวัสดุที่มีสมบัติขึ้นอยู่กับสามทิศทางของแกนหลักที่ตั้งฉากซึ่งกันและกัน จะมีสามระนาบมุมฉากร่วมกัน โดยทั่วไปวัสดุผสมที่เสริมด้วยเส้นใยจะมีระนาบของวัสดุแบบสมมาตรสามระนาบแกนและจัดเป็นวัสดุแบบออร์ทอโทรปิก จุดตัดของทั้งสามระนาบสมมาตรนี้เรียกว่าทิศทางของวัสดุหลัก ถึงแม้ว่าโดยทั่วไปจะเรียกออร์ทอโทรปิก แต่บางครั้งพฤติกรรมของมันก็เหมือนกับวัสดุแบบแอนไอโซโทรปิก ซึ่งวัสดุนี้มีค่าคงที่ยืดหยุ่นอิสระ 9 ค่าในเมทริกซ์ความแข็งแรงแรงตามที่แสดงไว้ในสมการ (2-13)

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{32} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{21} & C_{31} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{22} & C_{32} & 0 & 0 & 0 \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad (2-13)$$

จะเห็นว่าทั้งวัสดุแอนไอโซทรอปิกและอโกลิทรอปิก มีตัวแปรอิสระที่ไม่ทราบค่าอยู่หลายค่าด้วยกัน โดยค่าเหล่านี้สามารถหาได้จากการทดสอบและจากการคำนวณ เพื่อการทดสอบวัสดุด้วยวิธีที่เหมาะสมและเพื่อให้ได้ผลการทดสอบที่ถูกต้อง เราจึงจำเป็นที่จะต้องทราบว่าผ้าเบรกหรือวัสดุที่เราต้องการศึกษาวิจัยนั้นเป็นวัสดุประเภทใด

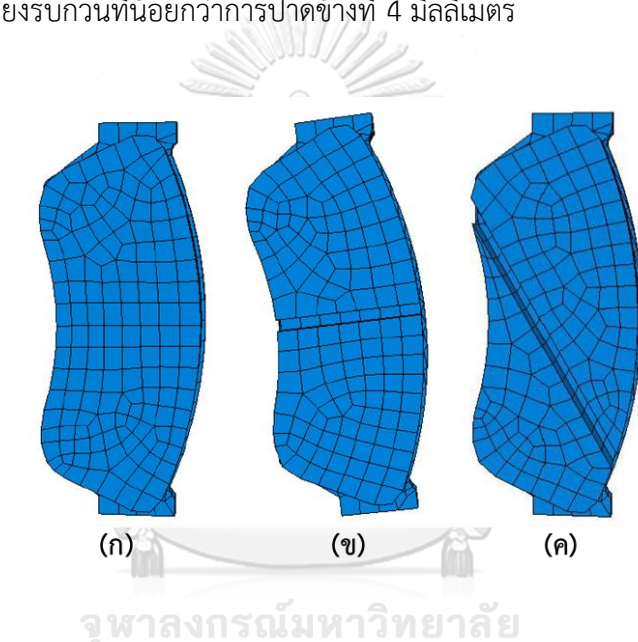
2.9 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

Amit และ Prasad [18] ได้ศึกษาลักษณะการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของดรัมเบรก โดยการเปลี่ยนค่าความแข็งแรง (Stiffness) ของแผ่นเหล็กดรัมเบรก ดังรูปที่ 2.16 เพื่อที่จะควบคุมเสียงเบรกสเควลโดยการสร้างแบบจำลองไฟไนต์เอลิเมนต์ ด้วยโปรแกรม SolidWorks และเปรียบเทียบผลการทำนายด้วยวิธีการวัดการตอบสนองความถี่ของวัสดุ (Frequency Response Function, FRF) ซึ่งผลการศึกษาพบว่าการลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเควล สามารถทำได้โดยการเลื่อนความถี่ธรรมชาติของแผ่นเหล็กโดยการเพิ่มค่าความแข็งแรง (Stiffness) ของวัสดุ

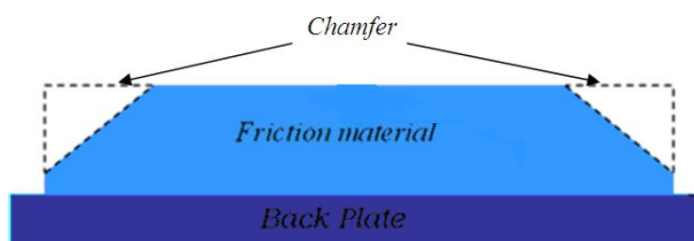


รูปที่ 2.16 (ก) แผ่นเหล็กดรัมเบรก (ข) แผ่นเหล็กที่มีการเพิ่มค่าความแข็งแรง [18]

Nouby [6] ได้มีการศึกษาลักษณะของการผ่าร่องที่มีผลต่อการเกิดเสียง โดยลักษณะร่องที่ศึกษามี 2 ลักษณะ คือ การผ่าร่องตรงกลางผ้าเบรก (Single centre slot) และการผ่าร่องแบบเส้นทแยงมุม (Single diagonal slot) ดังแสดงในรูปที่ 2.17 โดยการศึกษาผ่านการจำลอง ด้วยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ และมีการเปรียบเทียบผลการทดลองจริงกับการจำลอง ซึ่งผลการศึกษาพบว่าการผ่าร่องตรงกลางส่งผลให้จำนวนการเกิดเสียงที่ความถี่สูงลดลงมากกว่าการผ่าร่องแบบเส้นทแยงมุม อีกทั้งยังมีการศึกษาลักษณะการปาดข้างใน 2 ลักษณะ คือ การปาดข้างออก 4 มิลลิเมตรและ 8 มิลลิเมตรตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 2.18 ซึ่งผลการศึกษาพบว่า การปาดข้างมีผลต่อการเกิดเสียงที่ความถี่สูงเนื่องจากการสั่นสะเทือนในแนวตามขวาง (Out-of plane) และพบว่าการปาดข้างออกที่ 8 มิลลิเมตรมีจำนวนการเกิดเสียงรบกวนที่น้อยกว่าการปาดข้างที่ 4 มิลลิเมตร

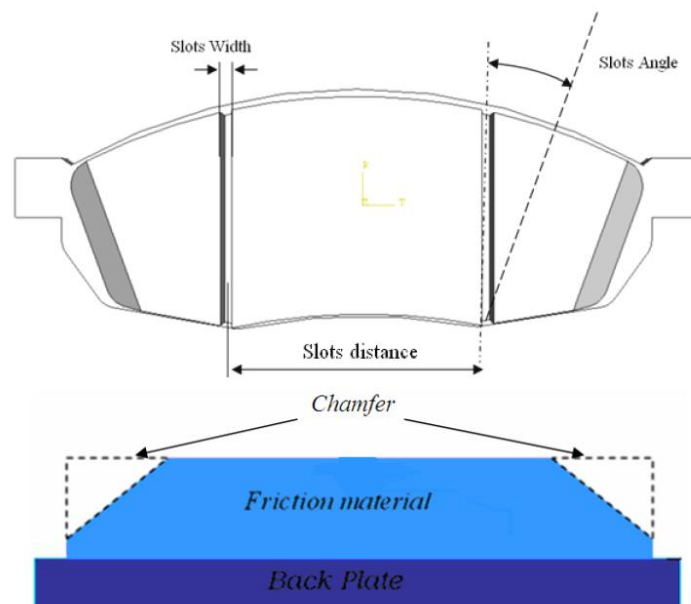


รูปที่ 2.17 (ก) ผ้าเบรกตั้งต้น (ข) ผ่าร่องตรงกลาง (Center Slot) (ค) ผ่าร่องเฉียง (Diagonal Slot)
ลักษณะรูปร่างการผ่าร่องที่ศึกษาโดย Nouby [6]



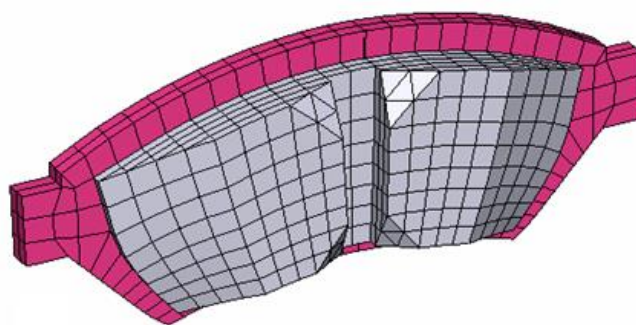
รูปที่ 2.18 ลักษณะการปาดข้างที่ศึกษาโดย Nouby [6]

นอกจากนี้ Nouby ยังได้ทำการศึกษาลักษณะการผ่าร่องและการปาดข้างของผ้าเบรกเพื่อลดเสียงที่เกิดขณะเบรก [19] รูปร่างผ้าเบรกที่ศึกษาเป็นวัสดุที่มีการผ่าร่อง 2 ร่อง และการปาดข้างแบบขนานกัน 2 ข้างของวัสดุ ดังรูปที่ 2.19 ซึ่งตัวแปรที่ศึกษามีหลายตัวแปรด้วยกัน คือ ค่าโมดูลัสของแผ่นเหล็ก ค่าความหนาของแผ่นเหล็ก ความกว้างการปาดข้างของวัสดุ ขนาดการผ่าร่อง ระยะระหว่างร่อง 2 ร่อง และมุมของร่อง 2 ร่อง โดยใช้วิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ในการทำนายโอกาสของเสียงที่จะเกิดขึ้นขณะเบรก ซึ่งโปรแกรมที่ใช้ คือ โปรแกรม ABAQUS และเนื่องจากตัวแปรที่ต้องการศึกษามีหลายตัวแปรจึงออกแบบการทดลองด้วยเทคนิคเชิงสถิติขั้นสูงและโปรแกรม MINITAB ในการวิเคราะห์ผลการทดลองร่วมด้วย ในส่วนของโปรแกรม ABAQUS นั้นได้นำ Complex eigenvalue มาใช้ในการวิเคราะห์ความเสถียรของเสียงที่เกิดขึ้น (Brake stability) ในการศึกษาส่วนแรกได้ทำการศึกษาปัจจัยดังกล่าว 6 ปัจจัย โดยศึกษาเพื่อทำการกรองตัวแปรให้ลดลง ซึ่งผลการทดลองจากการจำลองพบว่า ความหนาของแผ่นเหล็กและขนาดของร่องมีผลต่อการเกิดเสียงน้อยมาก จากนั้นจึงศึกษาในส่วนที่สอง ซึ่งจะเป็นการศึกษาตัวแปรที่เหลือโดยละเอียด และศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรดังกล่าว พบว่า ปัจจัยที่ส่งผลต่อการเกิดเสียงมากที่สุดคือ ความกว้างของการปาดข้างของวัสดุ และความสัมพันธ์ระหว่างกันของ 2 ตัวแปรที่ส่งผลต่อการเกิดเสียง คือ ความกว้างของการปาดข้างของวัสดุกับระยะห่างระหว่างร่อง 2 ร่อง และมุมของร่อง 2 ร่องกับระยะห่างระหว่างร่อง 2 ร่อง



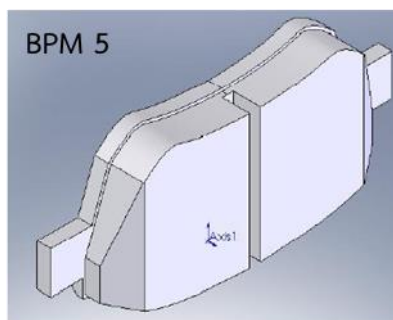
รูปที่ 2.19 รูปร่างลักษณะการผ่าร่องและปาดข้างที่ศึกษาโดย Nouby [19]

Lui และคณะ [20] ศึกษาผลของการปาดข้างของวัสดุกับเสียงที่เกิดขึ้น โดยทำการศึกษาด้วยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์และใช้โปรแกรม ABAQUS ในการจำลองระบบเบรกและทำนายเสียงที่จะเกิดขึ้น ผ้าเบรกที่ศึกษามี 2 ลักษณะ คือ ผ้าเบรกที่ไม่ผ่านการผ่าร่องหรือปาดข้างใดๆ กับผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้างแบบขนานด้วยขนาด 21 มิลลิเมตร ผ่าร่องตรงกลาง ปาดข้างส่วนบนและส่วนล่างตรงกลางของวัสดุเป็นรูปตัววี ดังแสดงในรูป 2.20 ซึ่งช่วงความถี่ที่สนใจในการศึกษาคือ 5,000 – 16,000 เฮิรตซ์ มีการควบคุมค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเท่ากับ 0.4, งานเบรกหมุนที่ความเร็ว 2.5 เรเดียนต่อวินาที และความดันในการเบรก 200 พิเอสไอ โดยใช้ Complex eigenvalue ในการทำนายโหมดความถี่ที่จะเกิดขึ้นในการเกิดเสียง ซึ่งผลการทดลองพบว่า โหมดความถี่ที่ทำให้เกิดเสียง (Unstable mode) อยู่ที่ 6.335, 10.105, 12.085, 13.300, 15.848 กิโลเฮิรตซ์ ซึ่งพบว่าตรงกับ การทดสอบจริงด้วยเครื่องไดนาโมมิเตอร์ และวัสดุที่ผ่านการผ่าร่องและปาดข้างมีแนวโน้มในการเกิดเสียงที่ความถี่ดังกล่าวลดลง

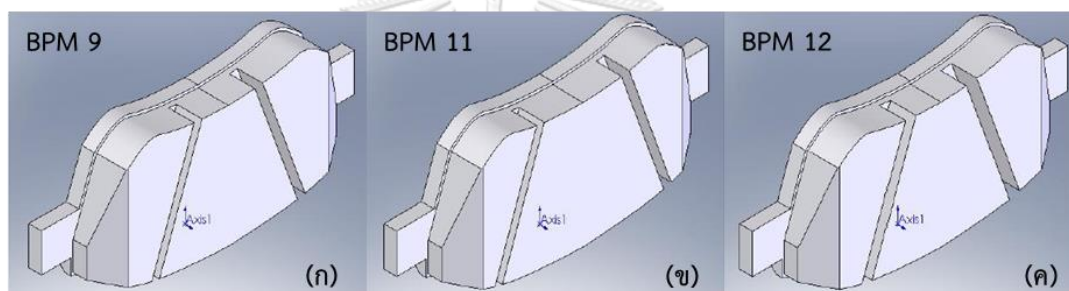


รูปที่ 2.20 รูปร่างลักษณะการผ่าร่องและการปาดข้างที่ศึกษาโดย Lui และคณะ [20]

สุดท้ายนี้เป็นงานวิจัยของ Chun Lin [4] ที่เขาได้ทำการศึกษารูปร่างของงานเบรก ผ้าเบรก และคาลิเปอร์แบบต่างๆ ว่ามีผลต่อการเกิดเสียงเบรกสแควลอย่างไร ซึ่งเขาได้ศึกษารูปร่างของผ้าเบรกทั้งหมด 17 รูปแบบ คือ ผ้าเบรกที่ไม่ผ่านการผ่าร่องและปาดข้างเป็นรูปร่างอ้างอิง (Baseline) และผ้าเบรกที่ต้องการศึกษาที่มีการผ่าร่องและปาดข้างอีก 16 รูปแบบ ตั้งตั้ง BPM 1 ถึง BPM 16 โดยใช้วิธีการไฟไนต์เอลิเมนต์บนโปรแกรม ABAQUS และเปรียบเทียบผลการทำนายด้วยการทดสอบความถี่ธรรมชาติของชิ้นงานจริง (Modal Test) และการนำชิ้นงานขึ้นทดสอบบนเครื่องไดนาโมมิเตอร์ เพื่อวิเคราะห์เสียงสแควลที่เกิดขึ้น ซึ่งผลการศึกษาพบว่าการผ่าร่องตรงกลาง (Centre Slot) คือ รูปร่าง BPM 5 ดังรูปที่ 2.21 และการผ่าร่อง 2 ร่องเอียงเข้าหากันคล้าย 3 เหลี่ยม (Trigonal Slot) คือ รูปร่าง BPM 9 BPM 11 และ BPM 12 ที่มีการผ่าร่องทำมุม 70 องศา ดังแสดงในรูปที่ 2.22 มีประสิทธิภาพที่ดีสำหรับการพัฒนาหรือการปรับปรุงรูปร่างของผ้าเบรกเพื่อลดการเกิดเสียงเบรกสแควล



รูปที่ 2.21 BPM 5 ผ้าเบรกที่ถูกผ่าร่องตรงกลางขนาด 3 มม. และปาดข้างตรงเป็นมุม 55 องศา กับผิวหน้าผ้าเบรก ของ Chun Lin [4]



รูปที่ 2.22 (ก) BPM 9 ผ้าเบรกที่ถูกผ่าร่อง 2 ร่องขนาด 3 มม. เอียงเข้าหากันทำมุม 70 องศา มีระยะห่างจากแนวกลางผ้าเบรก 30 มม. (ข) BPM 11 ผ้าเบรกที่ถูกผ่าร่อง 2 ร่องขนาด 3 มม. เอียงเข้าหากันทำมุม 70 องศา มีระยะห่างจากแนวกลางผ้าเบรก 35 มม. (ค) BPM 12 ผ้าเบรกที่ถูกผ่าร่อง 2 ร่องขนาด 4 มม. เอียงเข้าหากันทำมุม 70 องศา มีระยะห่างจากแนวกลางผ้าเบรก 30 มม. ของ Chun Lin [4]

จากข้อมูลและงานวิจัยทั้งหมดในบทนี้ทำให้ทราบว่า การเกิดเสียงเบรกสเคเวลเกิดขึ้นจากหลายกลไก โดยกลไกที่ส่งผลต่อการเกิดเสียงเบรกสเคเวลและเกี่ยวข้องกับรูปร่างของผ้าเบรกโดยตรงคือ กลไก Mode Coupling ซึ่งเป็นกลไกที่นำมาใช้พิจารณาในงานวิจัยนี้ โดยปัจจัยที่สามารถช่วยลดโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเคเวลก็มีหลายปัจจัยด้วยกัน และปัจจัยหนึ่งที่น่าสนใจที่จะศึกษา คือ รูปร่างการผ่าร่องและการปาดข้าง อีกทั้งผลจากงานวิจัยที่ศึกษารูปร่างของผ้าเบรก ลักษณะการผ่าร่องและการปาดข้างที่แตกต่างกันต่อการเกิดเสียงเบรกสเคเวล ซึ่งผลการวิจัยพบว่าการผ่าร่องและการปาดข้างสามารถช่วยลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเคเวลได้ โดยโปรแกรมส่วนใหญ่ในงานวิจัยใช้คือ

โปรแกรม ABAQUS ซึ่งมีความสามารถในการคำนวณที่แม่นยำกว่าโปรแกรม SolidWorks ที่งานวิจัยนี้ได้นำมาใช้ เนื่องจากโปรแกรม ABAQUS มีความซับซ้อนค่อนข้างสูง แต่ใช้เวลาในการคำนวณค่อนข้างมาก



บทที่ 3

วิธีการดำเนินงานวิจัย

การศึกษามูลของรูปร่างการผ่าร่องและการปาดข้างของผ้าเบรกที่กระทบต่อเสียงเบรกสเคเวล มีจุดมุ่งหมายเพื่อวิเคราะห์และตรวจสอบโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเคเวลของรูปร่างผ้าเบรกตั้งต้นที่ยังไม่ผ่านการผ่าร่องและการปาดข้างใดๆ และเพื่อพัฒนาการดัดแปลงรูปร่างของผ้าเบรกให้มีโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเคเวลที่ลดลง เนื่องจากความต้องการของกลุ่มลูกค้าในปัจจุบันที่ไม่ต้องการได้ยินเสียงที่เกิดจากการเบรกและทางภาคอุตสาหกรรมก็ต้องการที่จะตอบสนองความต้องการนี้ พร้อมทั้งการพยายามลดข้อจำกัดในด้านของเวลาและต้นทุนในการผลิตและการทดสอบประสิทธิภาพผ้าเบรก งานวิจัยนี้จึงเลือกวิธีที่ลดข้อจำกัดดังกล่าวได้มากที่สุด โดยการสร้างแบบจำลองผ้าเบรกด้วยโปรแกรม SolidWorks เนื่องจากในปัจจุบันความสามารถของโปรแกรมวิเคราะห์นี้มีประสิทธิภาพและความแม่นยำที่สูงขึ้น ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงแบ่งออกเป็น 4 ส่วนใหญ่ๆ คือ 1) การสร้างแบบจำลองผ้าเบรกและงานเบรกตั้งต้น พร้อมทั้งทดสอบแบบจำลองด้วยวิธีเคาะ (Impact hammer testing) 2) การศึกษาความสัมพันธ์กันระหว่างความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกตั้งต้นที่ยังไม่ผ่านการดัดแปลงรูปร่าง กับความถี่ธรรมชาติของงานเบรก 3) การพัฒนาและดัดแปลงรูปร่างของผ้าเบรก เพื่อลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเคเวลของผ้าเบรกด้วยโปรแกรม SolidWorks 4) การตรวจสอบและยืนยันความถูกต้องของผลการทำนาย โดยการทดสอบประสิทธิภาพการใช้งานจริงของผ้าเบรกบนเครื่องทดสอบประสิทธิภาพ หรือไดนาโมมิเตอร์ (Dynamometer)

3.1 เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการวิจัย

3.1.1 ผ้าเบรกตั้งต้นที่ยังไม่ผ่านการผ่าร่องและการปาดข้าง

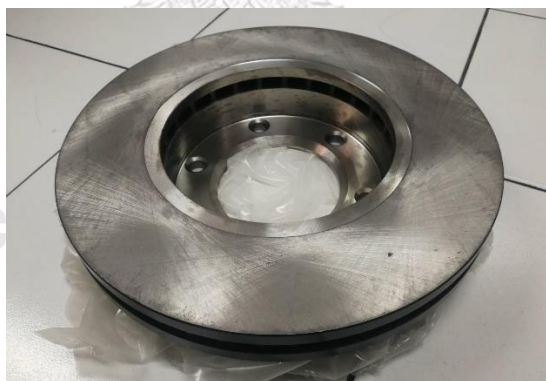
ผ้าเบรกที่ใช้เป็นตัวแทนในการศึกษาและพัฒนานั้นเป็นผ้าเบรก จากบริษัท คอมแพ็ค อินเตอร์เนชั่นแนล(1994) จำกัด ผู้ผลิตและจัดจำหน่ายเบรกอันดับต้นๆ ของประเทศไทย ดังแสดงในรูปที่ 3.1 ผ้าเบรกนี้ประกอบด้วย 2 ส่วนหลักๆ คือ แผ่นเหล็ก และวัสดุแรงเสียดทาน ซึ่งแผ่นเหล็กมีความหนาประมาณ 5.5 มิลลิเมตร และวัสดุแรงเสียดทานมีความหนาประมาณ 10 มิลลิเมตร



รูปที่ 3.1 ผ้าเบรกตั้งต้นที่ยังไม่ผ่านการผ่าร่องและปาดข้างของรถจาก
บริษัท คอมแพ็ค อินเทอร์เน็ตเนชั่นแนล(1994) จำกัด

3.1.2 งานเบรกที่เข้ากับผ้าเบรกที่นำมาศึกษา

งานเบรกที่ใช้เป็นตัวแทนในการศึกษานั้นเป็นงานเบรก จากบริษัท คอมแพ็ค อินเทอร์เน็ตเนชั่นแนล(1994) จำกัด ดังแสดงในรูปที่ 3.2 ซึ่งงานเบรคนี้มีเส้นผ่านศูนย์กลางประมาณ 300 มิลลิเมตร และเป็นรุ่นที่ใช้คู่กับผ้าเบรกที่เลือกมา

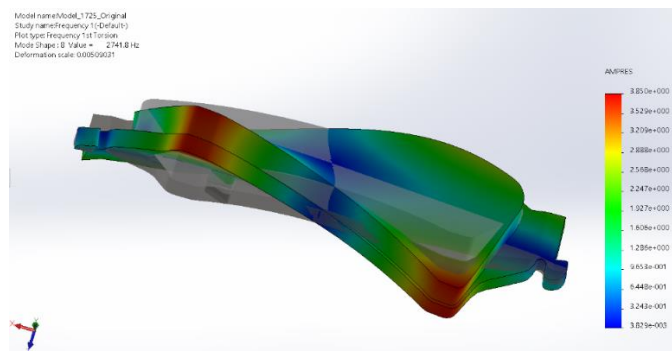


รูปที่ 3.2 งานเบรกของบริษัท คอมแพ็ค อินเทอร์เน็ตเนชั่นแนล(1994) จำกัด

3.1.3 โปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับการออกแบบทางวิศวกรรมและการวิเคราะห์ความถี่ธรรมชาติด้วยระเบียบวิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์

โปรแกรมที่ใช้ในการศึกษาและพัฒนารูปร่างผ้าเบรก โดยการสร้างแบบจำลอง 3 มิติ ที่สามารถสร้างแบบจำลองได้เสมือนกับชิ้นงานจริง อีกทั้งยังสามารถทำนายความถี่ธรรมชาติและรูปร่าง

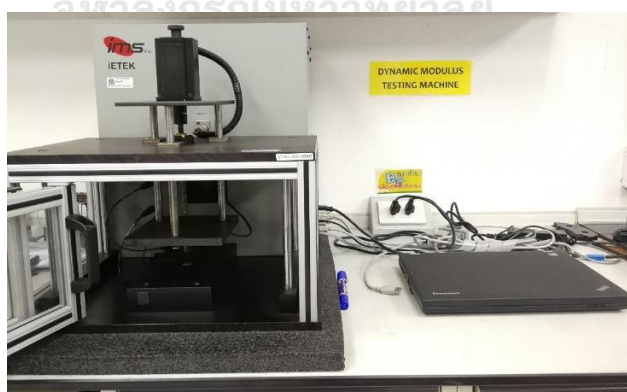
ในการสั่นด้วยระเบียบวิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์ ที่สามารถวิเคราะห์และทำนายผลได้อย่างแม่นยำ เป็นที่ยอมรับและน่าเชื่อถือในวงการด้านวิศวกรรม ซึ่งโปรแกรมที่ใช้ในการวิจัยนี้ คือ SolidWorks และตัวอย่างของชิ้นงานที่วิเคราะห์ด้วยโปรแกรม SolidWorks แสดงในรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.3 ตัวอย่างการทำนายผลความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกด้วยโปรแกรม SolidWorks

3.1.4 เครื่องวัดค่าโมดูลัสของยังแบบอัลตราโซนิก (Ultrasonic Young's Modulus)

เป็นเครื่องทดสอบค่าโมดูลัสของยังสำหรับการทดสอบชิ้นงานผ้าเบรกจริง รุ่น iETEK ใช้โปรแกรม version 1.2 ของบริษัท Industrial Measurement Systems Inc. ดังแสดงในรูปที่ 3.4 เพื่อกำหนดค่าโมดูลัสของยังของแบบจำลองผ้าเบรกที่ถูกสร้างในโปรแกรม SolidWorks



รูปที่ 3.4 เครื่องวัดค่าโมดูลัสของยังแบบอัลตราโซนิก รุ่น iETEK ของบริษัท Industrial Measurement Systems Inc.

3.1.5 ชุดบันทึกข้อมูลเสียงและความสั่นสะเทือนของยานยนต์

เครื่องบันทึกข้อมูลเสียงและความสั่นสะเทือนของยานยนต์ (Compact Vehicle Data Acquisition System) เป็นโมเดล 3802S ของบริษัท LINK ENGINEERING ดังแสดงในรูปที่ 3.5 ที่สามารถใช้เป็นเครื่องมือในการวัดและทดสอบ เพื่อวิจัยชิ้นส่วนยานยนต์ชิ้นสำคัญๆ เช่น ฝาเบรก จานเบรก เป็นต้น อีกทั้งยังสามารถบันทึกข้อมูลอื่นๆ เช่น ความเร็วรถยนต์ขณะเคลื่อนที่ แรงกดแป้นเบรก และข้อมูลอื่นๆ ที่จำเป็นสำหรับอุตสาหกรรมยานยนต์ เครื่องบันทึกข้อมูลเสียงและความสั่นสะเทือนนี้ประกอบด้วยอุปกรณ์ที่จำเป็นหลักๆ ทั้งหมด 4 ชิ้น



รูปที่ 3.5 เครื่องบันทึกข้อมูลเสียงและการสั่นสะเทือนของบริษัท LINK ENGINEERING

- 1.) เครื่องวัดอัตราเร่งการสั่นสะเทือน (Accelerometer) เป็นเครื่องวัดอัตราเร่งการสั่นสะเทือนของชิ้นงานชนิด Piezoelectric Charge Accelerometer Type 4393 ของบริษัท Bruel & Kjaer ดังแสดงในรูปที่ 3.6 เพื่อวัดอัตราเร่งการสั่นสะเทือนของวัตถุ



รูปที่ 3.6 เครื่องวัดอัตราเร่งการสั่นสะเทือน Type 4393
ของบริษัท Bruel & Kjaer

- 2.) สเตรนเกจโหลดเซลล์ (Strain Gage Load Cells)
เป็นสเตรนเกจที่ใช้วัดทอร์กและแรงการเหยียบเบรก ใช้สเตรนเกจโมเดล 1515-106-03A ของบริษัท PCB PIEZOTRONICS แสดงในรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 สเตรนเกจโหลดเซลล์โมเดล 1515-106-03A
ของบริษัท PCB PIEZOTRONICS

- 3.) ตัวแปลงสัญญาณ (Transducer)
เป็นอุปกรณ์ไฟฟ้าที่ใช้แปลงสัญญาณเชิงกลจากหัววัดอัตราเร่งการสั่นเป็นสัญญาณไฟฟ้าเข้าสู่เครื่องบันทึกเสียงและการสั่นสะเทือนของยานยนต์ ซึ่งเป็นตัวแปลงสัญญาณ Type 2647B ของบริษัท Bruel & Kjaer ดังแสดงในรูปที่ 3.8



รูปที่ 3.8 ตัวแปลงสัญญาณ Type 2647B บริษัท Bruel & Kjaer

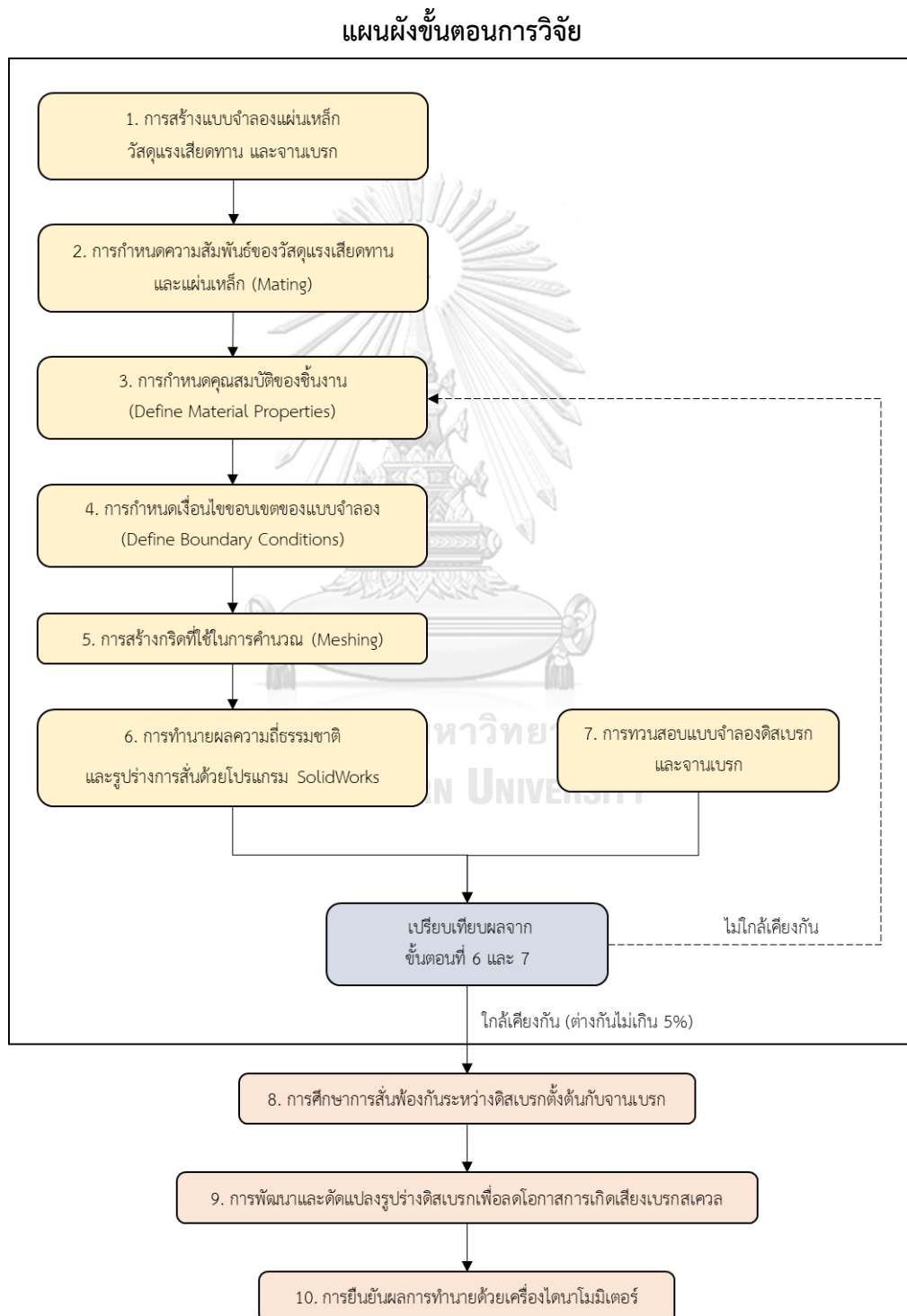
- 4.) ค้อนสำหรับใช้เคาะชิ้นงาน
ค้อนสำหรับเคาะชิ้นงานมีขนาดหัวค้อนเหล็กขนาดประมาณ 10 มิลลิเมตร น้ำหนัก
ประมาณ 3 กรัม ซึ่งเป็นของบริษัท คอมแพ็ค อินเทอร์เน็ตเนชั่นแนล(1994) จำกัด ดัง
แสดงในรูปที่ 3.9



รูปที่ 3.9 ค้อนสำหรับเคาะชิ้นงานของ
บริษัท คอมแพ็ค อินเทอร์เน็ตเนชั่นแนล(1994) จำกัด

3.2 วิธีการดำเนินงานวิจัย

ในการดำเนินงานวิจัยเพื่อศึกษาผลของการผ่าร่องและการปาดข้างของผ้าเบรกต่อการเกิดเสียงเบรกสควอล โดยการสร้างแบบจำลองผ้าเบรกและจานเบรกด้วยโปรแกรม SolidWorks ประกอบด้วยขั้นตอนทั้งหมด 10 ขั้นตอน ดังแผนผังที่แสดงด้านล่าง



3.2.1 การสร้างแบบจำลองแผ่นเหล็ก วัสดุแรงเสียดทาน และจานเบรก

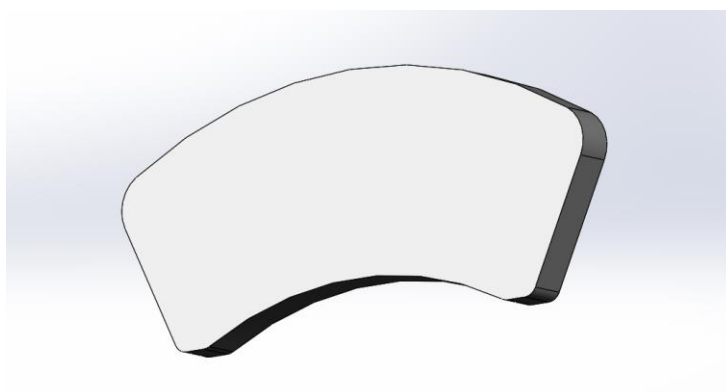
การศึกษางานวิจัยในขั้นตอนนี้เป็นการสร้างแบบจำลองผ้าเบรกตั้งต้นและจานเบรกเพื่อนำแบบจำลองนี้ไปศึกษาวิจัยโอกาสในการเกิดเสียงและพัฒนาตัดแปงรูปร่างผ้าเบรกเพื่อลดโอกาสการเกิดเสียงในขั้นต่อไป

ในการสร้างแบบจำลองผ้าเบรกและจานเบรคนั้นจำเป็นอย่างยิ่งที่แบบจำลองต้องมีความแม่นยำและใกล้เคียงกับชิ้นงานจริงมากที่สุด เพื่อให้ได้ผลลัพธ์ของการคำนวณที่ถูกต้องและสามารถนำไปใช้งานในภาคอุตสาหกรรมได้อย่างมีประสิทธิภาพ ดังนั้นในส่วนนี้จึงสร้างแบบจำลองให้มีขนาดและรูปร่างรายละเอียดต่างๆเหมือนกับชิ้นงานจริง ซึ่งผ้าเบรกที่งานวิจัยนี้ศึกษาเป็นเบรกของรถกระบะ ยี่ห้อ FORD รุ่น RANGER การสร้างชิ้นส่วนแบบจำลองผ้าเบรกประกอบด้วย 2 ส่วน คือ แผ่นเหล็ก และวัสดุแรงเสียดทาน ดังแสดงในรูปที่ 3.10 และ 3.11 ตามลำดับ และการวาดแบบจำลองจานเบรก ดังแสดงในรูปที่ 3.12

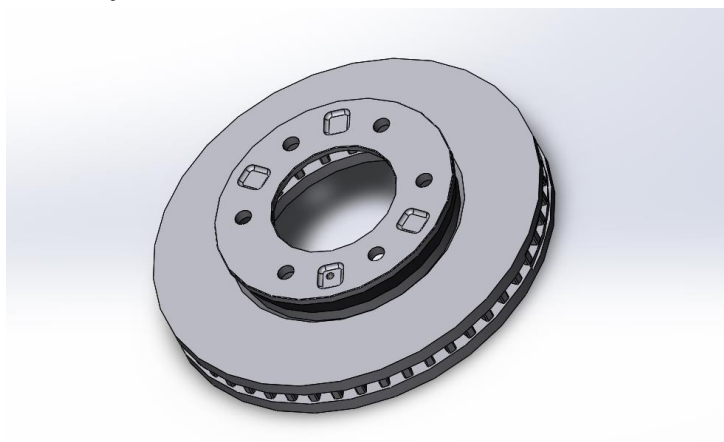


CHULALONGKORN UNIVERSITY

รูปที่ 3.10 แบบจำลองแผ่นเหล็กของผ้าเบรก



รูปที่ 3.11 แบบจำลองวัสดุแรงเสียดทานผ้าเบรก



รูปที่ 3.12 แบบจำลองจานเบรก

3.2.2 การกำหนดความสัมพันธ์ของวัสดุแรงเสียดทานและแผ่นเหล็ก (Mating)

นอกจากการกำหนดคุณสมบัติของวัสดุจะมีผลต่อการคำนวณและความแม่นยำของผลลัพธ์แล้วนั้น การกำหนดความสัมพันธ์ของชิ้นงานเพื่อประกอบชิ้นส่วนต่างๆ สร้างขึ้นเป็นแบบจำลองผ้าเบรก มีส่วนสำคัญที่อาจทำให้ผลลัพธ์ที่ได้ไม่สอดคล้องกับการทดสอบกับชิ้นงานจริง โดยการสร้างแบบจำลองผ้าเบรกตั้งต้นประกอบด้วย 2 ส่วนคือ แผ่นเหล็ก และ วัสดุแรงเสียดทาน ซึ่งในความเป็นจริงทั้ง 2 ส่วนนี้ประกบติดกัน ดังนั้นในการสร้างแบบจำลองดิสเบรกจึงต้องนำทั้ง 2 ส่วนมาประกบติดกันด้วยวิธีการ

- Coincident Mate คือ พื้นผิวชิ้นงานทั้ง 2 ชิ้นที่ถูกเลือกจะอยู่ในระนาบเดียวกัน
- Concentric คือ การกำหนดให้พื้นผิวโค้งของชิ้นงานทั้ง 2 ชิ้นมีจุดศูนย์กลางร่วมกัน

3.2.3 การกำหนดคุณสมบัติของชิ้นงาน (Define Material Properties)

การกำหนดคุณสมบัติของแบบจำลองดิสก์เบรกและจานเบรกมีความสำคัญอย่างยิ่งต่อการคำนวณหาผลลัพธ์และความแม่นยำของผลลัพธ์ เนื่องจากคุณสมบัติของวัสดุมีบทบาทสำคัญในการคำนวณ การกำหนดคุณสมบัติของแผ่นเหล็กและจานเบรกมีความซับซ้อนน้อยกว่าเมื่อเทียบกับการกำหนดคุณสมบัติของวัสดุแรงเสียดทาน เนื่องจากวัสดุแรงเสียดทานถูกทำขึ้นจากวัสดุเคมีหลายชนิดทำให้ยากในการกำหนดค่าคุณสมบัติเพื่อให้ได้ผลลัพธ์ที่มีความแม่นยำและใกล้เคียงกับชิ้นงานจริง ในงานวิจัยนี้ผู้วิจัยจึงได้ทำการทดลองเพื่อกำหนดค่าคุณสมบัติดังกล่าว และทวนสอบผลลัพธ์ด้วยการทดสอบค่าความถี่ธรรมชาติของแบบจำลองกับชิ้นงานผ้าเบรกจริง ถ้าหากค่าที่กำหนดมีความเหมาะสม ค่าความถี่ธรรมชาติที่คำนวณได้จากโปรแกรมจะมีค่าใกล้เคียงกับค่าที่ได้จากการทดลองจริง

- **การกำหนดคุณสมบัติของแผ่นเหล็ก**

วัสดุที่นำมาทำแผ่นเหล็กของผ้าเบรกทำมาจากเหล็กอัลลอย (Alloy Steel) ชนิด SS ดังนั้นจึงกำหนดคุณสมบัติแผ่นเหล็กของแบบจำลองในโปรแกรมเป็น Alloy Steel ซึ่งในโปรแกรมมีค่าเริ่มต้นของคุณสมบัติต่างๆไว้แล้ว ดังแสดงในตารางที่ 3.1 และกำหนดค่าเริ่มต้นวัสดุเป็น Isotropic

ตารางที่ 3.1 คุณสมบัติของแผ่นเหล็ก

คุณสมบัติ	แผ่นเหล็ก	หน่วย
วัสดุ	เหล็กอัลลอย ชนิด SS	
ค่าความยืดหยุ่นโมดูลัส, E	210	GPa
อัตราส่วนของปัวซอง, ν	0.28	
โมดูลัสแรงเฉือน, G	78.9	GPa
ความหนาแน่น, ρ	7700	kg/m ³

- **การกำหนดคุณสมบัติของวัสดุแรงเสียดทานผ้าเบรก**

การกำหนดคุณสมบัติของวัสดุแรงเสียดทานของแบบจำลองในโปรแกรมนับว่าเป็นเรื่องที่ยากและมีความซับซ้อน เนื่องจากวัสดุแรงเสียดทานเป็นวัสดุประกอบ (Composite) จากหลายๆวัสดุปนกัน อีกทั้งปัจจัยอื่นๆของวัสดุมีผลต่อการกำหนดคุณสมบัติของวัสดุ ทำให้วัสดุมีคุณสมบัติในหลายๆทิศทางที่แตกต่างกัน

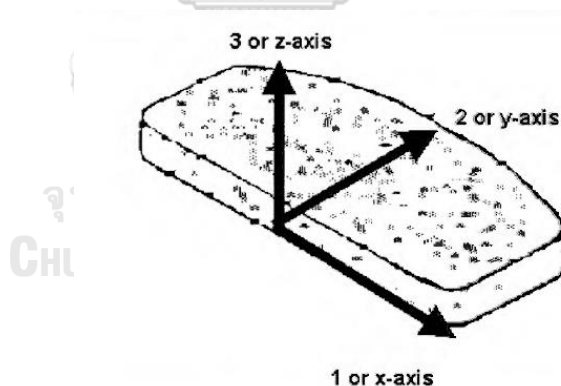
โดยจากลักษณะกระบวนการขึ้นรูปเย็น (Preforming) หรือแม้แต่กระบวนการขึ้นรูปร้อน (Hot-Pressing) เป็นสาเหตุให้วัสดุแรงเสียดทานผ้าเบรกเป็นแบบ Orthotropic ในการกำหนดคุณสมบัติของวัสดุแรงเสียดทานจึงจำเป็นต้องวัดค่าความยืดหยุ่นโมดูลัสของวัสดุในหลายๆทิศทางเช่นกัน แต่เนื่องจากเครื่องวัดค่าโมดูลัสของยังแบบอัลตราโซนิก รุ่น iTEK ของบริษัท Industrial Measurement Systems Inc. ที่ทางบริษัท คอมแพ็ค อินเตอร์เนชั่นแนล(1994) จำกัด ใช้งานอยู่นั้น มีข้อจำกัดในด้านของโปรแกรมที่ไม่สามารถวัดค่าความยืดหยุ่นโมดูลัสของวัสดุได้ในหลายๆทิศทาง อีกทั้งหัววัดที่มีขนาดใหญ่กว่าความหนาของผ้าเบรกจึงไม่สามารถวัดค่าความยืดหยุ่นโมดูลัสในทิศทางนั้นได้ ดังนั้นการวัดค่าความยืดหยุ่นโมดูลัสจึงสามารถวัดได้เฉพาะในทิศทางแกน Z เท่านั้น ดังรูปที่ 3.13 ส่วนค่าความยืดหยุ่นโมดูลัสเริ่มต้นในทิศทางแกน X และแกน Y จึงได้มาจากการคำนวณตั้งสมการในภาคผนวก ก.1 ซึ่งค่าความยืดหยุ่นโมดูลัสของแกน X และแกน Y มีค่าประมาณเท่ากัน [16, 21] แต่

วิธีการที่ง่ายและเหมาะสมกว่าการคำนวณคือการกำหนดค่าความยืดหยุ่นแกน X และ Y ประมาณ 10 เท่าของแกน Z เป็นค่าเริ่มต้น และทำการปรับจูนค่าโดยการลองผิดลองถูก เพื่อให้ค่าความถี่ธรรมชาติของแบบจำลองกับชิ้นงานมีค่าใกล้เคียงกัน จากมาตรฐานการควบคุมคุณภาพของดิสเบรกที่ทางอุตสาหกรรมและงานวิจัยของ Saw Chun Lin [4] ได้ค่าเบี่ยงเบนไม่ควรเกิน 5% เพื่อความน่าเชื่อถือของแบบจำลอง

ค่าความหนาแน่นของวัสดุแรงเสียดทานคำนวณจากสูตรหาความหนาแน่นในภาคผนวกที่ ก.2 โดยการชั่งวัสดุแรงเสียดทานบนเครื่องชั่งและหาปริมาตรจากความหนาและพื้นที่จากโปรแกรม SolidWorks

ส่วนค่าอัตราส่วนของปัวซองใช้ค่าเริ่มต้นที่โปรแกรมให้มา คือ 0.28 เนื่องจากข้อจำกัดของเครื่องมือและอุปกรณ์จึงไม่สามารถหาค่าได้

การกำหนดค่าโมดูลัสแรงเฉือนเริ่มต้นได้จากสูตรการคำนวณในภาคผนวก ก.3 ซึ่งในงานวิจัยนี้กำหนดให้ค่าโมดูลัสแรงเฉือนในแกน XY YZ และ XZ มีค่าเท่ากัน เนื่องจากในสูตรการคำนวณจำเป็นต้องทราบค่าอัตราส่วนของปัวซองในแต่ละทิศทาง และค่าอัตราส่วนของปัวซองในแต่ละทิศทางถูกกำหนดให้มีค่าเท่ากันตามค่าเริ่มต้นในโปรแกรม ค่าคุณสมบัติเริ่มต้นของวัสดุแรงเสียดทาน แสดงในตารางที่ 3.2



รูปที่ 3.13 พิกัดอ้างอิงถึงทิศทางในการวัดของผ้าเบรก [16]

ตารางที่ 3.2 ค่าคุณสมบัติเริ่มต้นของวัสดุแรงเสียดทาน

คุณสมบัติ	วัสดุแรงเสียดทาน	หน่วย
วัสดุ	วัสดุผสม	
ค่าความยืดหยุ่นโมดูลัสแกน X, E_x	13.1	GPa
ค่าความยืดหยุ่นโมดูลัสแกน Y, E_y	13.1	GPa
ค่าความยืดหยุ่นโมดูลัสแกน Z, E_z	1.31	GPa

อัตราส่วนของปัวซองแกน XY, ν_{xy}	0.28	-
อัตราส่วนของปัวซองแกน YZ, ν_{yz}	0.28	-
อัตราส่วนของปัวซองแกน XZ, ν_{xz}	0.28	-
โมดูลัสแรงเฉือนแกน XY, G_{xy}	3.52	GPa
โมดูลัสแรงเฉือนแกน YZ, G_{yz}	3.52	GPa
โมดูลัสแรงเฉือนแกน XZ, G_{xz}	3.52	GPa
ความหนาแน่น, ρ	2518.37	kg/m ³

จากนั้นทำนายผลความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกตามขั้นตอนที่ 3.2.6 ด้วยค่าเริ่มต้นที่กำหนด ดังตารางที่ 3.2 จากนั้นเปรียบเทียบค่าและทวนสอบแบบจำลองตามขั้นตอนที่ 3.2.7 ดังตารางที่ 3.3 จากนั้นทำการปรับจูนค่าความยืดหยุ่นโมดูลัสในทิศทางแกน X และ Y ซึ่งการปรับจูนค่าใน 2 ทิศทางนี้เป็นการทวนสอบค่าความถี่ธรรมชาติในโหมดการสั่นแบบ Bending โดยใช้สูตรในการปรับจูนตามภาคผนวก ก.4 จนกว่าค่าความถี่ธรรมชาติของแบบจำลองผ้าเบรกกับชิ้นงานจริงในโหมดการสั่นแบบ Bending มีค่าใกล้เคียงกันมากที่สุดหรือมีค่าเบี่ยงเบนไม่เกิน 5% ดังแสดงในตารางที่ 3.4 จากนั้นจึงทำการปรับจูนโหมดการสั่นแบบ Torsion ด้วยการปรับจูนค่าโมดูลัสแรงเฉือนทั้ง 3 ทิศทางเท่ากันตามสูตรในภาคผนวก ก.4 เหมือนกับการปรับจูนโหมดการสั่นแบบ Bending จนมีค่าค่าความถี่ธรรมชาติของแบบจำลองผ้าเบรกกับชิ้นงานจริงใกล้เคียงกันมากที่สุดหรือมีค่าเบี่ยงเบนไม่เกิน 5 เปอร์เซ็นต์ ดังแสดงในตารางที่ 3.5 ดังนั้นจะได้ค่าคุณสมบัติของวัสดุแรงเสียดทานที่เหมาะสมและใกล้เคียงกับชิ้นงานจริงมากที่สุด ดังแสดงในตารางที่ 3.6

ตารางที่ 3.3 ค่าความถี่ธรรมชาติและค่าความเบี่ยงเบนจากการใช้ค่าเริ่มต้น

โหมด	ผลการทำนาย	ผลการทดสอบ	% ค่าความเบี่ยงเบน
1 st Bending (0,2)	1743.4	1575	+10.7
1 st Torsion (1,1)	2790.4	2850	-2.10
2 nd Bending (0,3)	3619.4	3350	+8.04
3 rd Bending (0,4)	5516.8	5300	+4.10

ตารางที่ 3.4 ค่าความถี่ธรรมชาติและค่าความเบี่ยงเบนจากการปรับจูนค่าความ ยืดหยุ่น โมดูลัสในทิศทาง X และ Y ($E_x = 9.00$ GPa, $E_y = 9.00$ GPa)

โหมด	ผลการทำนาย	ผลการทดสอบ	% ค่าความเบี่ยงเบน
1 st Bending (0,2)	1569.3	1575	-0.36
1 st Torsion (1,1)	2773.6	2850	-2.68
2 nd Bending (0,3)	3377.5	3350	+0.82
3 rd Bending (0,4)	5297.3	5300	-0.05

ตารางที่ 3.5 ค่าความถี่ธรรมชาติและค่าความเบี่ยงเบนจากการปรับจูนค่าความ ยืดหยุ่น โมดูลัสในทิศทาง X และ Y ($E_x = 9.00$ GPa, $E_y = 9.00$ GPa, $G = 3.80$ GPa)

โหมด	ผลการทำนาย	ผลการทดสอบ	% ค่าความเบี่ยงเบน
1 st Bending (0,2)	1571.8	1575	-0.20
1 st Torsion (1,1)	2830.6	2850	-0.68
2 nd Bending (0,3)	3392.2	3350	+1.46
3 rd Bending (0,4)	5321.9	5300	+0.41

ตารางที่ 3.6 ค่าคุณสมบัติของวัสดุแรงเสียดทาน

คุณสมบัติ	วัสดุแรงเสียดทาน	หน่วย
วัสดุ	วัสดุผสม	
ค่าความยืดหยุ่นโมดูลัสแกน X, E_x	9.00	GPa
ค่าความยืดหยุ่นโมดูลัสแกน Y, E_y	9.00	GPa
ค่าความยืดหยุ่นโมดูลัสแกน Z, E_z	1.31	GPa
อัตราส่วนของปัวซองแกน XY, ν_{xy}	0.28	-
อัตราส่วนของปัวซองแกน YZ, ν_{yz}	0.28	-
อัตราส่วนของปัวซองแกน XZ, ν_{xz}	0.28	-
โมดูลัสของแรงเฉือนแกน XY, G_{xy}	3.80	GPa
โมดูลัสของแรงเฉือนแกน YZ, G_{yz}	3.80	GPa
โมดูลัสของแรงเฉือนแกน XZ, G_{xz}	3.80	GPa
ความหนาแน่น, ρ	2518.37	kg/m ³

- การกำหนดคุณสมบัติของงานเบรก

เนื่องจากวัสดุที่ใช้ทำงานเบรกเป็นหลักหล่อทั้งหมด จึงกำหนดค่าเริ่มต้นของวัสดุเป็น Isotropic และกำหนดชนิดของวัสดุในโปรแกรมเป็น Grey Cast Iron จากนั้นจึงทำการปรับจูนค่าความยืดหยุ่นโมดูลัสและความหนาแน่นของวัสดุ การหาความหนาแน่นของวัสดุหาได้จากสูตรในภาคผนวก ก.2 โดยการนำงานเบรกไปชั่งน้ำหนักบนตาชั่งและหาปริมาตรของงานเบรกจากโปรแกรม วิธีการปรับค่าความยืดหยุ่นโมดูลัสมาจากการปรับจูน 3 โหมดแรก of ผลความถี่ธรรมชาติที่ได้จากโปรแกรมให้ตรงกับผลการทดสอบจริงโดยใช้สูตรในภาคผนวก ก.4 จะได้ค่าคุณสมบัติของวัสดุงานเบรกดังตารางที่ 3.7 และผลของความถี่ธรรมชาติที่ได้จากการปรับจูน 3 โหมดแรกของวัสดุ ที่มีเงื่อนไขขอบเขตแบบอิสระ (Free-free boundary condition) ดังแสดงในตารางที่ 3.8

ตารางที่ 3.7 ค่าคุณสมบัติของวัสดุงานเบรก

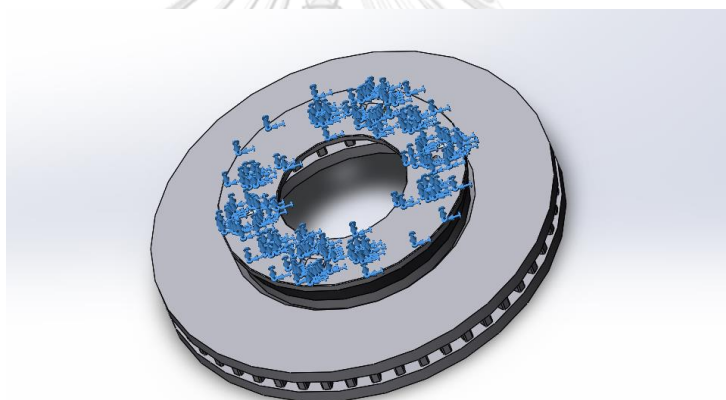
คุณสมบัติ	งานเบรก	หน่วย
วัสดุ	เหล็กหล่อ	
ค่าความยืดหยุ่นโมดูลัส, E	127	GPa
อัตราส่วนของปัวซอง, ν	0.28	
โมดูลัสของแรงเฉือน, G	79.0	GPa
ความหนาแน่น, ρ	7200	Kg/m ³

ตารางที่ 3.8 ค่าความถี่ธรรมชาติและค่าความเบี่ยงเบนจากการปรับจูนค่าความยืดหยุ่นโมดูลัส ($E = 127$ GPa)

โหมด	ผลการทำนาย	ผลการทดสอบ	% ค่าความเบี่ยงเบน
2ND	1290.9	1300.2	-0.72%
3ND	2921.1	2950.3	-0.99%
4ND	4626.7	4600.3	+0.57%

3.2.4 การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตของแบบจำลอง (Define Boundary Conditions)

การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตเป็นการระบุว่าแบบจำลองที่เราต้องการศึกษามีเงื่อนไขการทำงานอย่างไร สำหรับการศึกษาควณที่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของแบบจำลองผ้าเบรกตั้งต้นจะไม่มีกำหนดเงื่อนไขขอบเขตการศึกษา (Free-free boundary conditions) เนื่องจากในงานวิจัยนี้ต้องการศึกษาปัจจัยที่ทำให้มีโอกาสการเกิดเสียงสเควลที่เกิดจากผ้าเบรกเพียงอย่างเดียว เพื่อป้องกันการเกิดการสั่นพ้องระหว่างผ้าเบรกและจานเบรกที่จะนำไปสู่การเกิดเสียงสเควลในที่สุด สำหรับการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตของจานเบรก ในงานวิจัยนี้จะกำหนดเงื่อนไขขอบเขตบริเวณหมวกของจานเบรกในลักษณะการยึดติด (Fixed Geometry) ดังแสดงในรูปที่ 3.14 ซึ่งเป็นการบังคับทั้ง 3 แกนให้ไม่สามารถเคลื่อนที่หรือขยับได้ การกำหนดเงื่อนไขเช่นนี้เพราะส่วนหมวกของจานเบรกจะเป็นบริเวณที่มีการยึดติดกับคัมล้อของรถ และเพื่อให้ผลการทำนายใกล้เคียงกับการใช้งานจึงกำหนดเงื่อนไขขอบเขตของจานเบรกในลักษณะนี้

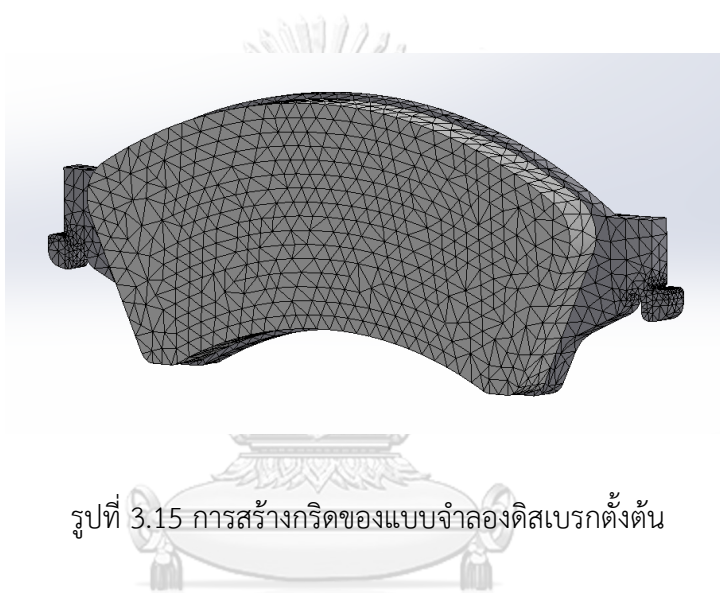


รูปที่ 3.14 การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตแบบยึดติด บริเวณหมวกของจานเบรก

3.2.5 การสร้างกริดที่ใช้ในการคำนวณ (Meshing)

การสร้างกริดเป็นการแบ่งชิ้นงานออกเป็นชิ้นส่วนรูปร่างเรขาคณิตเล็กๆ หรือ เอลิเมนต์ (Element) เพื่อที่จะสามารถใช้สูตรการคำนวณต่างๆที่เราต้องการได้ ซึ่งการสร้างกริดและกำหนดขนาดของกริดนั้นมีความสำคัญต่อความน่าเชื่อถือและความแม่นยำของผลการทำนายเป็นอย่างมาก นอกจากนั้นยังส่งผลต่อเวลาที่ใช้ในการคำนวณผลการทำนาย ดังนั้น หากเราแบ่งชิ้นงานไม่ดีและการสร้างกริดที่มีขนาดใหญ่หรือมีความละเอียดไม่เพียงพอในบริเวณที่มีความซับซ้อนของชิ้นงาน อาจทำให้การคำนวณไม่ถูกต้อง และส่งผลต่อความน่าเชื่อถือและความแม่นยำของผลการทำนาย แต่ในขณะเดียวกันหากเราสร้างกริดที่มีขนาดเล็กเกินไป หรือมีความละเอียดเกินความจำเป็น ก็จะทำให้ใช้

เวลาในการคำนวณและสิ้นเปลืองเวลาเป็นอย่างมาก นอกจากนั้นยังทำให้สิ้นเปลืองการใช้ทรัพยากรของเครื่องคอมพิวเตอร์อีกด้วย รูปแบบการสร้างกริดสำหรับการจำลองผ้าเบรกและจานเบรกที่การวิจัยนี้เลือกใช้เป็นแบบ Curvature-Based Mesh ก็กับการจำลองผ้าเบรกตั้งต้นและจานเบรก ซึ่งเป็นรูปแบบการสร้างกริดที่แบ่งพื้นที่ผิวของกริดเท่าๆกัน เหมาะสำหรับชิ้นงานที่มีความซับซ้อน และมีประสิทธิภาพมากกว่า Standard Mesh ลักษณะของกริดในแบบจำลองผ้าเบรกตั้งต้นจะแสดงในรูปที่ 3.15 ขนาดของกริดจะถูกกำหนดด้วยวิธีการทางคณิตศาสตร์ ซึ่งการกำหนดขนาดกริดของแบบจำลองผ้าเบรกและจานเบรก ปริมาณของกริดสำหรับการจำลอง และจำนวนโหนด (Node) ของแบบจำลองดิสเบรกตั้งต้นและจานเบรก จะแสดงไว้ในตารางที่ 3.9



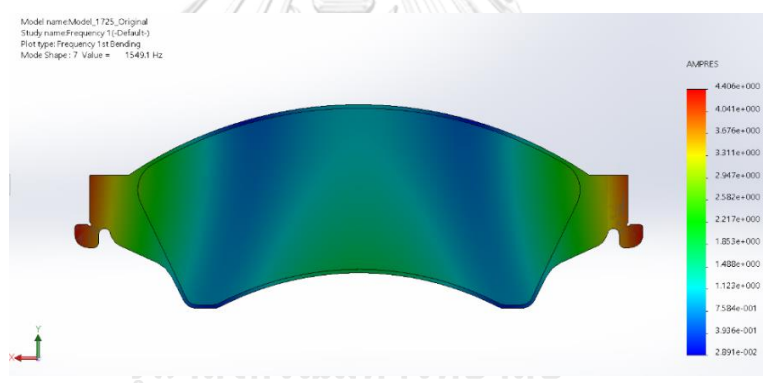
รูปที่ 3.15 การสร้างกริดของแบบจำลองดิสเบรกตั้งต้น

ตารางที่ 3.9 ปริมาณกริดและจำนวนโหนดของแบบจำลอง

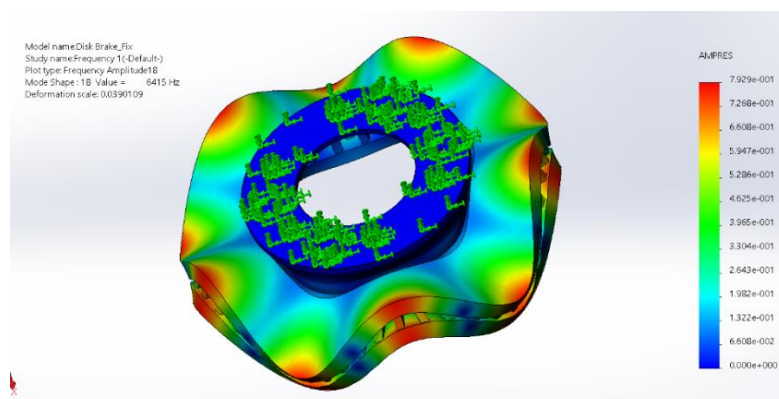
แบบจำลอง	ดิสเบรกตั้งต้น	จานเบรก
ขนาดกริดเล็กสุด (มม.)	1.00	1.60
ขนาดกริดใหญ่สุด (มม.)	5.00	8.00
ปริมาณกริดขั้นต่ำ	8	8
ปริมาณกริดทั้งหมด	21,990	147,976
จำนวนโหนดที่เกิดขึ้น	34,021	243,756

3.2.6 การทำนายผลความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นด้วยโปรแกรม SolidWorks

ขั้นตอนการทำนายผลความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นมีวัตถุประสงค์เพื่อวิเคราะห์และประเมินโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเคเวลของชิ้นงาน หลังจากที่เราสร้างแบบจำลองผ้าเบรกและจานเบรกเรียบร้อยแล้ว จึงทำการกำหนดผลลัพธ์ที่เราต้องการศึกษาในโปรแกรม ซึ่งในการวิจัยนี้เลือกใช้หัวข้อการศึกษา Frequency และกำหนดเงื่อนไขการคำนวณความถี่ธรรมชาติของชิ้นงานตั้งแต่ 0 ถึง 20,000 เฮิร์ตซ์ ซึ่งในงานวิจัยนี้จะทำการศึกษาพฤติกรรมการสั่นในลักษณะเชิงเส้น (Linear Properties) เนื่องจากเป็นข้อจำกัดของโปรแกรม SolidWorks ที่ไม่สามารถคำนวณผลลัพธ์ในลักษณะของ Non-Linear Properties ได้ โดยการคำนวณในลักษณะ Non-Linear Properties จะทำให้ผลการทำนายมีความแม่นยำมากกว่าในการทำนายการเกิดเสียงเบรกสเคเวล อีกทั้งยังเป็นข้อจำกัดของเวลาในการทำการวิจัย ซึ่งการคำนวณผลลัพธ์แบบเชิงเส้นจะใช้เวลาในการคำนวณที่รวดเร็วกว่า ตัวอย่างผลลัพธ์การศึกษาความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของเบรกตั้งต้นและจานเบรกด้วยโปรแกรม SolidWorks จะแสดงในรูปที่ 3.16 และ 3.17



รูปที่ 3.16 ผลลัพธ์รูปร่างการสั่นของดิสเบรกตั้งต้นโปรแกรม SolidWorks



รูปที่ 3.17 ผลลัพธ์รูปร่างการสั่นของดิสเบรกตั้งต้นโปรแกรม SolidWorks

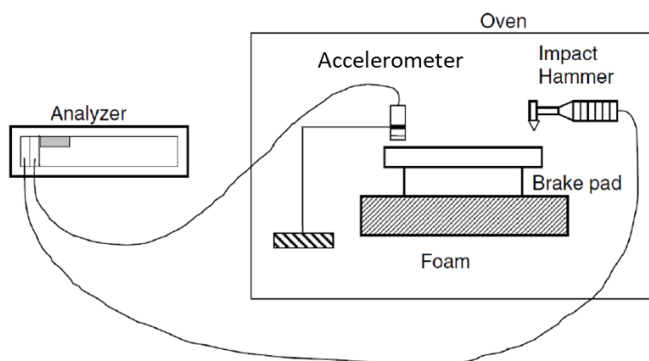
3.2.7 การทดสอบแบบจำลองผ้าเบรกและจานเบรกด้วยวิธีการเคาะ (Impact Hammer Testing)

การทดสอบแบบจำลองเป็นขั้นตอนที่สำคัญอีกขั้นตอนหนึ่ง เนื่องจากเราจำเป็นต้องสร้างแบบจำลองที่มีความเสมือนหรือใกล้เคียงกับชิ้นงานจริงมากที่สุด อีกทั้งผลการทำนายที่ได้จากโปรแกรม SolidWorks จะต้องมีความน่าเชื่อถือและความแม่นยำ เพื่อลดเวลาและทรัพยากรสำหรับการทดสอบสำหรับภาคอุตสาหกรรม ที่จะสามารถนำแบบจำลองที่สร้างขึ้นจากโปรแกรม SolidWorks เป็นตัวแทนของชิ้นงานจริงสำหรับการทดสอบประสิทธิภาพในด้านเสียง ในการทดสอบแบบจำลองผ้าเบรกและจานเบรกสามารถทำได้โดยวิธีการเคาะ (Impact Hammer Testing) ตามมาตรฐานการทดสอบ SAE J2598 และขั้นตอนในการทดสอบแบบจำลองกับชิ้นงานจริงมีดังนี้

- 1) ติดตั้งอุปกรณ์ชุดบันทึกข้อมูลเสียงและความสั่นสะเทือนของยานยนต์อย่างถูกต้อง ดังรูปที่ 3.18 และ 3.19

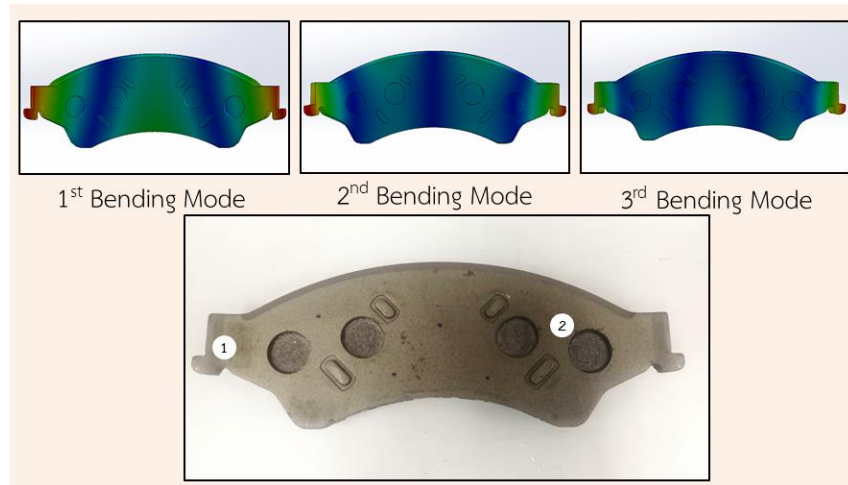


รูปที่ 3.18 การติดตั้งชุดบันทึกข้อมูลเสียงและความสั่นสะเทือนของยานยนต์

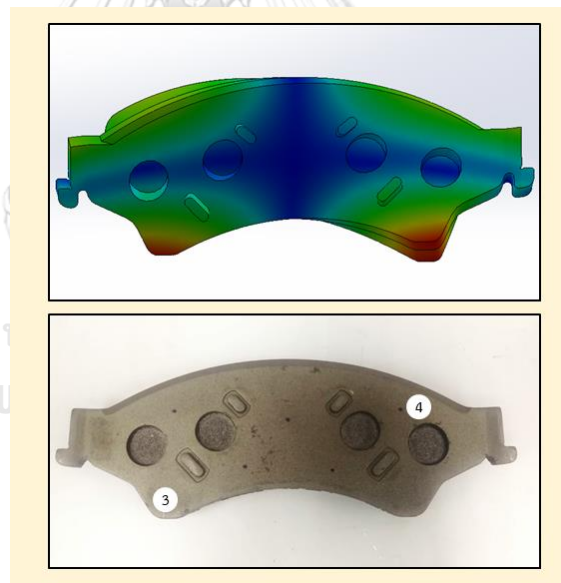


รูปที่ 3.19 แผนผังการติดตั้งอุปกรณ์การวัดความถี่ธรรมชาติตามมาตรฐาน SAE J2598

- 2) ติดตั้งตัววัดอัตราเร่งการสั่น (Accelerometer) บนชิ้นงานผ้าเบรกและจานเบรกที่ต้องการทดสอบในตำแหน่งที่เหมาะสม เพื่อที่จะสามารถเก็บข้อมูลการสั่นของดิสเบรกและจานเบรกได้อย่างถูกต้อง จึงจำเป็นต้องใช้ผลการทำนายรูปร่างการสั่นจากโปรแกรม SolidWorks เป็นแนวทางในการหาตำแหน่งที่จะติดตั้งตัววัดอัตราเร่งการสั่นบนผ้าเบรกตั้งต้นและจานเบรก หากการติดตั้งตัววัดอัตราเร่งการสั่นและการเคาะอยู่ในตำแหน่งที่ไม่ตอบสนองหรือไม่เกิดการสั่น ก็จะทำให้ไม่สามารถเก็บข้อมูลความถี่ธรรมชาติในการสั่นได้อย่างชัดเจนและผลการทดลองที่ได้ อาจมีความถูกต้องน้อยลง ซึ่งความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกและจานเบรกในแต่ละความถี่จะมีรูปร่างการสั่นแตกต่างกัน ทำให้จำเป็นต้องมีการเปลี่ยนตำแหน่งในการติดตั้งตัววัดอัตราเร่งการสั่นตามรูปร่างการสั่นในความถี่นั้นๆ ดังนั้นตำแหน่งในการติดตั้งตัววัดอัตราเร่งการสั่นและตำแหน่งในการเคาะต้องมีความสอดคล้องกัน ดังแสดงในรูปที่ 3.20 และ 3.21



รูปที่ 3.20 ตำแหน่งในการติดตั้งตัววัดอัตราเร่งการสั่นและตำแหน่งในการเคาะของดิสเบรกที่มีรูปร่างการสั่นในลักษณะ 1st Bending Mode, 2nd Bending Mode และ 3rd Bending Mode



รูปที่ 3.21 ตำแหน่งในการติดตั้งตัววัดอัตราเร่งการสั่นและตำแหน่งในการเคาะของดิสเบรกที่มีรูปร่างการสั่นในลักษณะ 1st Torsion Mode

จากรูปที่ 3.20 และ 3.21 ตำแหน่งการติดตั้งตัววัดอัตราเร่งการสั่นของผ้าเบรกตั้งต้นจะมีอยู่ด้วยกัน 2 รูปแบบ คือ ตำแหน่งการติดตั้งตัววัดอัตราเร่งของรูปร่างการสั่น

1st Bending Mode, 2nd Bending Mode และ 3rd Bending Mode จะอยู่ในตำแหน่งที่ 1 และรูปร่างการสั่น 1st Torsion Mode จะอยู่ในตำแหน่งที่ 3 ส่วนตำแหน่งในการเคาะของรูปร่างการสั่น Bending Mode และ Torsion Mode จะอยู่ในตำแหน่งที่ 2 และ 4 ตามลำดับ การติดตั้งตัววัดอัตราเร่งและตำแหน่งในการเคาะจะอยู่ในระนาบแกน Z เนื่องจากในงานวิจัยนี้ต้องการศึกษาโอกาสการเกิดเสียงสควอลผ่านกลไก Mode Coupling ซึ่งเป็นการสั่นในระนาบแกน Z และเหตุที่ต้องเคาะผ้าเบรกบริเวณผิวหน้าของแผ่นเหล็ก เนื่องจากลักษณะการทำงานของระบบเบรกจริง ในบริเวณนี้เป็นบริเวณที่ผ้าเบรกจะถูกกระตุ้นจากคาลิปเปอร์

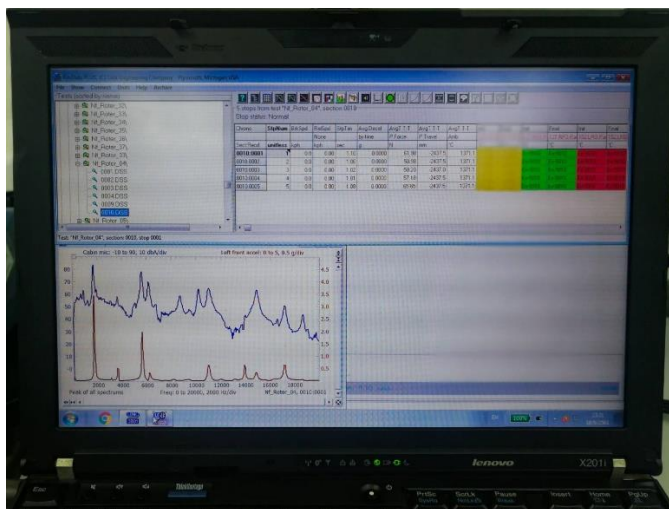
ส่วนตำแหน่งการติดตั้งตัววัดอัตราเร่งการสั่นและการเคาะของจานเบรกจะแสดงในรูปที่ 3.22 ซึ่งตำแหน่งในการติดตั้งตัววัดอัตราเร่งการสั่นจะอยู่ในตำแหน่งที่ 5 ส่วนตำแหน่งในการเคาะจะอยู่ในตำแหน่งที่ 6



CHULALONGKORN UNIVERSITY

รูปที่ 3.22 ตำแหน่งในการติดตั้งตัววัดอัตราเร่งการสั่น
และตำแหน่งในการเคาะของจานเบรก

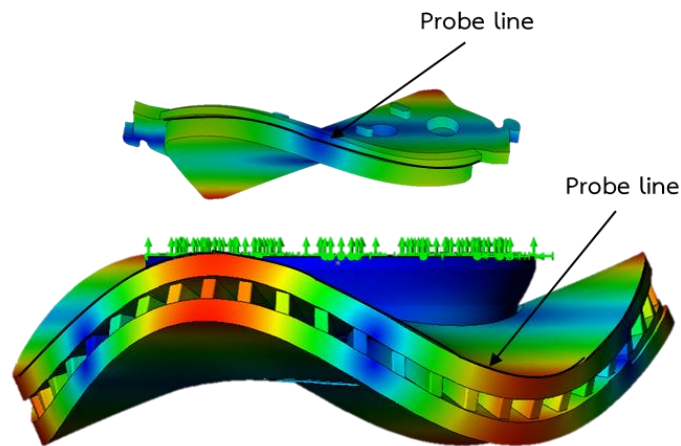
- 3) วัดค่าความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรก เมื่อทำการเคาะค้อนลงบนวัสดุพร้อมทั้งเหยียบแป้นสเตรนเกจโหลดเซลล์ค้างไว้ เมื่อปล่อยแป้นเหยียบ เครื่องขยายสัญญาณจะทำการแปลงสัญญาณที่ได้จากตัววัดการสั่นแล้วแสดงผลข้อมูลดังแสดงในรูปที่ 3.23



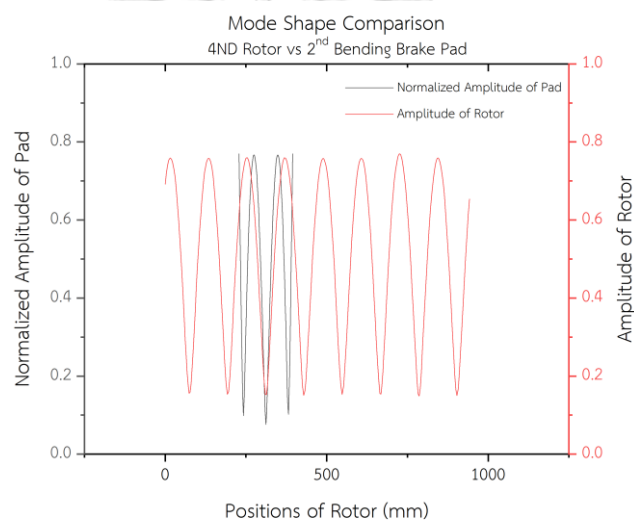
รูปที่ 3.23 การแสดงผลข้อมูลความถี่ธรรมชาติที่วัดได้จากเครื่องเครื่องบันทึกข้อมูลเสียงและการสั่นสะเทือน

3.2.8 การศึกษาการสั่นพ้องกันระหว่างผ้าเบรกตั้งต้นกับจานเบรก

การสั่นพ้องกันระหว่างผ้าเบรกตั้งต้นกับจานเบรกเป็นกลไกที่ส่งผลให้มีโอกาสเกิดเสียงสเควลก่อนที่เราจะพัฒนาหรือดัดแปลงรูปร่างของผ้าเบรกได้นั้น จะต้องศึกษาก่อนว่าผ้าเบรกตั้งต้นที่ยังไม่ผ่านการผ่าร่องและปาดข้างใดๆ จะมีโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเควลได้มากน้อยเพียงใด เพื่อที่จะสามารถพัฒนาและดัดแปลงรูปร่างของผ้าเบรกได้อย่างมีประสิทธิภาพ ซึ่งในการศึกษาการสั่นพ้องของผ้าเบรกและจานเบรกสามารถทำได้โดยการนำกราฟเส้นการสั่นของผ้าเบรกและจานเบรกมาซ้อนทับกัน เพื่อตรวจสอบว่าชิ้นส่วนทั้ง 2 ชิ้นนี้มีโอกาสที่จะเกิดการสั่นพ้องหรือปรากฏการณ์ Mode Coupling แล้วนำไปสู่โอกาสการเกิดเสียงเบรกสเควลหรือไม่ โดยเลือกพิจารณาแนวเส้นขอบการสั่น (Probe line) ของผ้าเบรกและจานเบรกที่ตรงกันในโปรแกรม SolidWorks ดังแสดงในรูปที่ 3.23 จากนั้นโปรแกรมจะแสดงข้อมูลดังกล่าว และนำข้อมูลไปพล็อตกราฟเปรียบเทียบรูปร่างสั่นระหว่างผ้าเบรกและจานเบรก ตัวอย่างกราฟการซ้อนทับกันของการสั่นระหว่างส่วนประกอบทั้ง 2 ชิ้น ดังแสดงในรูปที่ 3.24



รูปที่ 3.24 แนวเส้นขอบการสั่นของผ้าเบรกและจานเบรก



รูปที่ 3.25 กราฟการซ้อนทับกันของการสั่นระหว่างดิสเบรกกับจานเบรก

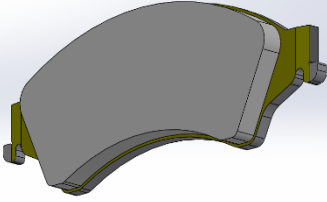
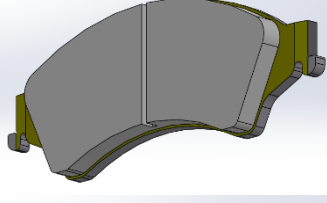
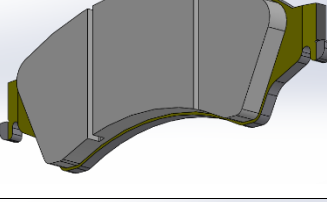
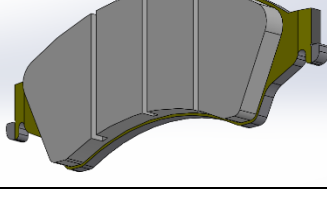
3.2.9 การพัฒนาและดัดแปลงรูปร่างผ้าเบรกเพื่อลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสแควล

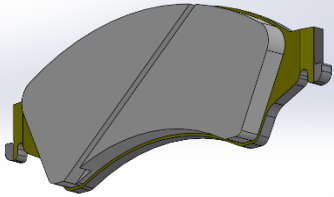
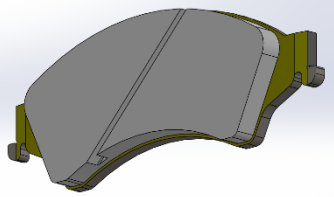
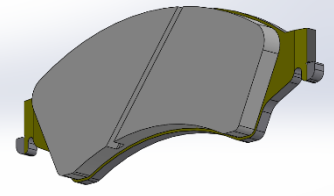
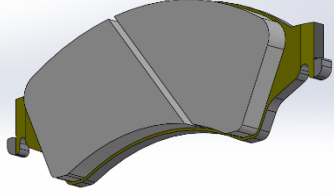
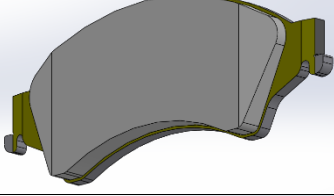
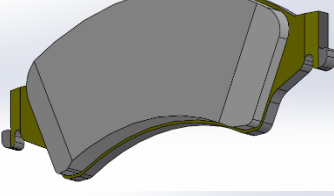
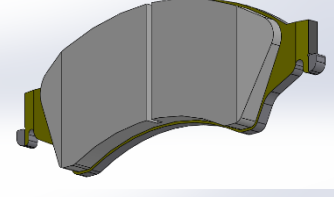
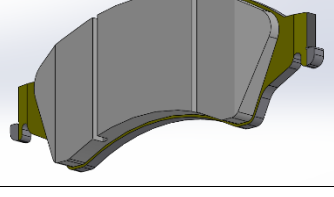
การทำการวิจัยในขั้นตอนนี้มีจุดมุ่งหมายที่จะนำความรู้ที่ได้จากการศึกษาพฤติกรรมการณ์การสั่นของแบบจำลองผ้าเบรกตั้งต้น (Baseline) มาพัฒนาและดัดแปลง เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการใช้งานของเบรกในด้านของเสียง โดยการลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสแควลผ่านกลไก Mode Coupling

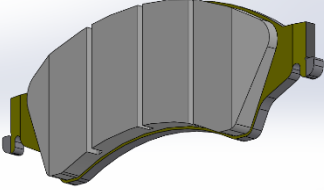
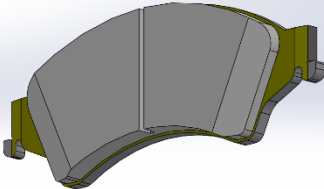
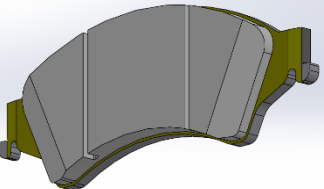
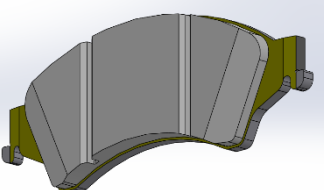
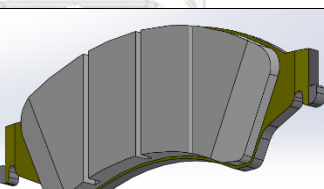
ในการพัฒนาและดัดแปลงรูปร่างของดิสเบรกนั้น นอกจากจะต้องคำนึงถึงประสิทธิภาพการใช้งานแล้ว ยังต้องคำนึงถึงปัจจัยทางด้านการผลิตและการลงทุน หากการดัดแปลงนี้ส่งผลต่อระยะเวลาในการผลิต หรือทำให้การผลิตล่าช้า จนกระทั่งไม่สามารถผลิตชิ้นงานได้ ซึ่งทำให้ปริมาณใน

การผลิตลดลง ส่งผลต่อรายรับและกำไรที่ทางบริษัทจะได้รับ ด้วยเหตุนี้การออกแบบรูปร่างของผ้าเบรกจึงต้องคำนึงถึงปัจจัยทางด้านการผลิตของทางอุตสาหกรรมไปพร้อมๆกับการควบคุมคุณภาพของผ้าเบรก เพื่อไม่ให้ละเอียดถึงข้อจำกัดดังกล่าว ในงานวิจัยนี้จึงเลือกพัฒนาและดัดแปลงรูปร่างของผ้าเบรกตามการออกแบบของทางภาคอุตสาหกรรมที่มีอยู่เดิม เพื่อให้มั่นใจได้ว่าทางอุตสาหกรรมสามารถนำความรู้และผลลัพธ์ที่ได้จากงานวิจัยนี้ไปใช้ได้จริง อีกทั้งต้องการที่จะศึกษาว่ารูปร่างการผ่าร่องและการปาดข้างที่พบเห็นได้ทั่วไปในท้องตลาด ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพในด้านของเสียงอย่างไร การดัดแปลงรูปร่างในงานวิจัยนี้จึงไม่ใช่การออกแบบรูปร่างใหม่แต่อย่างใด แต่เป็นการศึกษารูปร่างของผ้าเบรกที่ใช้งานจริงในปัจจุบันและวิเคราะห์ผลกระทบของรูปร่างนั้นที่มีต่อเสียงเบรกสควอล รูปร่างของผ้าเบรกที่ต้องการศึกษาถูกแบ่งออกเป็น 5 กลุ่ม ดังแสดงในตารางที่ 3.10

ตารางที่ 3.10 ลักษณะการดัดแปลงรูปร่างของดิสเบรกในแต่ละแบบจำลอง

กลุ่ม	ชื่อ	รูปร่างแบบจำลองผ้าเบรก	รายละเอียด
-	Baseline		ไม่มีการดัดแปลงรูปร่างใดๆ
1. ผ่าร่องตรง	N1		ผ่าร่องบริเวณตรงกลางของผิวดิสเบรก
1. ผ่าร่องตรง	N2		ผ่าร่อง 2 ร่องโดยมีระยะห่างระหว่างร่อง 62.6 มม.
1. ผ่าร่องตรง	N3		รวมกันระหว่างรูปร่าง N1 และ N3

2. ผ้าร่องเฉียง	D1		ผ้าร่องเฉียงทำมุม 40 องศา กับ แนวราบ
2. ผ้าร่องเฉียง	D2		ผ้าร่องเฉียงทำมุม 45 องศา กับ แนวราบ
2. ผ้าร่องเฉียง	D3		ผ้าร่องเฉียงทำมุม 50 องศา กับ แนวราบ
2. ผ้าร่องเฉียง	D4		ผ้าร่องเฉียงทำมุม 50 องศา ตรงข้าม กับโมเดล D3
3. ปาดข้าง	SC		ปาดข้างตรงทำมุม 15 องศา
3. ปาดข้าง	RC		ปาดข้างตามแนว รัศมีทำมุม 20 องศา
4. ปาดข้างตรง รวมกับผ้าร่อง ตรง	SC + N1		ปาดข้างตรงรวม กับผ้าร่อง 1 ร่อง ตรงกลาง
4. ปาดข้างตรง รวมกับผ้าร่อง ตรง	SC + N2		ปาดข้างตรงรวม กับผ้าร่อง 2 ร่อง ตามโมเดล N2

4. ปาดข้างตรง รวมกับผ้าร่อน ตรง	SC + N3		ปาดข้างตรงรวม กับผ้าร่อน 3 ร่อง ตามโมเดล N3
5. ปาดข้างตาม แนวรัศมีรวมกับ ผ้าร่อนตรง	RC + N1		ปาดข้างเฉียงรวม กับผ้าร่อน 1 ร่อง ตามโมเดล N1
5. ปาดข้างตาม แนวรัศมีรวมกับ ผ้าร่อนตรง	RC + N2		ปาดข้างเฉียงรวม กับผ้าร่อน 2 ร่อง ตามโมเดล N2
5. ปาดข้างตาม แนวรัศมีรวมกับ ผ้าร่อนตรง	Commercial		ปาดข้างเฉียงรวม กับผ้าร่อน 2 ร่องที่ มีลักษณะปากร่อง เป็นรูป Y
5. ปาดข้างตาม แนวรัศมีรวมกับ ผ้าร่อนตรง	RC + N3		ปาดข้างเฉียงรวม กับผ้าร่อน 3 ร่อง ตามโมเดล N3

3.2.10 การยืนยันผลการทำนายด้วยเครื่องไดนาโมมิเตอร์

หลังจากได้ผลการทำนายความถี่ธรรมชาติ รูปร่างการสั่นของแบบจำลองผ้าเบรกแล้ว จากนั้นจึงได้ทำการวิเคราะห์ช่วงความถี่ของผ้าเบรกและจานเบรกที่มีโอกาสเกิดเสียงเบรกสควอล ซึ่งผลการทำนายนี้เป็นเพียงการจำลองให้ใกล้เคียงกับสถานการณ์จริงเท่านั้น ด้วยเหตุจึงจำเป็นที่จะต้องยืนยันผลการทำนายที่ได้จากโปรแกรม SolidWorks ด้วยการทดสอบประสิทธิภาพในด้านของเสียงบนเครื่องไดนาโมมิเตอร์ เพื่อความมั่นใจในแบบจำลองและผลการทำนายว่ามีความแม่นยำและน่าเชื่อถือสำหรับการนำไปใช้งานในภาคอุตสาหกรรมจริง อีกทั้งความรู้ที่ได้จากงานวิจัยนี้เป็นพื้นฐานสำคัญสำหรับการพัฒนาประสิทธิภาพของผ้าเบรกในด้านของเสียงต่อไปในอนาคต ซึ่งการทดสอบชิ้นงานผ้าเบรกบนเครื่องไดนาโมมิเตอร์นี้จะทำการทดสอบตามมาตรฐาน SAE J2522 (Dynamometer Global Brake Effectiveness) ในภาคผนวก ง ซึ่งเป็นการทดสอบประสิทธิภาพการเบรกในหลายๆ

ด้าน การทดสอบประสิทธิภาพของเสียงจึงสามารถทดสอบโดยใช้มาตรฐานการทดสอบนี้ เครื่องไคนาโมมิเตอร์ที่ทำการทดสอบในงานวิจัยนี้เป็นของบริษัท คอมแพ็ค อินเตอร์เนชั่นแนล(1994) จำกัด ดังแสดงในรูปที่ 3.25



รูปที่ 3.26 เครื่องไคนาโมมิเตอร์ของบริษัท คอมแพ็ค อินเตอร์เนชั่นแนล(1994) จำกัด



บทที่ 4

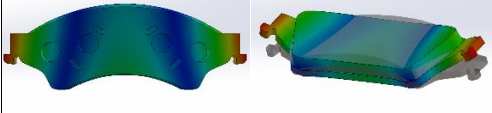
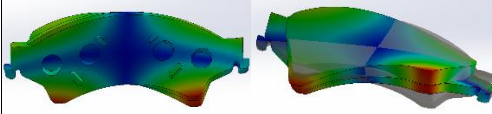
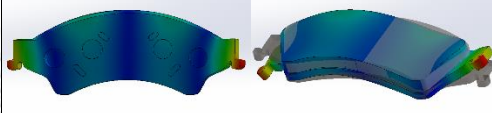
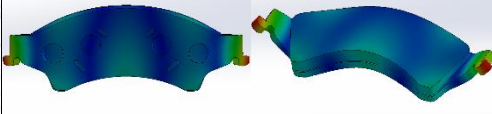
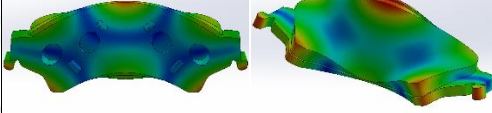
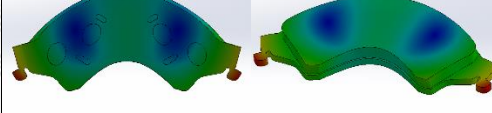
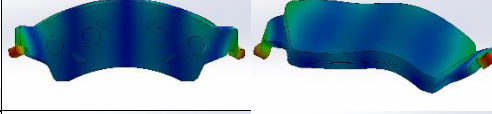
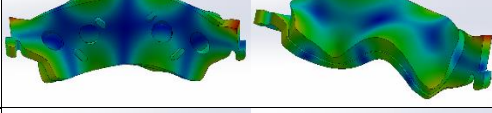
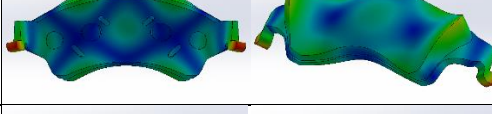
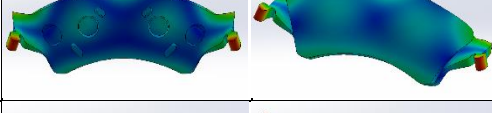
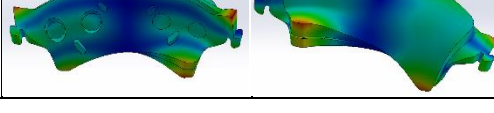
ผลการวิจัยและวิเคราะห์ผลการวิจัย

ในบทนี้จะเป็นการแสดงผลของความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกและจานเบรกจากการคำนวณด้วยโปรแกรม SolidWorks ซึ่งในหัวข้อแรกจะเป็นการแสดงผลการเปรียบเทียบของการสั่นพ้องหรือผลการเกิดปรากฏการณ์ Mode Coupling ระหว่างจานเบรกกับผ้าเบรกติดตั้ง เพื่อตรวจสอบว่าผ้าเบรกติดตั้งที่ยังไม่ผ่านการฝาร่องหรือปาดข้างมีโอกาสที่จะเกิดเสียงจากปรากฏการณ์นี้ในย่านความถี่ใด จากนั้นจึงทำการพัฒนาหรือดัดแปลงรูปร่างของผ้าเบรก เพื่อลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเคเวลในย่านความถี่นั้นๆ โดยการดัดแปลงรูปร่างผ้าเบรก ซึ่งสามารถทำได้โดยการใช้โปรแกรม SolidWorks และเปรียบเทียบผลการทำนายความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกรูปร่างต่างๆกับจานเบรกอีกครั้ง เพื่อตรวจสอบว่ารูปร่างของผ้าเบรกรูปร่างใดมีโอกาสเกิดเสียงเบรกสเคवलน้อยที่สุด และในหัวข้อสุดท้ายจะเป็นการยืนยันผลการทำนายและผลการวิเคราะห์จากโปรแกรม SolidWorks ด้วยการนำชิ้นงานผ้าเบรกจริงขึ้นทดสอบประสิทธิภาพด้วยเครื่องไดนาโมมิเตอร์ (Dynamometer)

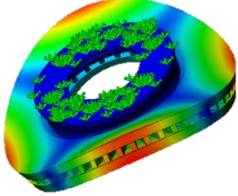
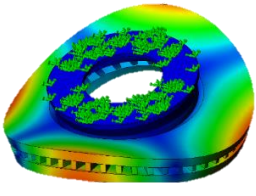
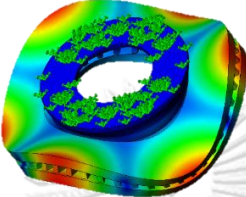
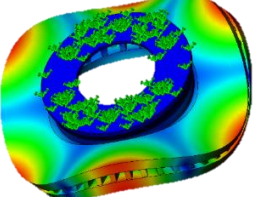
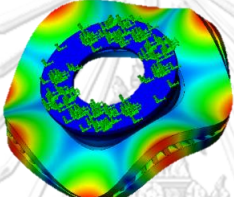
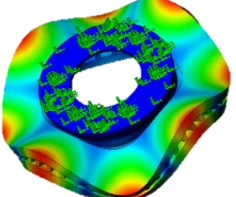
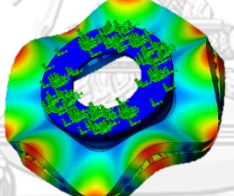
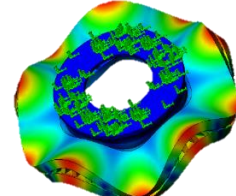
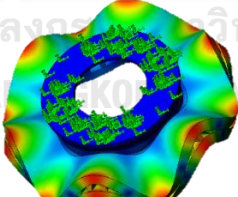
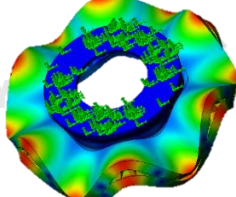
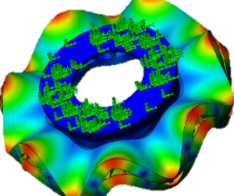
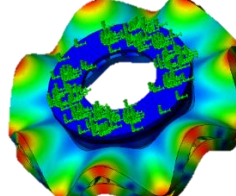
4.1 ผลการเปรียบเทียบการสั่นพ้องกันระหว่างผ้าเบรกติดตั้งกับจานเบรก

ผลการเปรียบเทียบการสั่นพ้องกันระหว่างผ้าเบรกติดตั้งกับจานเบรกมีวัตถุประสงค์เพื่อตรวจสอบโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเคเวลจากปรากฏการณ์ Mode Coupling ที่เกิดขึ้นระหว่างจานเบรกกับผ้าเบรก ผลของความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกและจานเบรกได้มาจากการคำนวณหรือการทำนายผลจากโปรแกรม SolidWorks ตั้งแต่ความถี่ 0 เฮิรตซ์ ถึงความถี่ 20,000 เฮิรตซ์ ผลของความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกติดตั้งและจานเบรก แสดงในตารางที่ 4.1 และ 4.2 ตามลำดับ พบว่า ในแต่ละความถี่ธรรมชาติจะมีรูปร่างการสั่นที่แตกต่างกันมีทั้งการสั่นแบบ In-plane และ Out-of-Plane แต่งานวิจัยนี้สนใจศึกษาเสียงเบรกสเคवलที่เกิดขึ้นผ่านกลไก Mode coupling จึงสนใจศึกษารูปร่างการสั่นแบบ Out-of-Plane เท่านั้น

ตารางที่ 4.1 ผลความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรคดั้งเดิม (Baseline)

โหมดการสั่น	เส้นโหนด (Nodal line)	ความถี่ (เฮิรตซ์)	รูปร่างการสั่น (Mode shape)
1 st bending	(0,2)	1571.8	
1 st torsion	(1,1)	2,830.6	
2 nd bending	(0,3)	3,392.2	
3 rd bending	(0,4)	5,321.9	
2 nd torsion	(1,2)	5,748.0	
In-plane	-	7,200.2	
4 th bending	(0,5)	7,652.9	
3 rd torsion	(1,3)	8,981.8	
Mode 15	-	10,364	
Mode 16	(2,3)	10,636	
Mode 17	(2,1)	11,461	

ตารางที่ 4.2 ผลความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของจานเบรก

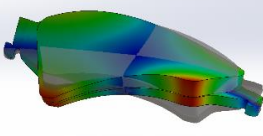
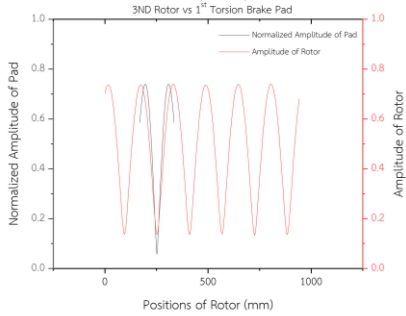
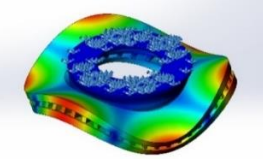
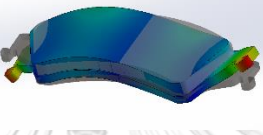
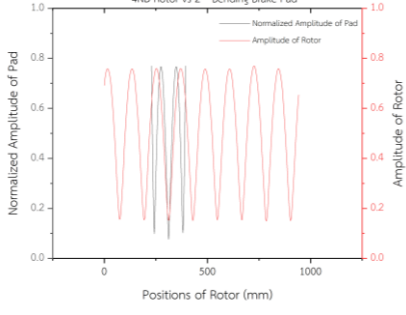
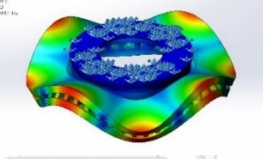
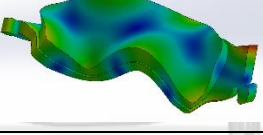
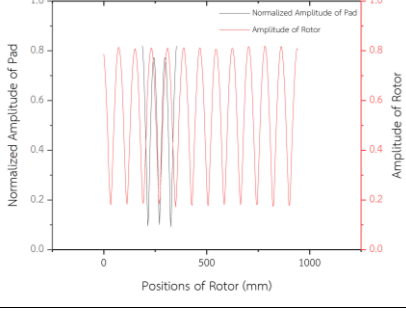
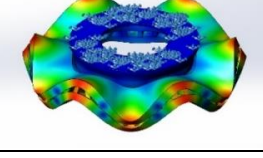
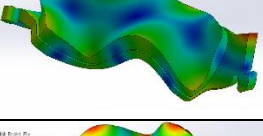
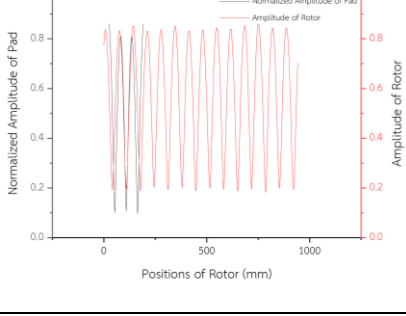
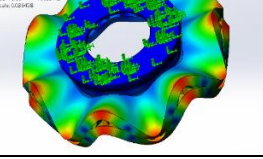
โหมด	ความถี่ (เฮิรตซ์)	รูปร่างการสั่น (Mode Shape)	
2ND	1,592.8 1,596.4		
3ND	2,979.8 2,981.4		
4ND	4,646.1 4,651.7		
5ND	6,415.0 6,419.7		
6ND	8,230.8 8,235.4		
7ND	10,080 10,083		

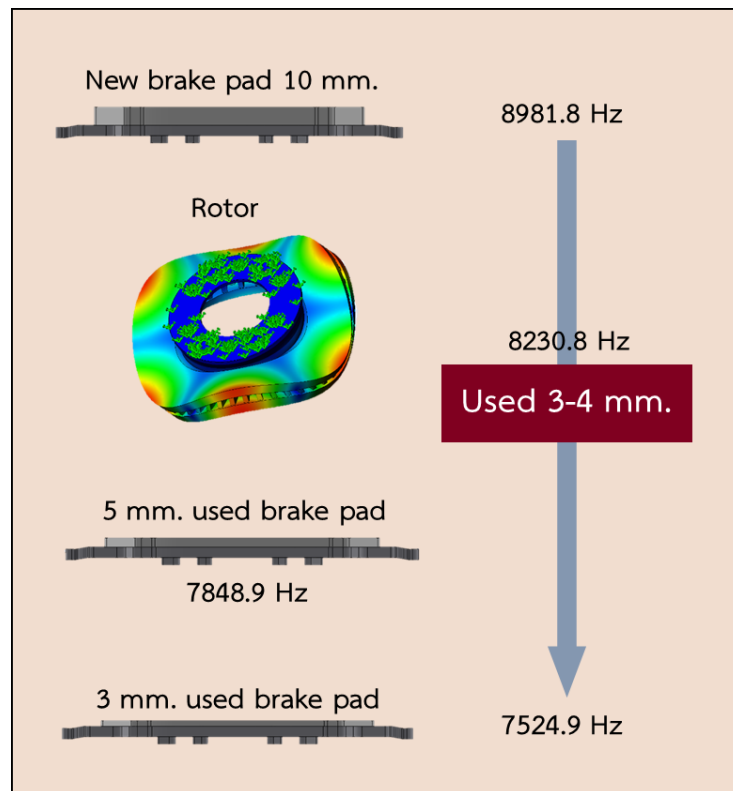
ในหัวข้อนี้มุ่งเน้นที่จะเปรียบเทียบผลของความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของส่วนประกอบ ทั้ง 2 ชิ้น ที่ความถี่ตั้งแต่ 2,000 – 11,000 เฮิรตซ์

จากการเปรียบเทียบผลดังกล่าวมีความถี่และรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกและจานเบรกที่มีโอกาสเกิดปรากฏการณ์ Mode Coupling อยู่ 4 กรณี ดังแสดงในตารางที่ 4.3 พบว่า ในกรณีที่ 1 จากลักษณะการซ้อนทับกันของกราฟทั้งสองกราฟ ซึ่งคาดการณ์ได้ว่าอาจจะมีโอกาสเกิดเสียงเบรกสเคเวลได้ อีกทั้งเมื่อพิจารณาความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกกับจานเบรกพบว่ามีค่าความถี่ธรรมชาติใกล้เคียงกัน ส่งผลให้ในช่วงความถี่ 2,800 ถึง 3,000 จึงมีโอกาที่จะเกิดเสียงเบรกสเคवलสูง ในกรณีถัดไปลักษณะการซ้อนทับกันของทั้งสองกราฟที่แสดงออกมาไม่สอดคล้องกัน ซึ่งอาจคาดการณ์ได้ว่ามีโอกาสดังกล่าวเกิดเสียงเบรกสเคवलต่ำ ยิ่งไปกว่านั้นเมื่อพิจารณาความถี่ธรรมชาติของทั้งผ้าเบรกและจานเบรก พบว่ามีค่าความถี่ธรรมชาติที่ห่างกันมาก ทำให้โอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเคवलจากปรากฏการณ์ Mode Coupling เกิดขึ้นได้น้อยลง ในกรณีที่ 3 การซ้อนทับกันของกราฟทั้ง 2 กราฟมีลักษณะที่อาจสอดคล้องกันได้ อีกทั้งความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกกับจานเบรกห่างกันไม่มาก ซึ่งเมื่อพิจารณาค่าความถี่ธรรมชาติ พบว่า มีกรณีที่ 3 เพียงกรณีเดียวที่ค่าความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกสูงกว่าจานเบรก ซึ่งเมื่อผ้าเบรกถูกใช้งานไป ความหนาของผ้าเบรกจะลดลง ส่งผลให้ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกลดลงไปด้วย ดังแสดงในรูปที่ 4.1 จากสาเหตุดังกล่าวเมื่อใช้งานผ้าเบรกไปในระยะหนึ่ง ค่าความถี่ธรรมชาติของทั้งผ้าเบรกและจานเบรกมีโอกาสเท่ากันได้พอดี ส่งผลให้โอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเคवलในกรณีนี้เพิ่มสูงขึ้น และในกรณีสุดท้ายลักษณะการซ้อนทับกันของกราฟทั้งสองกราฟมีความสอดคล้องกันได้พอดี แต่เมื่อพิจารณาความถี่ธรรมชาติของทั้งสองส่วน พบว่าความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกกับจานเบรกห่างกันมาก ทำให้โอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเคवलน้อยลง

จากผลการทดลองในส่วนนี้ ผู้วิจัยจึงมุ่งสนใจศึกษากรณีที่ 1 ที่มีโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเคवलสูง คือ กรณีที่ 1 และ 3 โดยการนำช่วงความถี่ของทั้งสองกรณีนี้ไปเป็นช่วงความถี่อ้างอิง สำหรับการลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเคवलจากปรากฏการณ์ Mode Coupling เพื่อนำไปพัฒนาและปรับปรุงรูปร่างของผ้าเบรกในขั้นตอนถัดไป

ตารางที่ 4.3 ผลการเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกกับจานเบรก

กรณี	โหมด	ความถี่ (Hz.)	รูปร่างการสั่น (Mode Shape)	ปรากฏการณ์ Mode Coupling
1	ผ้าเบรก 1 st torsion (1,1)	2,831		<p>Mode Shape Comparison 3ND Rotor vs 1st Torsion Brake Pad</p> 
	จานเบรก 3ND	2980 2981		
2	ผ้าเบรก 2 nd bending (0,3)	3392		<p>Mode Shape Comparison 4ND Rotor vs 2nd Bending Brake Pad</p> 
	จานเบรก 4ND	4646 4652		
3	ผ้าเบรก 3 rd torsion (1,3)	8982		<p>Mode Shape Comparison 6ND Rotor vs 3rd Torsion Brake Pad</p> 
	จานเบรก 6ND	8231 8235		
4	ผ้าเบรก 3 rd torsion (1,3)	8982		<p>Mode Shape Comparison 7ND Rotor vs 3rd Torsion Brake Pad</p> 
	จานเบรก 7ND	10080 10083		



รูปที่ 4.1 ค่าความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกที่ลดลง เมื่อความหนาของผ้าเบรกลดลงกรณี 3

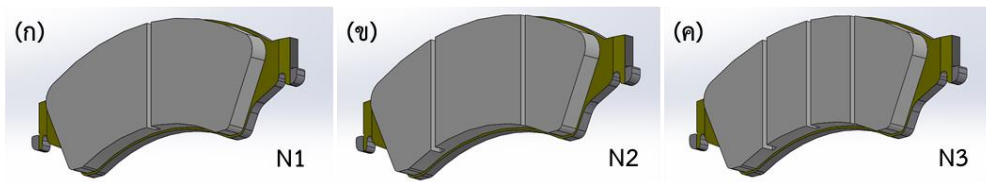
4.2 ผลการตัดแปรงรูปร่างของผ้าเบรก เพื่อลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเควล

จากการพัฒนาและตัดแปรงรูปร่างของผ้าเบรกโดยการผ่าร่องและปาดข้างตามขั้นตอนการวิจัยที่ 3.2.9 เพื่อหารูปร่างที่เหมาะสมที่สุดสำหรับผ้าเบรกรุ่นนี้และวัสดุแรงเสียดทานชนิดคอปเปอร์ต่ำ โดยจะทำการศึกษาคัดแปรงรูปร่างด้วยโปรแกรม SolidWorks เพื่อคำนวณความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกลักษณะต่างๆ จากนั้นจึงทำการวิเคราะห์โอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเควลที่เกิดจากปรากฏการณ์ Mode Coupling อีกครั้ง โดยการเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นกับจานเบรก

จากการคำนวณความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของการตัดแปรงรูปร่างผ้าเบรกทั้ง 5 กลุ่มพบว่า ในแต่ละความถี่ธรรมชาติจะมีรูปร่างการสั่นที่แตกต่างกันออกไป เมื่อผ้าเบรกถูกตัดแปรงรูปร่าง ทำให้ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกเปลี่ยนแปลงไป รูปร่างการสั่นในแต่ละความถี่ก็เปลี่ยนแปลงตามไปด้วย ผลของความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของทั้ง 5 กลุ่ม คือ ผ่าร่องตรง ผ่าร่องเฉียง ปาดข้าง ปาดข้างตรงรวมทั้งผ่าร่องตรง ปาดข้างตามแนวรัศมีรวมทั้งผ่าร่องตรง ตั้งแต่ความถี่ 1,000 ถึง 11,000 เฮิร์ต

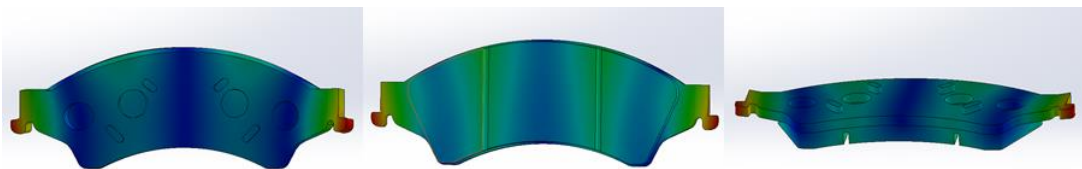
4.2.1 ผลการทำนายความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกผ่าร่องตรง

ในหัวข้อแรกของการตัดแปรงรูปร่างผ้าเบรกเป็นการตัดแปรงผ้าเบรกโดยการผ่าร่องตรงใน 3 ลักษณะ ดังแสดงในรูปที่ 4.2



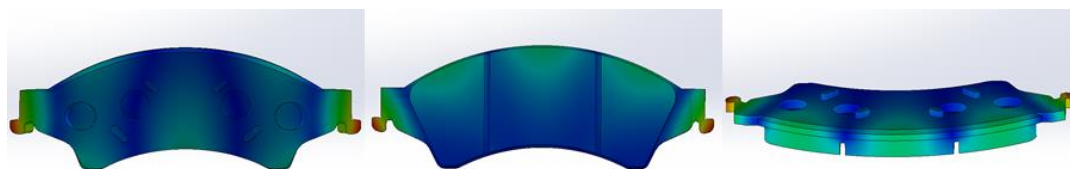
รูปที่ 4.2 การตัดแปรงรูปร่างผ้าเบรกในกลุ่มที่ 1 คือ ผ่าร่องตรง ซึ่งมี 3 รูปแบบ (ก) ผ่าร่องตรง 1 ร่อง - N1 (ข) ผ่าร่องตรง 2 ร่อง - N2 (ค) ผ่าร่องตรง 3 ร่อง - N3

จากผลการทำนายความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกที่ผ่านการผ่าร่องตรง พบว่า ความถี่ธรรมชาติของการตัดแปรงรูปร่างผ้าเบรก N1 N2 และ N3 มีแนวโน้มเลื่อนต่ำลงในโหมด 1st bending ถึง Mode 17 และความถี่ธรรมชาติของการตัดแปรงรูปร่าง N3 จะต่ำที่สุดในทุกๆโหมดการ โดยเรียงลำดับความถี่ธรรมชาติจากน้อยไปมาก ตั้งแต่ Mode ที่ 7 คือ โหมด 1st bending จนถึงโหมด 17 โดยในโหมดที่ 1 ถึง 6 ไม่ได้นำมาพิจารณา เนื่องจากความถี่ที่คำนวณได้มีค่าเท่ากับ 0 เฮิรตซ์หรือไม่มีการสั่น ดังแสดงในตารางที่ 4.4 เป็นตารางแสดงการเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติกับรูปร่างการสั่นกับผ้าเบรกตั้งต้น (Baseline) โดยสังเกตการเปลี่ยนแปลงได้ว่าความถี่ธรรมชาติของการตัดแปรงรูปร่าง N2 ในโหมดการสั่น 2nd bending ซึ่งเป็นการผ่าร่อง 2 ร่องระหว่างโหมดการสั่นในโหมด 2nd bending ดังแสดงในรูปที่ 4.3 ทำให้ความถี่ธรรมชาติในโหมดนี้เลื่อนต่ำลงอย่างมาก คือ 19.3% เมื่อเทียบกับการตัดแปรงรูปร่างแบบ N1 ที่เลื่อนเพียง 0.8% จากผ้าเบรกตั้งต้น ดังแสดงในตารางที่ 4.5



รูปที่ 4.3 การผ่าร่อง 2 ร่องที่อยู่ระหว่างโหมดของโหมดการสั่น 2nd bending

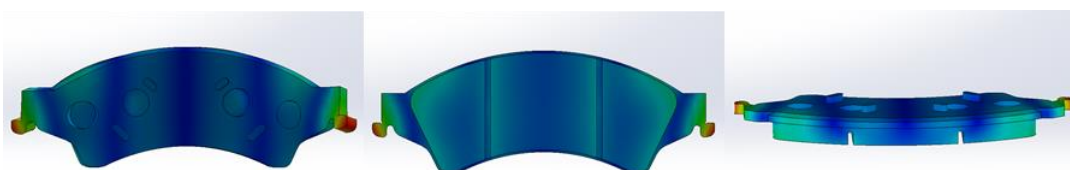
เมื่อพิจารณาโหมด 3^{rd} bending และ 2^{nd} torsion ของการดัดแปลงรูปร่างแบบ N2 พบว่า ในโหมดที่ 3^{rd} bending มีความถี่ธรรมชาติมากกว่าโหมด 2^{nd} torsion เนื่องจากการผ่าร่องแบบ N2 ที่ไปตรงบริเวณโหนดของการสั่น 3^{rd} bending พอดี ดังแสดงในรูปที่ 4.4 อาจส่งผลให้การเลื่อนของความถี่ธรรมชาติในโหมดนี้เลื่อนได้น้อยเมื่อเทียบกับการผ่าร่องแบบ N1



รูปที่ 4.4 การผ่าร่อง 2 ร่องที่อยู่ระหว่างโหนดของโหมดการสั่น 3^{rd} bending

เมื่อพิจารณารูปร่างการผ่าร่องแบบ N1 และ N3 ที่มีการดัดแปลงของ N1 ร่วมด้วย พบว่า ในโหมด 3^{rd} bending และ 2^{nd} torsion ไม่ได้มีการสลับลำดับของความถี่ธรรมชาติเหมือนกับ N2 อีกทั้งการดัดแปลงรูปร่างแบบ N2 ทำให้ความถี่ธรรมชาติการสั่นในโหมด torsion เลื่อนต่ำลงมากกว่าการผ่าร่องแบบ N1 ซึ่งอาจเป็นผลให้เกิดการสลับลำดับความถี่ธรรมชาติของโหมด 3^{rd} bending และ 2^{nd} torsion ในการผ่าร่องแบบ N2 ได้

เมื่อพิจารณาในโหมดการสั่น In-plane และ 4^{th} bending ในการผ่าร่องแบบ N2 และ N3 เมื่อเทียบกับผ้าเบรกตั้งต้น โหมดการสั่น 4^{th} bending ของ N2 และ N3 มีความถี่ธรรมชาติเลื่อนต่ำลงจนต่ำกว่าโหมดการสั่น In-plane ซึ่งอาจสรุปได้ว่าการผ่าร่องแบบ N2 ที่เป็นการผ่าร่อง 2 ร่องระหว่างโหนดของโหมดการสั่น 4^{th} bending พอดีดังรูปที่ 4.5 อาจส่งผลให้ความถี่ธรรมชาติเลื่อนต่ำลงอย่างมาก เมื่อเทียบกับการผ่าร่องแบบ N1



รูปที่ 4.5 การผ่าร่อง 2 ร่องที่อยู่ระหว่างโหนดของโหมดการสั่น 4^{th} bending

ดังนั้นอาจสรุปได้ว่าการผ่าร่องช่วยเลื่อนความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกให้ต่ำลง โดยการผ่าร่องแบบ N3 มีการเลื่อนของความถี่ธรรมชาติมากที่สุด แต่การผ่าร่องบริเวณโหนดของการสั่นพอดีจะทำให้ลดการเลื่อนของความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรก และการผ่าร่องแบบ N2 ซึ่งเป็นการผ่าร่องระหว่างโหนดการสั่นในโหมดการสั่น 2^{nd} bending และ 4^{th} bending มีประสิทธิภาพในการเลื่อนความถี่

ธรรมชาติให้ต่ำลงมากกว่าการผ่าร่องแบบ N1 อีกทั้งยังช่วยเลื่อนความถี่ธรรมชาติในโหมดการสั่นแบบ torsion ได้มากกว่าเมื่อเทียบกับการผ่าร่องแบบ N1 จึงส่งผลให้ความถี่ธรรมชาติของโหมด 2nd torsion ต่ำกว่าเมื่อเทียบกับโหมด 3rd bending และโหมด 4th bending เลื่อนต่ำลงจนต่ำกว่าการสั่นในโหมด In-plane ในการผ่าร่องแบบ N2 และ N3

ตารางที่ 4.4 ผลความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกที่ผ่านการผ่าร่องตรง

โหมด	ความถี่ธรรมชาติ (เฮิร์ตซ์)			
	Baseline	N1	N2	N3
1 st bending	1,571.8	1,350.6	1,286.1	1,158.9
1 st torsion	2,830.6	2,650.4	2,614.8	2,455.0
2 nd bending	3,392.2	3,364.1	2,738.5	2,728.3
3 rd bending	5,321.9	5,038.8	5,234.9	4,873.8
2 nd torsion	5,748.0	5,681.9	5,137.4	5,106.9
In-plane	7,200.0	7,170.4	7,091.1	7,075.1
4 th bending	7,652.9	7,557.9	6,989.5	6,966.8
3 rd torsion	8,981.8	8,635.7	8,459.1	8,133.1
Mode 15	10,364	9,934.9	9,342.2	8,793.8
Mode 16	10,636	10,593	10,390	10,343
Mode 17	11,461	11,343	11,227	11,135

ตารางที่ 4.5 ความถี่ธรรมชาติที่เปลี่ยนแปลงของผ้าเบรกที่ผ่านการผ่าร่องตรงเทียบกับผ้าเบรกตั้งต้น (Baseline)

โหมด	ความถี่ธรรมชาติที่เปลี่ยนแปลงจากผ้าเบรกตั้งต้น (%)			
	Baseline	N1	N2	N3
1 st bending	1,571.8	-14.1	-18.2	-26.3
1 st torsion	2,830.6	-6.4	-7.6	-13.3
2 nd bending	3,392.2	-0.8	-19.3	-19.6
3 rd bending	5,321.9	-5.3	-1.6	-8.4
2 nd torsion	5,748.0	-1.1	-10.6	-11.2
In-plane	7,200.0	-0.4	-1.5	-1.7

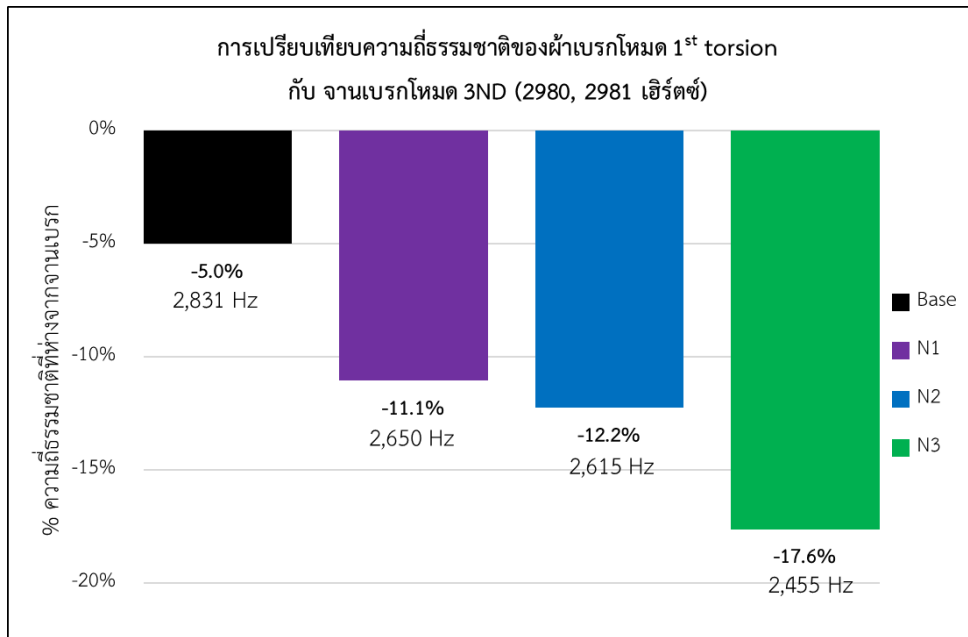
4 th bending	7,652.9	-1.2	-8.7	-9.0
3 rd torsion	8,981.8	-3.9	-5.8	-9.4
Mode 15	10,364	-4.1	-9.9	-15.2
Mode 16	10,636	-0.4	-2.3	-2.8
Mode 17	11,461	-1.0	-2.0	-2.8

เพื่อความมั่นใจในความถูกต้องและความแม่นยำของโปรแกรม SolidWorks ผู้วิจัยจึงได้ทำการทวนสอบแบบจำลองอีกครั้ง โดยการนำชิ้นงานผ้าเบรกจริงผ่านกระบวนการผ่าร่องตามรูปร่าง N1 N2 และ N3 แล้วนำมาทวนสอบด้วยวิธีการเคาะ ตามขั้นตอนที่ 3.2.7 ซึ่งผลการทวนสอบแบบจำลองทั้ง 3 รูปร่างนี้ แสดงในตารางที่ 4.6 พบว่า ผลการทวนสอบแบบจำลองของผ้าเบรกที่ผ่านการผ่าร่องตรงทั้ง 3 แบบ ใน 4 โหมดแรก มีค่าความเบี่ยงเบนจากชิ้นงานจริงไม่เกิน 5 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งเป็นไปตามมาตรฐานที่กำหนด ดังนั้นแบบจำลองผ้าเบรกนี้มีความน่าเชื่อถือในการศึกษาการตัดแปรงรูปร่างผ้าเบรกเพื่อลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเควล

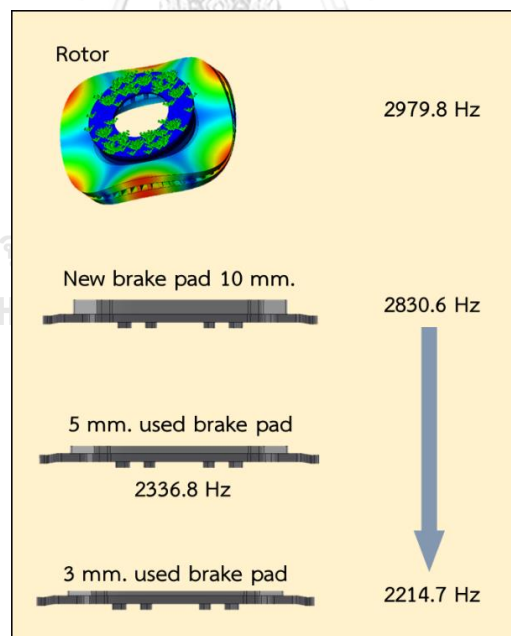
จากนั้นจึงทำการวิเคราะห์โอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเควลของผ้าเบรกที่ผ่านการผ่าร่องตรงทั้ง 3 แบบ โดยการเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของแบบจำลองผ้าเบรกกับงานเบรก ซึ่งจะพิจารณาโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเควลที่เกิดขึ้นผ่านกลไก Mode Coupling ในกรณี ที่ 1 และ 3 ดังแสดงในรูปที่ 4.6 และ 4.8 ตามลำดับ

ตารางที่ 4.6 ผลการทวนสอบแบบจำลอง 4 โหมดแรกของผ้าเบรกรูปร่าง N1 N2 และ N3

โหมด	N1			N2			N3		
	FEM	Exp.	% dev	FEM	Exp.	% dev	FEM	Exp.	% dev
1 st bending	1,351	1,350	+0.04	1,286	1,250	+2.89	1,159	1,125	+3.01
1 st torsion	2,650	2,675	-0.92	2,615	2,600	+0.57	2,455	2,475	-0.81
2 nd bending	3,364	3,325	+1.18	2,739	2,725	+0.50	2,728	2,675	+1.99
3 rd bending	5,039	5,075	-0.71	-	-	-	4,874	4,875	-0.02
2 nd torsion	-	-	-	5,137	5,175	-0.73	-	-	-



รูปที่ 4.6 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกกลุ่มผ่าร่องตรงใน
โหมด 1st torsion กับ จานเบรกโหมด 3ND (กรณีที่ 1)

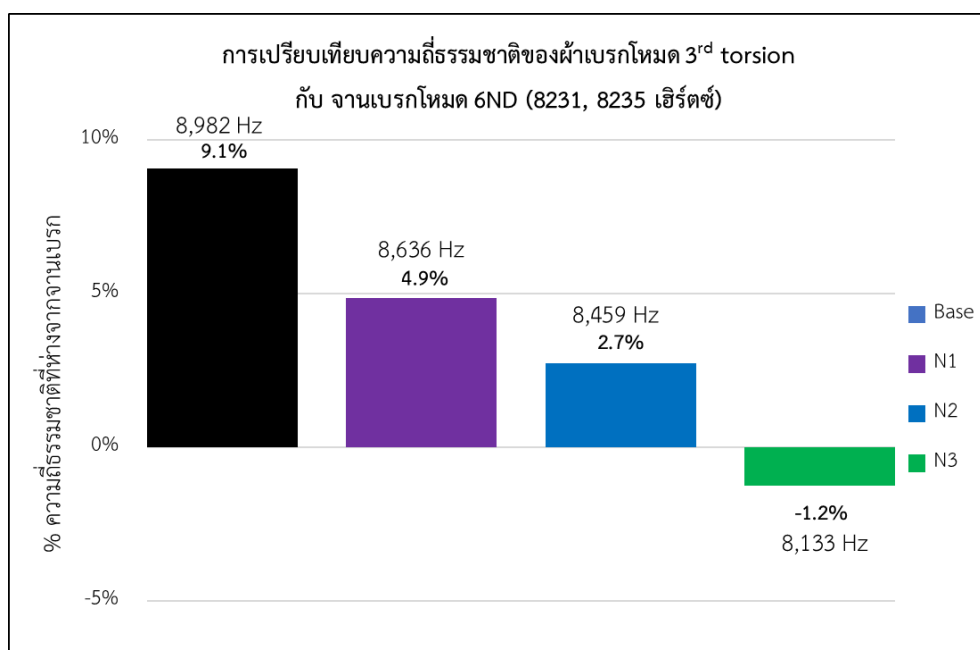


รูปที่ 4.7 ค่าความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกที่ลดลง เมื่อความหนาของผ้าเบรกลดลงกรณีที่ 1

จากรูปที่ 4.6 เมื่อเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกตั้งต้นในโหมดการสั่นแบบ 1st torsion กับงานเบรกในโหมด 3ND ที่มีโอกาสเกิดเสียงเบรกสเควลสูงในกรณีนี้ที่ 1 พบว่าความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกอยู่ต่ำกว่าความถี่ธรรมชาติของงานเบรกประมาณ 5 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งอาจจะยังห่างจากงานเบรกไม่มากพอ เนื่องจากเมื่อนำไปใช้งานจริงผ้าเบรกจะถูกประกอบรวมเข้ากับงานเบรก และถูกกดด้วยแรงดันจากคาลิเปอร์ ซึ่งอาจทำให้ความถี่ของผ้าเบรกในโหมดนี้สูงขึ้นจนอาจเกิดปรากฏการณ์ Mode Coupling และส่งผลทำให้เกิดเสียงเบรกสเควลในช่วงแรกของการใช้งาน แต่เมื่อใช้งานไประยะหนึ่ง ความหนาของผ้าเบรกจะลดลง ส่งผลให้ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกลดลงไปด้วย จึงทำให้โอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเควลลดลงไปด้วย ดังแสดงในรูปที่ 4.7 รูปร่างการผ่าร่องแบบ N3 สามารถเลื่อนความถี่ธรรมชาติผ้าเบรกได้มากที่สุด โดยอยู่ต่ำกว่างานเบรกประมาณ 17.6 เปอร์เซ็นต์ ส่วนการผ่าร่องแบบ N1 และ N2 สามารถเลื่อนความถี่ธรรมชาติในโหมดนี้ได้ใกล้เคียงกัน โดยสามารถเลื่อนความถี่ธรรมชาติต่ำกว่างานเบรกประมาณ 11.1 และ 12.2 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ

ดังนั้นอาจสรุปได้ว่าในกรณีการเกิด Mode Coupling ที่ผ้าเบรกมีรูปร่างการสั่นแบบ 1st torsion กับงานเบรกโหมด 3ND รูปร่างการผ่าร่องแบบ N3 สามารถเลื่อนความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกได้ต่ำลงมากที่สุด ซึ่งอาจช่วยลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเควลในช่วงความถี่ประมาณ 2,800 ถึง 3,000 เฮิร์ตซ์ อย่างไรก็ตามอาจไม่จำเป็นที่ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกจะต่ำกว่างานเบรกถึง 17 เปอร์เซ็นต์ แต่ควรต่ำกว่าเท่าไรนั้น จำเป็นต้องทำการศึกษาเพิ่มเติมในงานวิจัยอื่นๆต่อไปในอนาคต

เมื่อพิจารณาโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเควลจากกรณีที่ 3 คือ รูปร่างการสั่นของผ้าเบรกโหมด 3rd torsion และรูปร่างการสั่นของงานเบรกโหมด 6ND ซึ่งในกรณีนี้ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกตั้งต้นสูงกว่างานเบรก ทำให้โอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเควลในช่วงแรกของการใช้งานมีโอกาสน้อยเมื่อเทียบกับกรณีที่ 1 แต่จะมีโอกาสเกิดเสียงมากขึ้น เมื่อผ่านการใช้งานไปในระยะหนึ่ง คือ เมื่อความหนาของผ้าเบรกลดลงไปประมาณ 3-4 มิลลิเมตร คือ ทำให้ความถี่ธรรมชาติลดลงไปประมาณ 700 เฮิร์ตซ์หรือประมาณ 9% ซึ่งใช้งานไปจนผ้าเบรกเหลือเพียง 3 มิลลิเมตรทำให้ความถี่ธรรมชาติลดลงไปประมาณ 18% ดังแสดงในรูปที่ 4.1 ถ้าต้องการลดการเกิดเสียงเบรกสเควลในกรณีนี้ ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกควรอยู่ต่ำกว่างานเบรก จากรูปที่ 4.8 พบว่า ผ้าเบรกรูปร่าง N1 และ N2 มีความถี่ธรรมชาติในโหมด 3rd torsion สูงกว่างานเบรก โดยห่างจากงานเบรก 4.9 และ 2.7 เปอร์เซ็นต์ตามลำดับ ส่งผลให้การดัดแปลงรูปร่าง N1 และ N2 อาจทำให้มีโอกาสเกิดเสียงเบรกสเควลในระยะแรกของการใช้งาน เนื่องจากมีความถี่ธรรมชาติสูงกว่างานเบรกเพียงเล็กน้อย อีกทั้งเมื่อใช้งานไประยะหนึ่งก็ยังมีโอกาสเกิดเสียงเบรกสเควลที่สูงอยู่ ซึ่งมีเพียงผ้าเบรกรูปร่าง N3 เพียงกรณีเดียวที่มีความถี่ธรรมชาติในโหมดนี้ต่ำกว่างานเบรก ทำให้สามารถช่วยลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเควลในกรณีนี้ได้ แต่ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกรูปร่าง N3 นี้ ต่ำกว่างานเบรกเพียง 1.2 เปอร์เซ็นต์ เท่านั้น ซึ่งส่งผลทำให้มีโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเควลในช่วงแรกของการใช้คล้ายกับกรณีที่ 1 แทน



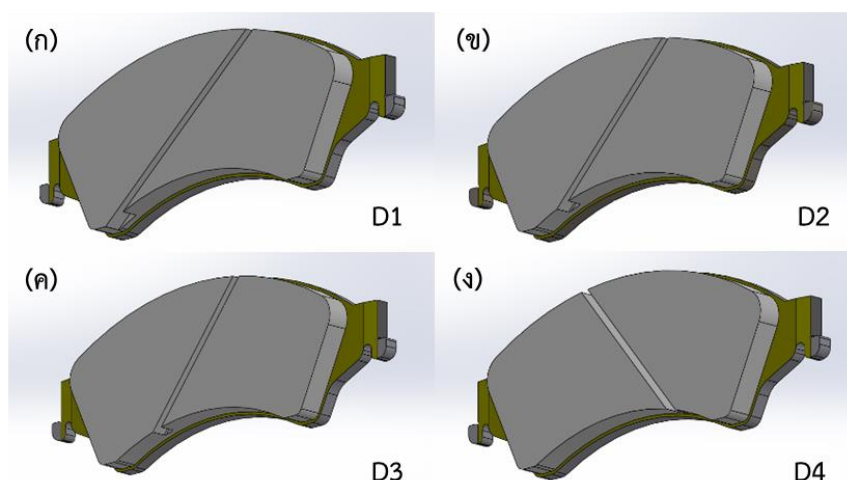
รูปที่ 4.8 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกกลุ่มผ่าร่องตรงใน
ไหมท 3rd torsion กับ จานเบรกไหมท 6ND (กรณีที่ 3)

ดังนั้นอาจสรุปได้ว่า ในการลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสแควลในกรณีที่ 3 คือ โหมดการสั่นของผ้าเบรก 3rd torsion กับ จานเบรกไหมท 6ND โดยการดัดแปลงรูปร่างผ้าเบรกในลักษณะ N1 N2 และ N3 ยังไม่มีประสิทธิภาพมากพอที่จะลดโอกาสการเกิดเสียงในช่วงความถี่ประมาณ 8,200 ได้ เนื่องจากรูปร่าง N1 และ N2 จะมีโอกาสเกิดเสียงในช่วงความถี่นี้ทั้งในช่วงแรกของการใช้งานและหลังจากใช้งานไปแล้วระยะหนึ่ง แต่รูปร่าง N3 จะมีโอกาสเกิดเสียงในช่วงความถี่นี้เฉพาะช่วงแรกของการใช้งานเท่านั้น

จากกรณีการเกิดเสียงเบรกสแควลทั้ง 2 กรณีนี้ รูปร่างที่มีประสิทธิภาพที่สามารถลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสแควลได้มากที่สุด คือ รูปร่างการผ่าร่องแบบ N3 เนื่องจากสามารถลดโอกาสในการเกิดเสียงสแควลในกรณีที่ 1 ซึ่งจะเกิดขึ้นในช่วงความถี่ประมาณ 2,800-3,000 เฮิร์ตซ์ ส่วนในกรณีที่ 3 ซึ่งเป็นการเกิดเสียงในช่วงความถี่ประมาณ 8,200 เฮิร์ตซ์ ยังไม่มีผ้าเบรกรูปร่างใดที่มีประสิทธิภาพมากพอที่สามารถลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสแควลในช่วงความถี่นี้ได้

4.2.2 ผลการทำนายความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกผ่าร่องเฉียง

ในหัวข้อนี้จะเป็นการวิเคราะห์ผลความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกในกลุ่มที่ 2 ซึ่งเป็นการผ่าร่องเฉียงบนผ้าเบรก โดยมีการดัดแปลงรูปร่าง 4 ลักษณะ ดังแสดงในรูปที่ 4.9



รูปที่ 4.9 การดัดแปลงรูปร่างผ้าเบรกในกลุ่มที่ 2 คือ ผ่าร่องเฉียง ซึ่งมี 4 รูปแบบ (ก) ผ่าร่องเฉียงทำมุม 40 องศา กับแนวราบ – D1 (ข) ผ่าร่องเฉียงทำมุม 45 องศา กับแนวราบ – D2 (ค) ผ่าร่องเฉียงทำมุม 50 องศา กับแนวราบ – D3 (ง) ผ่าร่องเฉียงทำมุม 50 องศา ตรงข้ามกับโมเดล D3 – D4

จากตารางที่ 4.7 และ 4.8 จะเห็นว่า การดัดแปลงรูปร่างผ้าเบรกแบบผ่าร่องเฉียง ทำให้ความถี่ธรรมชาติเลื่อนต่ำลง เพราะว่าการผ่าร่องทำให้ผ้าเบรกสามารถบิดงอได้ง่าย แต่การผ่าร่องตรงสามารถทำให้ผ้าเบรกบิดงอได้ง่ายกว่า จึงทำให้ความถี่ธรรมชาติเลื่อนต่ำลงมากกว่าการดัดแปลงรูปร่างแบบผ่าร่องเฉียง การเพิ่มมุมสำหรับการผ่าร่องเฉียงจาก 40 45 และ 50 องศา ยังไม่มีแนวโน้มการเลื่อนความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกอย่างชัดเจน และผลการเลื่อนความถี่ธรรมชาติของการสลับฝั่งการผ่าร่องตามรูปร่าง D4 มีค่าใกล้เคียงกับการผ่าร่องแบบ D3

ตารางที่ 4.7 ผลความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกที่ผ่านการผ่าร่องเฉียง

โหมด	ความถี่ธรรมชาติ (เฮิรตซ์)				
	Baseline	D1	D2	D3	D4
1 st bending	1,571.8	1,433.6	1,415.0	1,397.4	1,399.9
1 st torsion	2,830.6	2,596.7	2,603.3	2,614.2	2,612.6
2 nd bending	3,392.2	3,278.3	3,291.7	3,310.9	3,308.4

3 rd bending	5,321.9	5,220.3	5,195.1	5,159.8	5,166.6
2 nd torsion	5,748.0	5,615.7	5,637.6	5,657.2	5,655.6
In-plane	7,200.0	7,138.3	7,126.4	7,131.1	7,130.0
4 th bending	7,652.9	7,470.0	7,465.4	7,476.4	7,475.9
3 rd torsion	8,981.8	8,515.5	8,507.4	8,521.5	8,520.9
Mode 15	10,364	9,696.1	9,924.6	10,049	10,039
Mode 16	10,636	10,261	10,285	10,335	10,327
Mode 17	11,461	11,326	11,361	11,364	11,367

ตารางที่ 4.8 ความถี่ธรรมชาติที่เปลี่ยนแปลงของผ้าเบรกที่ผ่านการผ่าร่องเฉียงเทียบกับผ้าเบรกตั้งต้น (Baseline)

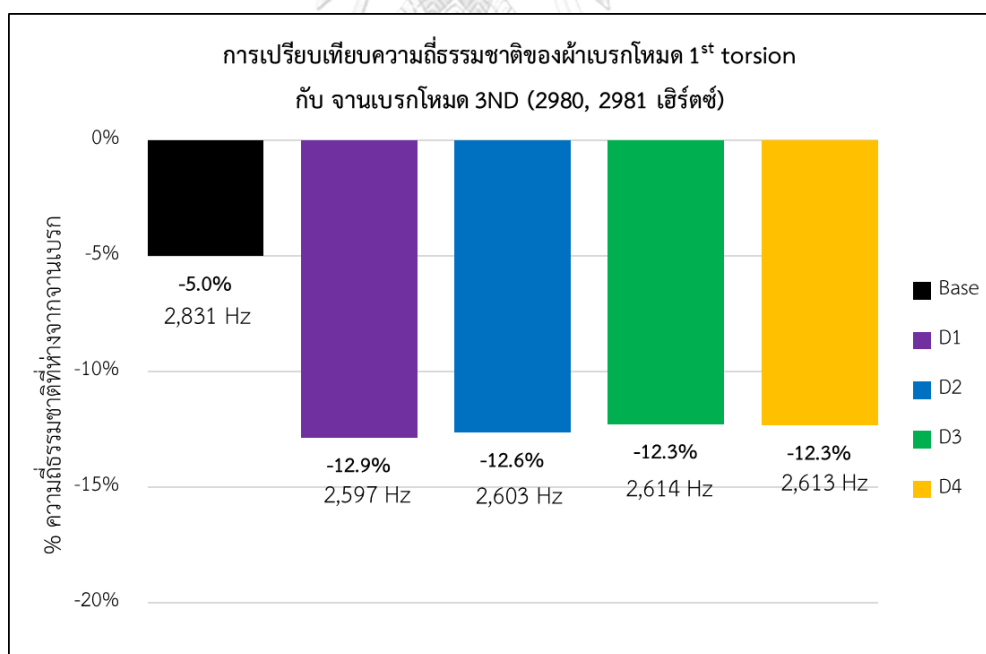
โหมด	ความถี่ธรรมชาติที่เปลี่ยนแปลงจากผ้าเบรกตั้งต้น (%)				
	Baseline	D1	D2	D3	D4
1 st bending	1,571.8	-8.8	-10.0	-11.1	-10.9
1 st torsion	2,830.6	-8.3	-8.0	-7.6	-7.7
2 nd bending	3,392.2	-3.4	-3.0	-2.4	-2.5
3 rd bending	5,321.9	-1.9	-2.4	-3.0	-2.9
2 nd torsion	5,748.0	-2.3	-1.9	-1.6	-1.6
In-plane	7,200.0	-0.9	-1.0	-1.0	-1.0
4 th bending	7,652.9	-2.4	-2.5	-2.3	-2.3
3 rd torsion	8,981.8	-5.2	-5.3	-5.1	-5.1
Mode 15	10,364	-6.4	-4.2	-3.0	-3.1
Mode 16	10,636	-3.5	-3.3	-2.8	-2.9
Mode 17	11,461	-1.2	-0.9	-0.8	-0.8

เมื่อวิเคราะห์โอกาสในการเกิดเสียงเบรกสควอล โดยการเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกกับจานเบรก ซึ่งจะพิจารณาโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสควอลจากกรณีที่ 1 และ 3 รูปที่ 4.10 แสดงโอกาสการเกิดเสียงเบรกสควอลของผ้าเบรกผ่าร่องเฉียงโหมด 1st torsion กับจานเบรกโหมด 3ND พบว่า ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกรูปร่าง D1 D2 D3 และ D4 ต่ำกว่าความถี่ธรรมชาติของจานเบรกประมาณ 12.9 12.6 12.3 และ 12.3 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ จะเห็นว่าการ

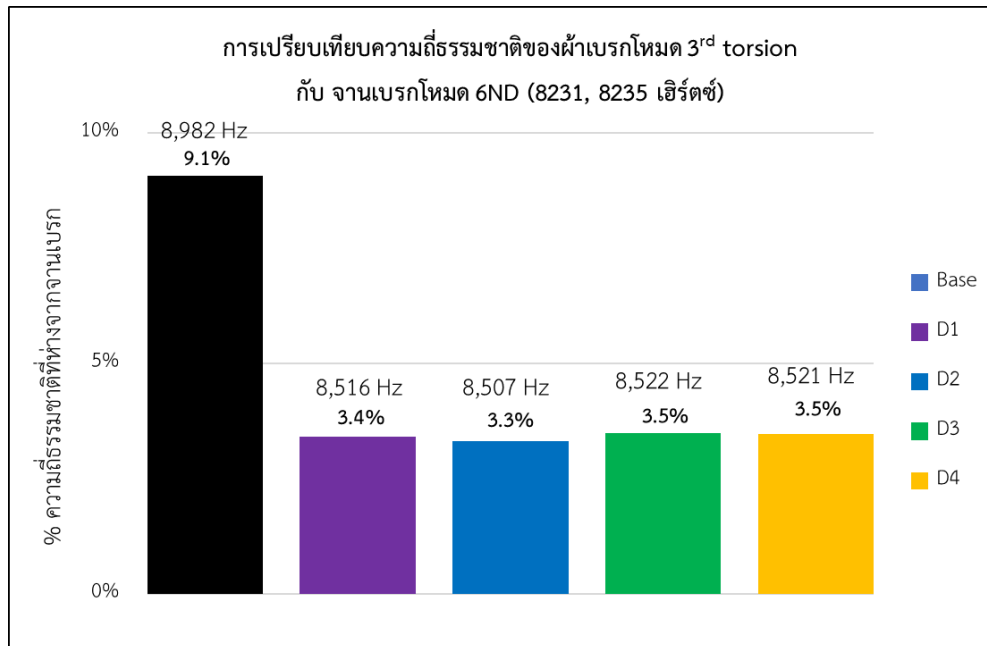
ดัดแปลงรูปร่างโดยการผ่าร่องแบบเฉียงที่มีการเปลี่ยนแปลงมุมในการผ่าร่อง มีความถี่ธรรมชาติห่างจากงานเบรกใกล้เคียงกัน

เมื่อพิจารณาโอกาสการเกิดเสียงเบรกสแควลในกรณีที่ 3 ดังแสดงในรูปที่ 4.11 การดัดแปลงรูปร่างทั้ง 4 ลักษณะดังกล่าว ทำให้ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกเลื่อนต่ำลงในโหมด 3rd torsion เช่นกัน แต่ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกรยังคงสูงกว่างานเบรกประมาณ 3.3-3.5 เปอร์เซ็นต์ การที่ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกสูงกว่าและอยู่ห่างจากผ้าเบรกเพียงเล็กน้อยนั้น ส่งผลให้โอกาสในการเกิดเสียงเบรกสแควลในช่วงแรกของการใช้งานสูง อีกทั้งเมื่อใช้ไประยะหนึ่งจนความถี่ธรรมชาติลดต่ำลงจนใกล้เคียงหรือต่ำกว่าความถี่ธรรมชาติของงาน ก็อาจทำให้มีโอกาสการเกิดเสียงเบรกสแควลเกิดขึ้นอีกได้

ดังนั้นอาจสรุปได้ว่าการดัดแปลงรูปร่างแบบผ่าร่องเฉียง สามารถทำให้ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกเลื่อนต่ำลง แต่อาจจะมีประสิทธิภาพต่ำกว่าเมื่อเทียบกับการผ่าร่องตรง อีกทั้งมุมในการผ่าร่องเฉียงบนผ้าเบรกไม่ได้มีแนวโน้มของการเลื่อนความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกอย่างชัดเจน สำหรับโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสแควลของผ้าเบรกรูปร่างเหล่านี้ มีโอกาสเกิดเสียงเบรกสแควลสูงในช่วงแรกของการใช้งานและเมื่อใช้งานไปแล้วในระยะหนึ่ง



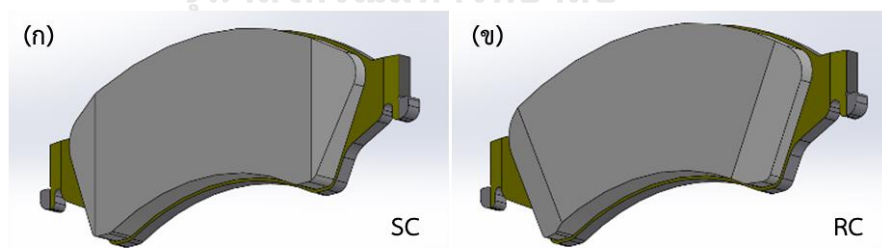
รูปที่ 4.10 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกรูปร่างผ่าร่องเฉียงในโหมด 1st torsion กับ งานเบรกโหมด 3ND (กรณี 1)



รูปที่ 4.11 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกกลุ่มฝาร่องเฉียงใน
โหมต 3rd torsion กับ จานเบรกโหมต 6ND (กรณี 3)

4.2.3 ผลการทำนายความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้าง

ในหัวข้อนี้เป็นการศึกษาผลของการปาดข้างผ้าเบรก โดยรูปร่างที่ต้องการศึกษามี 2 ลักษณะ
ดังแสดงในรูปที่ 4.12



รูปที่ 4.12 การตัดแปลงรูปร่างผ้าเบรกในกลุ่มที่ 3 คือ ปาดข้าง ซึ่งมี 2 รูปแบบ
(ก) ปาดข้างตรง – SC (ข) ปาดข้างตามแนวรัศมี – RC

จากตารางที่ 4.9 และ 4.10 การตัดแปลงรูปร่างผ้าเบรกโดยการปาดข้าง ส่งผลให้ความถี่
ธรรมชาติของผ้าเบรกในบางโหมตเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับผ้าเบรกตั้งต้นที่ไม่มีการตัดแปลงรูปร่าง

เนื่องจากการปาดข้างอาจทำให้การบิดงอหรือรูปร่างการสั่นในโหมดนั้นๆ ทำได้ยากขึ้น จึงทำให้ความถี่ธรรมชาติเลื่อนสูงขึ้น

เมื่อพิจารณาโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสแควลของผ้าเบรกในโหมด 1st torsion กับ จานเบรกโหมด 3ND (กรณี 1) ดังแสดงในรูปที่ 4.13 เมื่อการปาดข้างทำให้ความถี่ธรรมชาติเลื่อนสูงขึ้น ส่งผลให้ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกเข้าใกล้ความถี่ธรรมชาติของจานเบรกมากขึ้น ซึ่งการปาดข้างตามรูปร่าง SC และ RC ทำให้ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกต่ำกว่าจานเบรกเพียง 4.5 และ 3.6 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ จากการตัดแปงรูปร่าง SC และ RC ทำให้โอกาสในการเกิดเสียงเบรกสแควลในกรณีนี้เพิ่มสูงขึ้น

จากรูปที่ 4.14 การตัดแปงรูปร่างผ้าเบรก SC ทำให้ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกใน โหมด 3rd torsion เลื่อนต่ำลงเพียงเล็กน้อยเท่านั้น ส่วนความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกรูปร่าง RC ใกล้เคียงกับผ้าเบรกตั้งต้น ซึ่งทำให้ไม่สามารถลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสแควลได้

ดังนั้นการตัดแปงรูปร่างผ้าเบรกโดยการปาดข้างนั้น ทำให้ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกบางโหมดเท่าเดิมและเลื่อนสูงขึ้น ซึ่งแตกต่างจากผ้าเบรกตั้งต้นเพียงเล็กน้อยเท่านั้น ส่งผลให้ไม่มีประสิทธิภาพในการลดโอกาสการเกิดเสียงสแควลจากปรากฏการณ์นี้

ผลการศึกษาการปาดข้างผ้าเบรกตามขั้นตอนในงานวิจัยนี้ โดยการใช้วิธีการจำลองด้วยโปรแกรม SolidWorks อาจยังไม่สามารถแสดงผลของการปาดข้างที่มีต่อการเกิดเสียงขณะเบรกได้ เนื่องจากการปาดข้างจะส่งผลต่อการสั่นของผ้าเบรกในทิศทางแกน X และ Y ซึ่งไม่ใช่การสั่นโดยกลไก Mode Coupling จากงานวิจัยของ Chun Lin [4] Nouby [6] และ Lui [20] ที่มีการวิเคราะห์ผลการทำนายด้วยโปรแกรม ABAQUS และนำ CEA มาใช้ในการวิเคราะห์โอกาสในการเกิดเสียงเบรกสแควล ซึ่งเป็นการคำนวณที่ซับซ้อนและมีความแม่นยำมากกว่าจึงสามารถวิเคราะห์โอกาสในการเกิดเสียงเบรกสแควลจากการตัดแปงรูปร่างผ้าเบรกโดยการปาดข้างได้

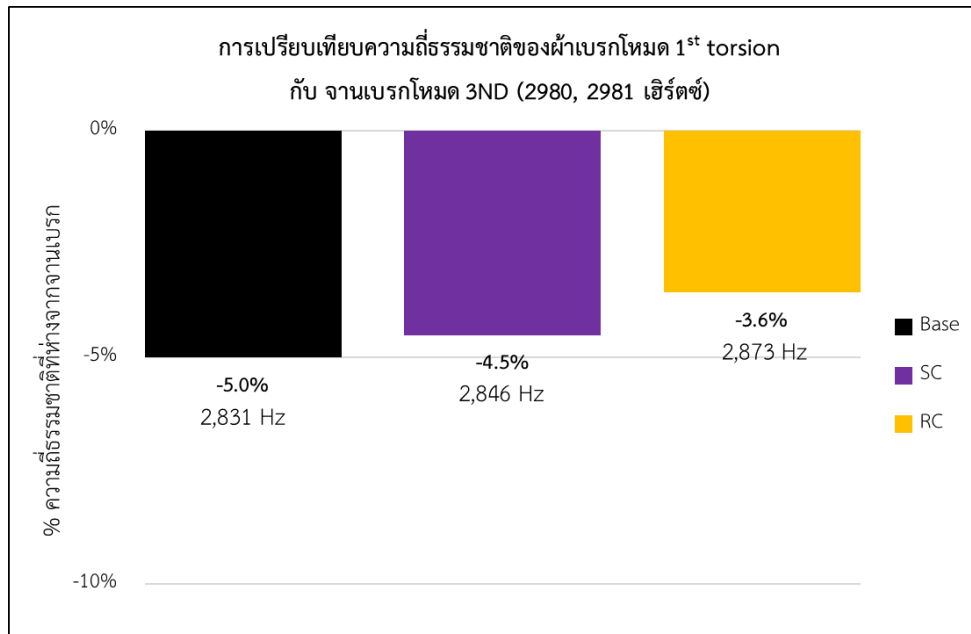
ตารางที่ 4.9 ผลความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้าง

โหมด	ความถี่ธรรมชาติ (เฮิร์ตซ์)		
	Baseline	SC	RC
1 st bending	1,571.8	1,585.5	1,585.3
1 st torsion	2,830.6	2,845.5	2,873.3
2 nd bending	3,392.2	3,382.4	3,382.1
3 rd bending	5,321.9	5,301.5	5,320.7
2 nd torsion	5,748.0	5,761.0	5,793.1

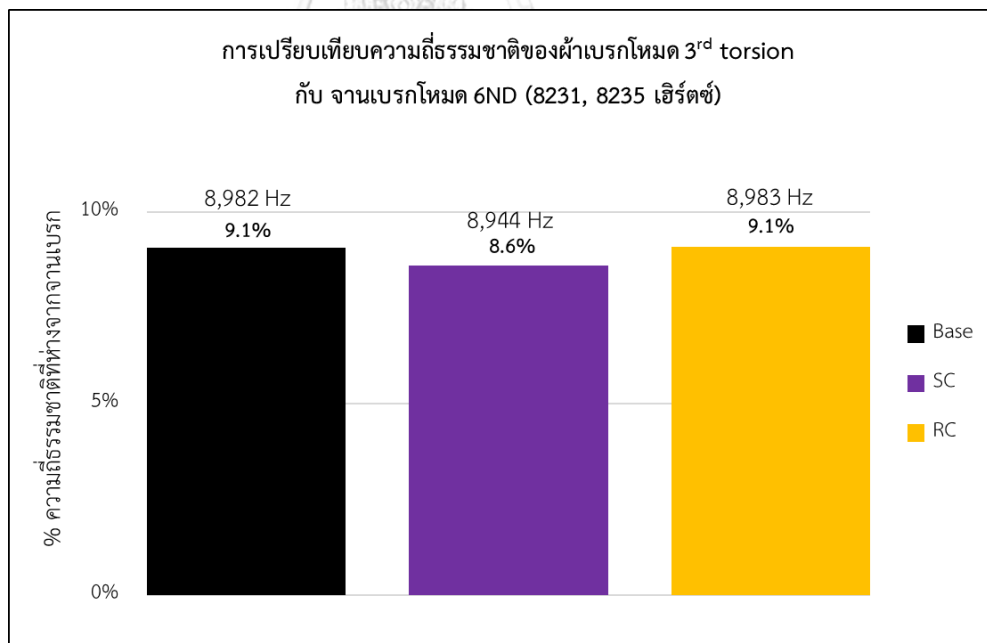
In-plane	7,200.0	7,256.5	7,2299.4
4 th bending	7,652.9	7,752.5	7,772.0
3 rd torsion	8,981.8	8,943.8	8,983.0
Mode 15	10,364	10,712	10,700
Mode 16	10,636	10,424	10,401
Mode 17	11,461	11,333	11,351

ตารางที่ 4.10 ความถี่ธรรมชาติที่เปลี่ยนแปลงของผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้างเทียบกับผ้าเบรกตั้งต้น (Baseline)

โหมด	ความถี่ธรรมชาติที่เปลี่ยนแปลงจากผ้าเบรกตั้งต้น (%)		
	Baseline	SC	RC
1 st bending	1,571.8	0.9	0.9
1 st torsion	2,830.6	0.5	1.5
2 nd bending	3,392.2	-0.3	-0.3
3 rd bending	5,321.9	-0.4	0.0
2 nd torsion	5,748.0	0.2	0.8
In-plane	7,200.0	0.8	1.4
4 th bending	7,652.9	1.3	1.6
3 rd torsion	8,981.8	-0.4	0.0
Mode 15	10,364	3.4	0.4
Mode 16	10,636	-2.0	0.6
Mode 17	11,461	-1.1	-1.0



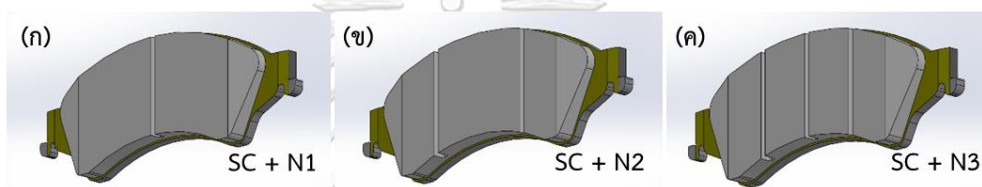
รูปที่ 4.13 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้างใน
ไหมต 1st torsion กับ จานเบรกไหมต 3ND (กรณีที่ 1)



รูปที่ 4.14 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกผ่านการปาดข้างใน
ไหมต 3rd torsion กับ จานเบรกไหมต 6ND (กรณีที่ 3)

4.2.4 ผลการทำนายความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้างตรงรวมกับผ้าร่อนตรง

การศึกษาผลของการตัดแปงผ้าเบรกในหัวข้อนี้ เป็นการศึกษาการตัดแปงผ้าเบรกทั้ง 2 ปัจจัย ร่วมกัน คือ การผ้าร่อนและการปาดข้าง เมื่อเราทราบแล้วว่าการผ้าร่อนตรงมีประสิทธิภาพมากที่สุดจึงนำมาศึกษาร่วมกับปัจจัยการปาดข้างทั้ง 2 รูปแบบ เนื่องจากคาดว่า การตัดแปงผ้าเบรกพร้อมกันทั้ง 2 ปัจจัย อาจส่งผลต่อความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นอย่างมีนัยสำคัญได้ แต่ก็ยังคงเป็นเพียงสมมติฐานเบื้องต้นเท่านั้น เพราะผลการทำนายของการปาดข้างยังไม่อาจแสดงผลของการปาดข้างที่มีต่อโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเคเวลได้อย่างชัดเจน รูปร่างผ้าเบรกที่ต้องการศึกษาในหัวข้อนี้ แสดงดังรูปที่ 4.15 และ 4.16



รูปที่ 4.15 การตัดแปงรูปร่างผ้าเบรกในกลุ่มที่ 4 คือ การปาดข้างตรงรวมกับการผ้าร่อนตรง ซึ่งมี 3 รูปแบบ (ก) การปาดข้างรวมกับการผ้าร่อนตรง 1 ร่อง – SC + N1 (ข) การปาดข้างรวมกับผ้าร่อนตรง 2 ร่อง – SC + N2 (ค) การปาดข้างรวมกับผ้าร่อนตรง 3 ร่อง – SC + N3

จากตารางที่ 4.11 และ 4.12 ผลของความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกเลื่อนต่ำลงในทุกๆ โหมด และมีการสลับกันในโหมด 3^{rd} bending กับ 2^{nd} torsion ของผ้าเบรกรูปร่าง SC + N2 และการสลับโหมดกันระหว่างโหมด In-plane กับ 4^{th} bending ของผ้าเบรกรูปร่าง SC + N2 และ SC + N3 ซึ่งการที่ผลการทำนายความถี่ธรรมชาติเป็นเช่นนี้คาดว่ามาจากอิทธิพลของการผ้าร่อนตรง และเมื่อพิจารณาผลต่างของความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกที่ถูกตัดแปงกับผ้าเบรกตั้งต้น ดังตารางที่ 4.11 จะเห็นว่า การตัดแปงรูปร่าง SC + N3 ทำให้ความถี่ธรรมชาติเลื่อนต่ำลงมากที่สุด และ เมื่อเปรียบเทียบผลการเลื่อนของความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกในกลุ่มผ้าร่อนตรงจากตารางที่ 4.5 พบว่าการเลื่อนของความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกในกลุ่มที่ผ้าร่อนตรงสามารถเลื่อนความถี่ธรรมชาติได้มากกว่ากลุ่มที่มีการผ้าร่อนตรงรวมกับการปาดข้างตรง แต่มากกว่าเพียงเล็กน้อยเท่านั้น อาจเป็นเพราะว่าการปาดข้างตรงทำให้ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกเลื่อนสูงขึ้น

ตารางที่ 4.11 ผลความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้างตรงรวมกับการผ่าร่องตรง

โหมด	ความถี่ธรรมชาติ (เฮิรตซ์)			
	Baseline	SC + N1	SC + N2	SC + N3
1 st bending	1,571.8	1,363.0	1,299.2	1,170.7
1 st torsion	2,830.6	2,663.0	2,629.6	2,468.1
2 nd bending	3,392.2	3,354.5	2,740.5	2,730.4
3 rd bending	5,321.9	5,013.5	5,238.4	4,855.7
2 nd torsion	5,748.0	5,689.4	5,127.9	5,115.0
In-plane	7,200.0	7,228.9	7,143.0	7,129.4
4 th bending	7,652.9	7,648.1	7,042.2	7,020.2
3 rd torsion	8,981.8	8,604.6	8,427.6	8,106.3
Mode 15	10,364	10,100	9,528.2	8,949.7
Mode 16	10,636	10,540	10,310	10,257
Mode 17	11,461	11,221	11,098	11,008

ตารางที่ 4.12 ความถี่ธรรมชาติที่เปลี่ยนแปลงของผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้างตรงรวมกับการผ่าร่องตรงเทียบกับผ้าเบรกตั้งต้น (Baseline)

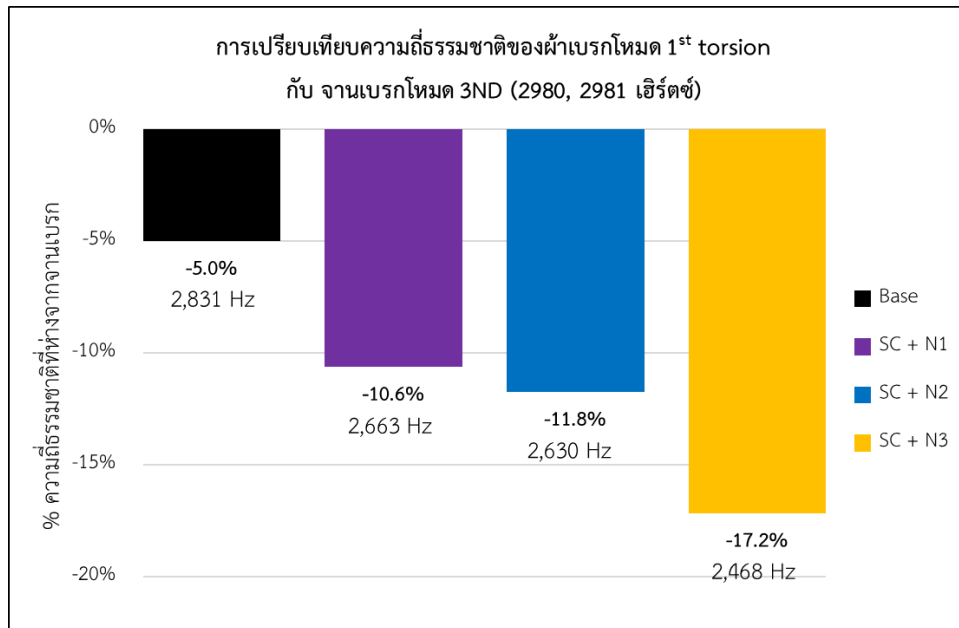
โหมด	ความถี่ธรรมชาติที่เปลี่ยนแปลงจากผ้าเบรกตั้งต้น (%)			
	Baseline	SC + N1	SC + N2	SC + N3
1 st bending	1,571.8	-13.3	-17.3	-25.5
1 st torsion	2,830.6	-5.9	-7.1	-12.8
2 nd bending	3,392.2	-1.1	-19.2	-19.5
3 rd bending	5,321.9	-5.8	-1.6	-8.8
2 nd torsion	5,748.0	-1.0	-10.8	-11.0
In-plane	7,200.0	0.4	-0.8	-1.0
4 th bending	7,652.9	-0.1	-8.0	-8.3
3 rd torsion	8,981.8	-4.2	-6.2	-9.7
Mode 15	10,364	-2.5	-8.1	-13.6
Mode 16	10,636	-0.9	-3.1	-3.6

Mode 17	11,461	-2.1	-3.2	-4.0
---------	--------	------	------	------

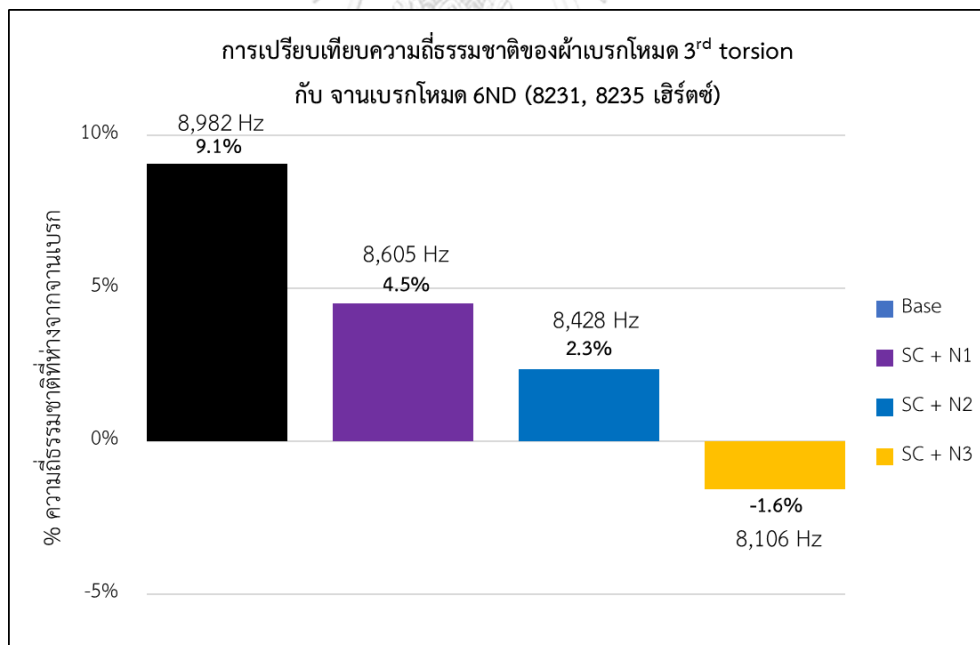
เมื่อวิเคราะห์ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกในโหมด 1st torsion กับ จานเบรกโหมด 3ND ดังแสดงในรูปที่ 4.16 พบว่า รูปร่างของการปาดข้างตรงรวมกับการผ่าร่องตรงแบบ SC + N3 สามารถทำให้ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกกับจานเบรกห่างกันมากที่สุด คือ 17.2 เปอร์เซ็นต์ และการดัดแปลงรูปร่าง SC + N2 และ SC + N1 สามารถเลื่อนความถี่ธรรมชาติให้ต่ำลงลงมา ซึ่งมีความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกห่างจากจานเบรกเท่ากับ 11.8 และ 10.6 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ ส่งผลให้รูปร่าง SC + N3 สามารถลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเคเวลในกรณีนี้ที่ 1 ได้มากที่สุด

การดัดแปลงรูปร่างโดยการศึกษารูปร่างการผ่าร่องตรงรวมกับการปาดข้างนั้น ทำให้โอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเคเวลของผ้าเบรกรูปร่าง SC + N1 และ SC + N2 ในโหมด 3rd torsion กับ จานเบรกโหมด 6ND มีโอกาสเกิดเสียงเบรกสเคเวลจากปรากฏการณ์ Mode Coupling ในช่วงแรกขณะใช้งานต่อเนื่องจนถึงเมื่อใช้งานไปแล้วระยะหนึ่ง ดังแสดงในรูปที่ 4.17 เนื่องจากความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกมากกว่าจานเบรกเพียงเล็กน้อยเท่านั้นและเมื่อใช้งานไปเรื่อยๆจนความถี่ธรรมชาติลดลงจนต่ำกว่าความถี่ธรรมชาติของจานเบรกว่าหนึ่งจึงสามารถลดโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเคเวลลงได้ แต่การดัดแปลงรูปร่างแบบ SC + N3 มีโอกาสเกิดเสียงเบรกสเคเวลในช่วงระยะแรกของการใช้งานเท่านั้น เนื่องจากความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกรูปร่างนี้ต่ำกว่าความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกอยู่แล้วเมื่อใช้งานไปเรื่อยๆ ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกเลื่อนต่ำลงและค่อยๆห่างออกจากจานเบรก

ดังนั้นการดัดแปลงรูปร่างโดยการปาดข้างตรงรวมกับการผ่าร่องตรงในกลุ่มนี้ ให้ผลแนวโน้มของการเลื่อนความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกเหมือนกับกลุ่มการผ่าร่องตรงธรรมดา ซึ่งการดัดแปลงรูปร่างแบบ SC + N3 มีประสิทธิภาพมากที่สุดในการเลื่อนความถี่ธรรมชาติให้ต่ำลง อีกทั้งการดัดแปลงรูปร่างในลักษณะนี้มีประสิทธิภาพในการลดโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเคเวลในช่วงความถี่ 2,800 ถึง 3,000 เฮิร์ตซ์ ได้ แต่จะมีโอกาสในการเกิดเสียงในช่วงความถี่ 8,200 เฮิร์ตซ์ ในช่วงแรกขณะใช้งานแทน



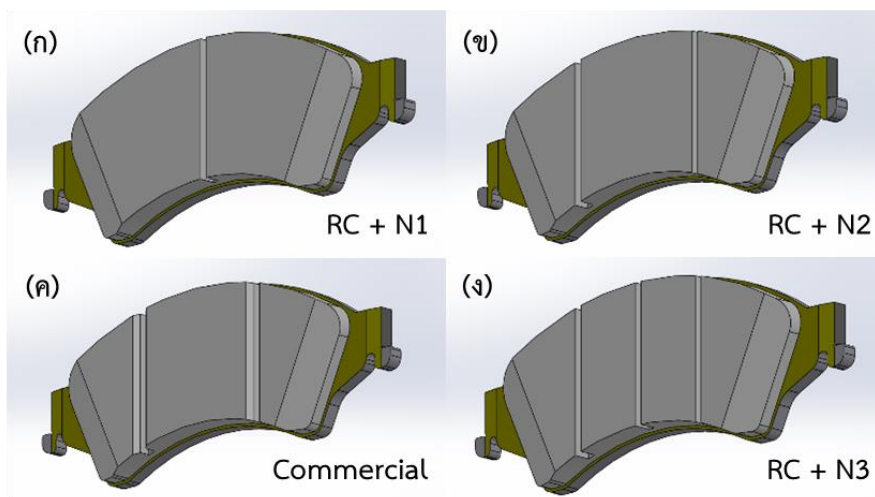
รูปที่ 4.16 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้างตรงรวมกับการผ่าร่องตรง
ในไหมด 1st torsion กับ จานเบรกไหมด 3ND (กรณีที่ 1)



รูปที่ 4.17 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้างตรงรวมกับการผ่าร่องตรง
ในไหมด 3rd torsion กับ จานเบรกไหมด 6ND (กรณีที่ 3)

4.2.5 ผลการทำนายความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้างตามแนวรัศมีรวมกับฝาร่องตรง

ในหัวข้อนี้เป็นหัวข้อสุดท้ายสำหรับการศึกษาผลของการตัดแปลงรูปร่างของผ้าเบรกต่อการเกิดเสียงเบรกสเควล รูปร่างที่ต้องการศึกษาในหัวข้อนี้ ดังแสดงในรูปที่ 4.18



รูปที่ 4.18 การตัดแปลงรูปร่างผ้าเบรกในกลุ่มที่ 5 คือ การปาดข้างตามแนวรัศมีรวมกับการฝาร่องตรง ซึ่งมี 4 รูปแบบ (ก) การปาดข้างรวมกับการฝาร่องตรง 1 ร่อง – RC + N1 (ข) การปาดข้างรวมกับฝาร่องตรง 2 ร่อง – RC + N2 (ค) การปาดข้างรวมกับฝาร่องตรงแบบ Y 2 ร่อง – Commercial (ง) การปาดข้างรวมกับฝาร่องตรง 3 ร่อง – RC + N3

จากตารางที่ 4.13 และ 4.14 ทำให้ทราบว่า การตัดแปลงรูปร่างการปาดข้างตามแนวรัศมีกับการฝาร่องตรง มีแนวโน้มของการเลื่อนความถี่ธรรมชาติผ้าเบรกไปในทิศทางเดียวกันกับกลุ่มที่ฝาร่องตรงธรรมดา และกลุ่มที่มีการปาดข้างตรงรวมกับการฝาร่องตรง แต่การเลื่อนความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกในกลุ่มนี้สามารถเลื่อนความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกได้น้อยกว่ากลุ่มการปาดข้างตรงรวมกับการฝาร่องตรงเพียงเล็กน้อย เนื่องจากการปาดข้างตามแนวรัศมีทำให้การเลื่อนความถี่ธรรมชาติลดลงได้น้อยกว่าการปาดข้างตรง และเมื่อเปรียบเทียบการฝาร่องแบบ Y ของ Commercial กับการฝาร่องแบบธรรมดาตามรูปร่าง RC + N2 การเลื่อนความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกไม่ได้แตกต่างกัน การฝาร่องแบบ Y อาจไม่ได้ส่งผลกับการเลื่อนความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรก

ตารางที่ 4.13 ผลความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้างตามแนวรัศมีรวมกับการผ่าร่องตรง

โหมด	ความถี่ธรรมชาติ (เฮิรตซ์)				
	Baseline	RC + N1	RC + N2	Commercial	RC + N3
1 st bending	1,571.8	1,363.0	1,299.6	1,300.3	1,171.2
1 st torsion	2,830.6	2,689.0	2,655.5	2,658.3	2,492.6
2 nd bending	3,392.2	3,354.0	2,742.5	2,749.0	2,731.9
3 rd bending	5,321.9	5,024.4	5,241.0	5,244.3	4,866.4
2 nd torsion	5,748.0	5,724.4	5,171.8	5,173.5	5,148.6
In-plane	7,200.0	7,271.6	7,190.2	7,194.2	7,176.1
4 th bending	7,652.9	7,666.1	7,069.0	7,083.8	7,048.7
3 rd torsion	8,981.8	8,647.3	8,466.2	8,487.8	8,145.8
Mode 15	10,364	10,126	9,545.6	9,589.3	8,980.4
Mode 16	10,636	10,476	10,278	10,270	10,208
Mode 17	11,461	11,226	11,099	11,095	11,003

ตารางที่ 4.14 ความถี่ธรรมชาติที่เปลี่ยนแปลงของผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้างตามแนวรัศมีรวมกับการผ่าร่องตรงเทียบกับผ้าเบรกตั้งต้น (Baseline)

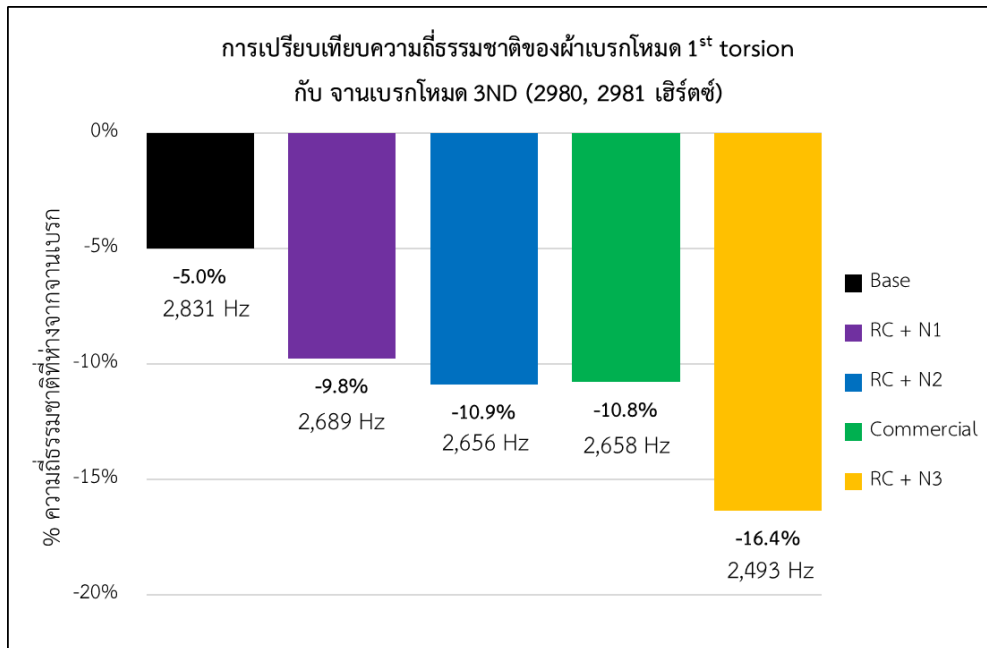
โหมด	ความถี่ธรรมชาติที่เปลี่ยนแปลงจากผ้าเบรกตั้งต้น (%)				
	Baseline	RC + N1	RC + N2	Commercial	RC + N3
1 st bending	1,571.8	-13.3	-17.3	-17.3	-25.5
1 st torsion	2,830.6	-5.0	-6.2	-6.1	-11.9
2 nd bending	3,392.2	-1.1	-19.2	-19.0	-19.5
3 rd bending	5,321.9	-5.6	-1.5	-1.5	-8.6
2 nd torsion	5,748.0	-0.4	-10.0	-10.0	-10.4
In-plane	7,200.0	1.0	-0.1	-0.1	-0.3
4 th bending	7,652.9	0.2	-7.6	-7.4	-7.9
3 rd torsion	8,981.8	-3.7	-5.7	-5.5	-9.3
Mode 15	10,364	-2.3	-7.9	-7.5	-13.4
Mode 16	10,636	-1.5	-3.4	-3.4	-4.0

Mode 17	11,461	-2.1	-3.2	-3.2	-4.0
---------	--------	------	------	------	------

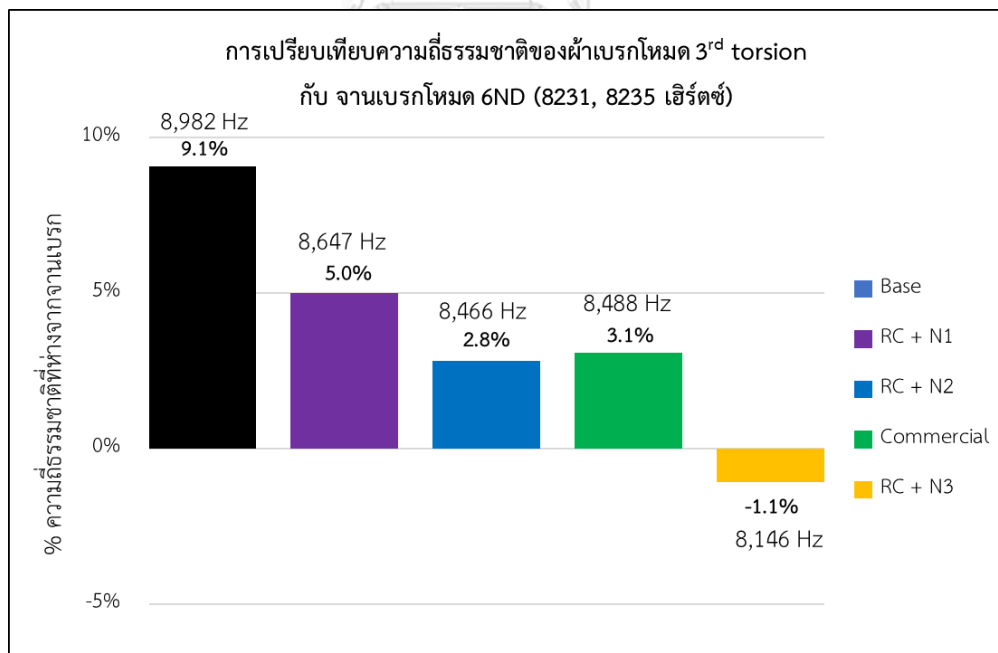
เมื่อวิเคราะห์ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกในโหมด 1st torsion กับ จานเบรกโหมด 3ND ดังแสดงในรูปที่ 4.19 พบว่า รูปร่างของการปาดข้างตามแนวรัศมีรวมกับการผ่าร่องตรงมีแนวโน้มของโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเคเวลเหมือนกับการดัดแปลงรูปร่างในกลุ่มที่ 4 คือการดัดแปลงรูปร่างแบบ RC + N3 สามารถทำให้ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกกับจานเบรกห่างกันมากที่สุด คือ 16.4 เปอร์เซ็นต์ และการดัดแปลงรูปร่าง RC + N2 กับ Commercial มีโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเคवलใกล้เคียงกัน ซึ่งมีความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกห่างจากจานเบรกเท่ากับ 10.9 และ 10.8 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ โดยรูปร่าง RC + N1 มีความถี่ธรรมชาติห่างจากจานเบรก 9.8 เปอร์เซ็นต์ ส่งผลให้รูปร่าง RC + N3 สามารถลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเคवलในกรณีที่ 1 ได้มากที่สุด

การดัดแปลงรูปร่างโดยการศึกษารูปร่างการผ่าร่องตามแนวรัศมีรวมกับการปาดข้างนั้น มีแนวโน้มของโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเคवलของผ้าเบรกในโหมด 3rd torsion กับ จานเบรกโหมด 6ND เหมือนกับกลุ่มการปาดข้างตรงรวมกับการผ่าร่องตรง คือ เมื่อดัดแปลงรูปร่างแบบ RC + N1 RC + N2 และ Commercial ดังแสดงในรูปที่ 4.20 มีโอกาสเกิดเสียงเบรกสเคवलจากปรากฏการณ์ Mode Coupling ในช่วงแรกขณะใช้งานต่อเนื่องจนถึงการใช้งานไปแล้วระยะหนึ่ง เนื่องจากความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกมากกว่าจานเบรกเพียงเล็กน้อยเท่านั้นและเมื่อใช้งานไปเรื่อยๆจนความถี่ธรรมชาติลดลงต่ำกว่าความถี่ธรรมชาติของจานเบรกค่าหนึ่งจึงสามารถลดโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเคवलลงได้ แต่การดัดแปลงรูปร่างแบบ RC + N3 มีโอกาสเกิดเสียงเบรกสเคवलในช่วงระยะแรกของการใช้งานเท่านั้น

ดังนั้นการดัดแปลงรูปร่างการปาดข้างตามแนวรัศมีรวมกับการผ่าร่องตรงในกลุ่มนี้ให้ผลแนวโน้มของการเลื่อนความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกเหมือนกับกลุ่มการผ่าร่องตรงธรรมดาและกลุ่มการปาดข้างตรงรวมกับการผ่าร่องตรง ซึ่งการดัดแปลงรูปร่างแบบ RC + N3 มีประสิทธิภาพมากที่สุดใน การเลื่อนความถี่ธรรมชาติให้ต่ำลง อีกทั้งการดัดแปลงรูปร่างในลักษณะนี้มีประสิทธิภาพในการลดโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเคवलในช่วงความถี่ 2,800 ถึง 3,000 เฮิร์ตซ์ ได้ แต่จะมีโอกาสในการเกิดเสียงในช่วงความถี่ 8,200 เฮิร์ตซ์ ในช่วงแรกขณะใช้งานแทนเช่นกัน

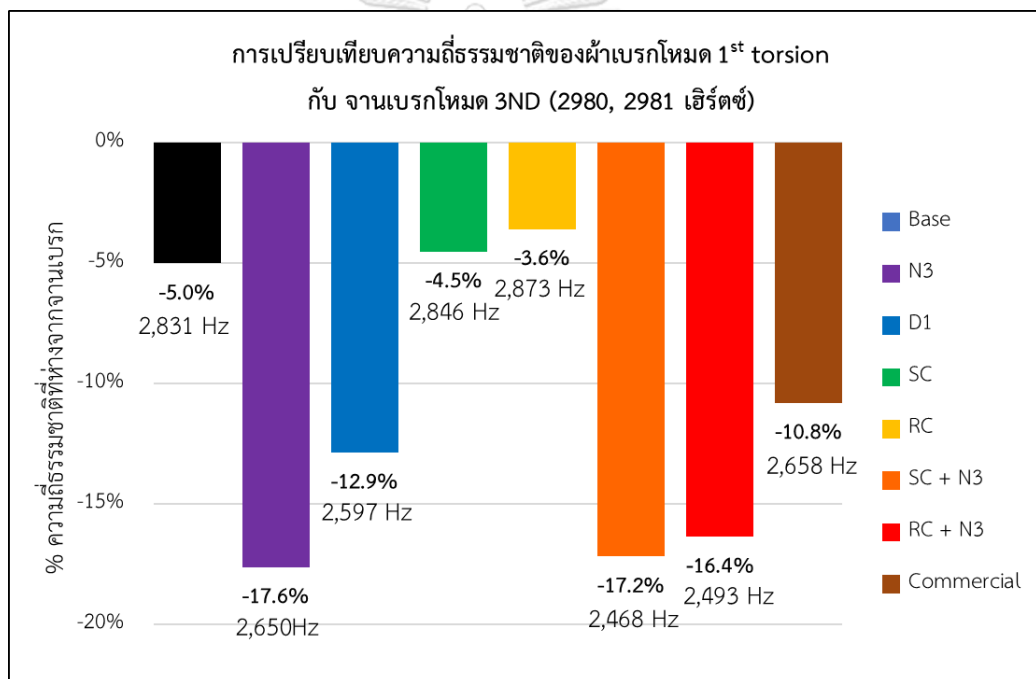


รูปที่ 4.19 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกที่ผ่านการปาดข้างตามแนวรัศมีรวมกับการ
ผ่าร่องตรงในโหมด 1st torsion กับ จานเบรกโหมด 3ND (กรณี ที่ 1)

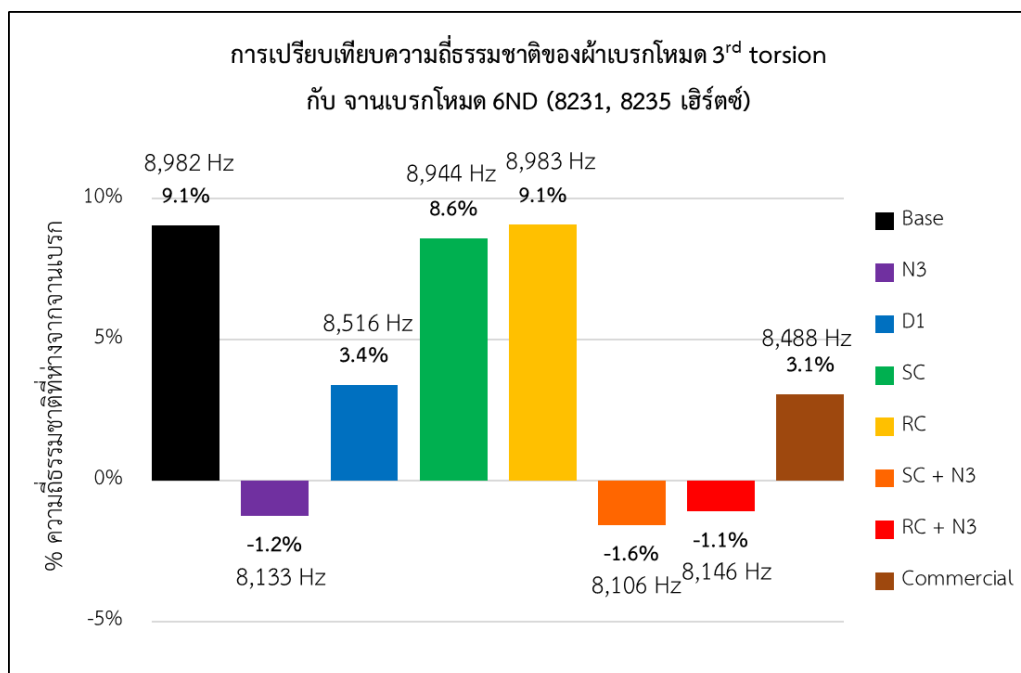


รูปที่ 4.20 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกผ่านการปาดข้างตามแนวรัศมีรวมกับการผ่า
ร่องตรงในโหมด 3rd torsion กับ จานเบรกโหมด 6ND (กรณี ที่ 3)

จากจุดประสงค์การพัฒนาประสิทธิภาพของผ้าเบรกในเรื่องของเสียง โดยการศึกษาผลของการดัดแปลงรูปร่างของผ้าเบรกทั้ง 5 กลุ่มต่อโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสแควลที่มาจากปรากฏการณ์ Mode Coupling สามารถสรุปได้ว่า การผ่าร่องตรงรูปร่าง N3 การปาดข้างตรงรวมกับการผ่าร่องตรง SC + N3 และการปาดข้างตามแนวรัศมีรวมกับการผ่าร่องตรง RC + N3 มีประสิทธิภาพในการลดโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสแควลในช่วงความถี่ 2,800 ถึง 3,000 เฮิรตซ์ ได้มากที่สุด ดังแสดงในรูปที่ 4.21 สำหรับการใช้งานในช่วงความถี่ 8,200 เฮิรตซ์ รูปร่าง N3 SC + N3 และ RC + N3 เพียงแค่สามารถช่วยลดความถี่ธรรมชาติได้มากที่สุดจนต่ำกว่างานเบรกเท่านั้น ดังนั้นยังไม่มีรูปร่างใดที่มีประสิทธิภาพมากพอที่สามารถช่วยลดโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสแควลจากช่วงความถี่นี้ได้ ดังแสดงในรูปที่ 4.22



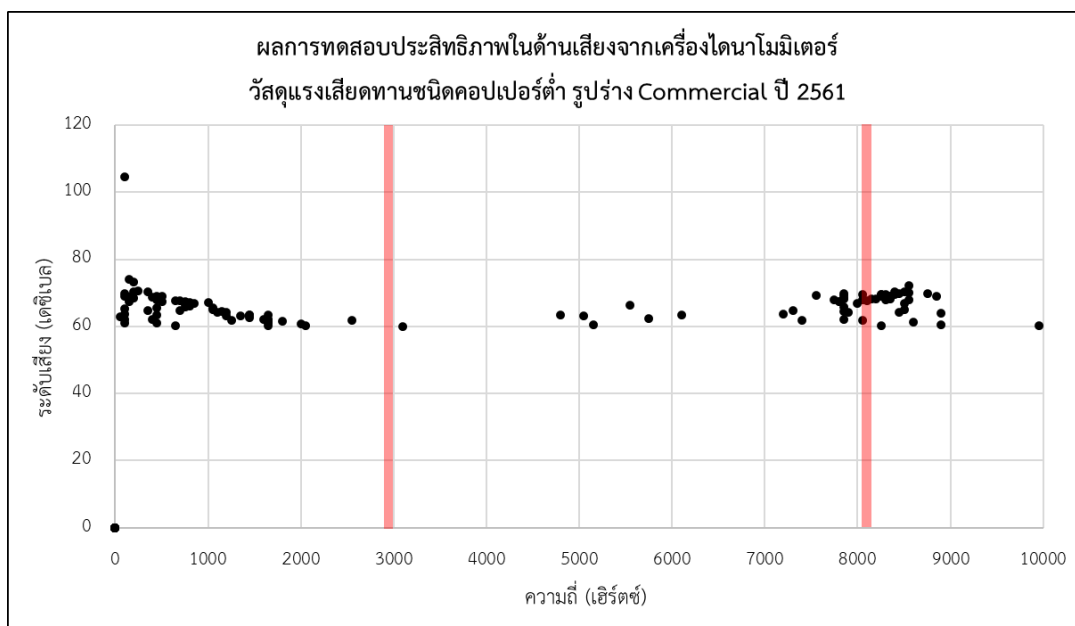
รูปที่ 4.21 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกที่ถูกดัดแปลงทั้ง 5 กลุ่มในโหมด 1st torsion กับ งานเบรกโหมด 3ND (กรณี 1)



รูปที่ 4.22 การเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกที่ถูกดัดแปลงทั้ง 5 กลุ่มในโหมด 3rd torsion กับ จานเบรกโหมด 6ND (กรณีที่ 3)

4.3 การยืนยันผลการทำนายด้วยเครื่องไดนามิเตอร์

เพื่อความน่าเชื่อถือของแบบจำลองและผลของการทำนายความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่น จึงจำเป็นต้องมีการตรวจสอบผลการทำนายดังกล่าว โดยการยืนยันผลการทำนายด้วยการตรวจสอบประสิทธิภาพของผ้าเบรกในด้านของเสียง คือ การทดสอบด้วยเครื่องไดนามิเตอร์ เนื่องจากการทดสอบนี้มีข้อจำกัดของจำนวนทรัพยากรเครื่องและเวลาในการทดสอบ ทำให้จำเป็นต้องใช้ผลการทดสอบที่ทางโรงงานได้เคยทดสอบไปแล้ว นำมาเปรียบเทียบกับผลการทำนายจากโปรแกรม SolidWorks ซึ่งผลการทดสอบที่ทางโรงงานได้เคยทดสอบไปแล้วนั้น เป็นการทดสอบชิ้นงานด้วยวัสดุแรงเสียดทานชนิดคอปเปอร์ต่ำเช่นเดียวกับวัสดุแรงเสียดทานที่งานวิจัยนี้ศึกษา และเป็นรุ่นเดียวกับรุ่นที่งานวิจัยนี้ศึกษาอยู่ด้วย โดยรูปร่างของผ้าเบรกที่นำมาทดสอบนี้เป็นชิ้นงานรูปร่าง Commercial ดังนั้นจึงสามารถนำผลการทำนายความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกในหัวข้อก่อนหน้านี้มาศึกษาและเปรียบเทียบกับผลการทดสอบด้วยเครื่องไดนามิเตอร์ได้ ซึ่งผลการทดสอบประสิทธิภาพของผ้าเบรกในด้านของเสียงของวัสดุแรงเสียดทานคอปเปอร์ต่ำ รูปร่าง Commercial แสดงในรูปที่ 4.23



รูปที่ 4.23 ผลการทดสอบประสิทธิภาพในด้านเสียงจากเครื่องไดนาโมมิเตอร์ของวัสดุแรงเสียดทานคอปเปอร์ดำ รูปร่าง Commercial ปี 2561

ในรูปที่ 4.23 นี้ แกน X จะแสดงความถี่ของเสียงที่เกิดขึ้นขณะเบรก แกน Y จะแสดงระดับเสียงที่เกิดขึ้น และจุดสีดาบนกราฟจะแสดงถึงเหตุการณ์ในการเบรก คือ 1 จุดสีดา หมายถึง การเบรก 1 ครั้ง โดยแถบสีแดงแสดงช่วงความถี่ที่มีโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเคเวลจากผลการวิเคราะห์การนำนายความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกด้วยโปรแกรม SolidWorks ซึ่งมีช่วงความถี่ประมาณ 2,800 ถึง 3,000 เฮิรตซ์ และ 8,100 ถึง 8,300 เฮิรตซ์ เมื่อพิจารณาผลการทดสอบประสิทธิภาพในด้านเสียงจากเครื่องไดนาโมมิเตอร์จะเห็นว่า มีจำนวนการเกิดเสียงขณะเบรกส่วนใหญ่อยู่ในช่วงความถี่ประมาณ 0 ถึง 2,000 เฮิรตซ์ ซึ่งส่วนใหญ่เสียงที่เกิดขึ้นในช่วงความถี่นี้เป็นเสียงที่เกิดจากกลไกอื่น เช่น Stick-Slip หรือ Sprag-Slip เป็นต้น และ 7,800 ถึง 9,000 เฮิรตซ์ จากผลการทำนายในรูปที่ 4.21 ช่วงความถี่ 2,800 ถึง 3,000 เฮิรตซ์ รูปร่าง Commercial มีความถี่ธรรมชาติในโหมดนี้ห่างจากงานเบรกประมาณ 10.8% ซึ่งมีโอกาสเกิดเสียงเบรกสเคवलน้อย และเมื่อนำมาตรวจสอบกับผลการทดสอบจากไดนาโมมิเตอร์ ในรูปที่ 4.23 ในช่วงความถี่นี้แทบจะไม่มีเสียงเกิดขึ้น สำหรับในช่วงความถี่ 8,100 ถึง 8,300 เฮิรตซ์ ในรูปที่ 4.22 ผลการทำนายรูปร่าง Commercial มีความถี่ธรรมชาติสูงกว่างานเบรกเพียง 3.1% อาจคาดการณ์ได้ว่าในช่วงความถี่นี้ยังมีโอกาสเกิดเสียงเบรกสเคवलที่ค่อนข้างสูงอยู่ และเมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดสอบจากเครื่องไดนาโมมิเตอร์ความถี่ในช่วงนี้มีเสียงที่เกิดขึ้นจากการเบรกจำนวนมาก ดังนั้นอาจสรุปได้ว่าผลการคำนวณจากการสร้างแบบจำลองด้วย

โปรแกรม SolidWorks ตามขั้นตอนในงานวิจัยนี้สามารถนำไปคาดการณ์โอกาสการเกิดเสียงเบรกสเควลได้เบื้องต้น

4.4 ผลการใช้โปรแกรมเพื่อลดต้นทุนในการทดสอบด้วยเครื่องไดนาโมมิเตอร์

เนื่องจากข้อจำกัดของการทดสอบประสิทธิภาพผ้าเบรกในแต่ละครั้งที่ใช้ระยะเวลานาน อีกทั้งมีค่าใช้จ่ายในการทดสอบที่สูง ทำให้การทำวิจัยโดยการใช้โปรแกรม SolidWorks สำหรับการทำนายความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรก จนทำให้สามารถวิเคราะห์โอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเควล สามารถช่วยลดต้นทุนในด้านของเวลาและทรัพยากรได้อย่างมาก ซึ่งการทดสอบในแต่ละครั้งจะต้องมีค่าใช้จ่ายประมาณ 50,000 บาท โดยในระยะเวลา 1 ปีทางโรงงานจะมีการทดสอบประสิทธิภาพของผ้าเบรก ประมาณ 150 ครั้ง ซึ่งคิดเป็นมูลค่ากว่า 7,500,000 บาทต่อปี ดังนั้นการพัฒนารูปร่างผ้าเบรก โดยการสร้างและพัฒนาแบบจำลองให้มีความแม่นยำและถูกต้อง จนใกล้เคียงกับการทดสอบผ้าเบรกจริง สามารถช่วยลดค่าใช้จ่ายสำหรับการทดสอบประสิทธิภาพในด้านของเสียงบนเครื่องไดนาโมมิเตอร์ได้อย่างมากเลยทีเดียว

บทที่ 5

สรุปและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการวิจัย

จากปัจจุบันผู้ผลิตเบรกสนใจที่จะพัฒนาประสิทธิภาพของเบรกในด้านของเสียง งานวิจัยนี้ได้สังเกตเห็นถึงความสำคัญดังกล่าว จึงได้นำโปรแกรมที่มีประสิทธิภาพและเป็นที่ยอมรับในภาคอุตสาหกรรมอย่าง SolidWork มาใช้ในการทำงานวิจัยนี้ โดยการใช้โปรแกรม SolidWorks ทำนายความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่น อีกทั้งศึกษาผลการพัฒนาและดัดแปลงรูปร่างของผ้าเบรกต่อโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเควล จึงทำให้ทราบถึงพฤติกรรมการสั่นของผ้าเบรกได้อย่างชัดเจนมากขึ้น เนื่องจากข้อจำกัดในการทดสอบการสั่นของผ้าเบรกจากการทดสอบด้วยวิธีการเคาะ (Impact Hammer Test) ไม่สามารถเห็นรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกได้ อีกทั้งการใช้โปรแกรมยังช่วยลดต้นทุนในการผลิตชิ้นงานและการทดสอบประสิทธิภาพในด้านเสียงของผลิตภัณฑ์ได้ ดังนั้นการที่เรามีความเข้าใจและสามารถพัฒนาแบบจำลองจนมีความใกล้เคียงกับของจริง จะสามารถทำให้เราได้เห็นถึงพฤติกรรมต่างๆ ที่เป็นประโยชน์และสามารถเข้าใจพฤติกรรมนั้นๆ ได้อย่างลึกซึ้ง

5.1.1 การเปรียบเทียบการสั่นพ้องกันระหว่างผ้าเบรกตั้งต้นกับจานเบรก

จากผลการเปรียบเทียบการสั่นพ้องกันระหว่างผ้าเบรกตั้งต้นกับจานเบรก ทำให้สามารถสรุปได้ว่า โอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเควลมีโอกาสในการเกิดสูงในกรณีของผ้าเบรกที่มีโหมดการสั่น 1st torsion (1,1) ความถี่ 2,831 เฮิรตซ์ กับจานเบรกที่มีโหมดการสั่นแบบ 3ND ซึ่งมีความถี่ 2,980 และ 2,981 เฮิรตซ์ ทำให้มีโอกาสเกิดเสียงเบรกสเควลในช่วงความถี่ 2,800 ถึง 3,000 เฮิรตซ์ มีอีกกรณีหนึ่งที่มีโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเควลที่สูงเช่นกัน เนื่องจากความถี่ธรรมชาติของผ้าสูงกว่าจานเบรก จึงทำให้เมื่อใช้งานไปในระยะหนึ่ง ความหนาของผ้าเบรกลดลง ทำให้ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกลดลงจนเข้าใกล้ความถี่ธรรมชาติของจานเบรก โดยผ้าเบรกมีโหมดการสั่น 3rd torsion (1,3) ซึ่งมีโอกาสสอดคล้องกับจานเบรกในโหมดการสั่นแบบ 6ND

5.1.2 การดัดแปลงรูปร่างของผ้าเบรก เพื่อลดโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเควล

จากการศึกษาการดัดแปลงรูปร่างของผ้าเบรก จากผลการทำนายความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรกกับจานเบรก เพื่อวิเคราะห์โอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเควล ผ่านกลไก Mode Coupling โดยมีโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเควลกรณีที่ผ้าเบรกมีโหมดการสั่น 1st torsion (1,1) กับจานเบรก 3ND และกรณีผ้าเบรกที่มีโหมดการสั่นแบบ 3rd torsion (1,3) กับจานเบรก 6ND พบว่า

การผ่าร่องบนผ้าเบรกมีผลให้ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกเลื่อนต่ำลง ส่วนการปาดข้างทำให้ความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรกเลื่อนสูงขึ้น จากการพัฒนาและดัดแปลงรูปร่าง พบว่า รูปร่าง N3 SC + N3 และ RC + N3 สามารถเลื่อนความถี่ธรรมชาติให้ต่ำลงมากที่สุด ส่งผลให้มีประสิทธิภาพในการลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเควลในช่วงความถี่ 2,800 ถึง 3,000 เฮิร์ตซ์ ส่วนในช่วงความถี่ 8,100 ถึง 8,300 เฮิร์ตซ์ ยังไม่มีรูปร่างใดที่สามารถลดโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเควลในช่วงความถี่นี้ มีเพียงการดัดแปลงรูปร่าง N3 SC + N3 และ RC + N3 ที่สามารถลดความถี่ธรรมชาติได้มากที่สุด จนความถี่ธรรมชาติต่ำกว่าจานเบรก

5.1.3 การยืนยันผลการทำนายด้วยเครื่องไดนาโมมิเตอร์

การจำลองผ้าเบรกและการทำนายผลความถี่ธรรมชาติและรูปร่างการสั่นของผ้าเบรก ด้วยโปรแกรม SolidWorks สามารถทำนายโอกาสการเกิดเสียงเบรกสเควลได้เบื้องต้น เนื่องจากมีความสอดคล้องกับผลการทดสอบประสิทธิภาพในด้านของเสียงจากเครื่องไดนาโมมิเตอร์ในช่วงความถี่ 2,800 ถึง 3,000 เฮิร์ตซ์ และ 8,100 ถึง 8,300 เฮิร์ตซ์ ของการทดสอบผ้าเบรกรูปร่าง Commercial ดังนั้นการใช้โปรแกรม SolidWorks ศึกษาและทำนายโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเควลสามารถนำไปประยุกต์ใช้ได้เบื้องต้น

5.1.4 ผลการใช้โปรแกรม เพื่อลดต้นทุนในการทดสอบด้วยเครื่องไดนาโมมิเตอร์

การพัฒนาแบบจำลองและการทำนายโอกาสในการเกิดเสียงเบรกสเควลได้อย่างถูกต้องและแม่นยำจนใกล้เคียงกับการทดสอบประสิทธิภาพในด้านของเสียงบนเครื่องไดนาโมมิเตอร์ สามารถช่วยลดระยะเวลาในการทดสอบและต้นทุนสำหรับการทดสอบได้มากถึงปีละ 7,500,000 บาท

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 ข้อเสนอแนะสำหรับการใช้วิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ในงานวิจัยนี้

ถึงแม้ว่าการใช้วิธีไฟไนต์เอลิเมนต์หรือการใช้ความสามารถของโปรแกรม SolidWorks มีความสะดวกในการเข้าใจถึงพฤติกรรมการสั่นและปรากฏการณ์ที่ทำให้เกิดเสียงได้ อีกทั้งยังช่วยลดเวลาและต้นทุนสำหรับการสร้างชิ้นงานและการทดสอบ แต่ความเชื่อถือของความสามารถของโปรแกรมก็มีความสำคัญอย่างยิ่ง ดังนั้นเราจึงควรพิสูจน์ผลลัพธ์ของแบบจำลองและผลการทำนายเหล่านั้น ด้วยการทวนสอบแบบจำลองและทดสอบผลลัพธ์กับชิ้นงานจริงให้ได้มากที่สุด เพื่อพิสูจน์ความน่าเชื่อถือของแบบจำลองนั้น

5.2.2 ข้อเสนอแนะสำหรับการใช้งานวิจัยนี้

งานวิจัยนี้เป็นเพียงการศึกษาผ้าเบรกเพียงรุ่นเดียว และวัสดุแรงเสียดทานชนิดเดียวเท่านั้น โดยผลการวิจัยอาจทำให้ผลลัพธ์ที่แตกต่าง ถ้าผู้สนใจทำการศึกษาผ้าเบรกในรุ่นและวัสดุแรงเสียดทานที่ต่างจากงานวิจัยนี้ ซึ่งผู้สนใจสามารถใช้งานวิจัยนี้เป็นจุดเริ่มต้นสำหรับการศึกษาและการพัฒนารูปร่างของผ้าเบรก ให้มีประสิทธิภาพในด้านของเสียงให้ดียิ่งขึ้น

5.2.3 ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยในอนาคต

สำหรับผู้สนใจที่จะศึกษาและพัฒนาผ้าเบรกในเรื่องของเสียงควรใช้โปรแกรมที่ความซับซ้อนและมีความแม่นยำมากกว่านี้ เช่น ABAQUS หรือ ANSYS ที่สามารถวิเคราะห์การเกิดเสียงสแควลได้โดยตรง และควรจำกัดขอบเขตและควบคุมตัวแปรที่จะศึกษาอย่างชัดเจน เนื่องจากการเกิดเสียงเบรกสามารถเกิดขึ้นได้จากหลายปัจจัย



บรรณานุกรม

- [1] The European Parliament and the Council of the European Union, Regulation (EU) No 540/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on the Sound Level of Motor Vehicles and of Replacement Silencing Systems, and Amending Directive 2007/46/EC and Repealing Directive 70/157/EEC, Official Journal of the European Union (2014) 162.
- [2] Global Plug-in Sales for the 1st Half of 2018, 2018. <http://www.ev-volumes.com>. (Accessed 12 Nov 2018).
- [3] V.W. Utz, D. Hochlenert, P. Hagedorn, Minimal models for disk brake squeal, Journal of Sound and Vibration 302(3) (2007) 527-539.
- [4] C.L. SAW, Squeal Suppression Approaches of a Disc Brake Assembly, Mechanical Engineering Department, University Technology Malaysia, Malaysia, 2009.
- [5] A. Keshavarz, Brake Squeal Analysis in Time Domain Using ABAQUS, Applied Mechanics, Chalmers University of Technology, Sweden, 2017.
- [6] N.M.G. Bashery, Study on Automotive Disc Brake Squeal Using Finite Element Analysis and Design of Experiments, Mechanical Engineering Department, Anna University, India, 2010.
- [7] A. Papinniemi, Vibro-acoustic Studies of Brake Squeal Noise, Civil and Mechanical Engineering Department, The University of New South Wales, Australia, 2007.
- [8] S. Khan, A. Rehman, Dynamic Investigation of Brake Squeal Problem in the Presence of Kinematic Nonlinearities, Mechanical Engineering Department, Istanbul Technical University, Turkey, 2014.
- [9] How Long Do Brake Rotors Last. <https://www.stationchryslerjeep.com/how-long-do-brake-rotors-last-mansfield-ma/>. (Accessed 4 Mar 2019).
- [10] Quiet Cast™ Premium Disc Brake Pads. <https://www.boschautoparts.com>. (Accessed 5 Mar 2019).
- [11] Brake Calipers, Disc Metric Banjo Bolt. <https://www.opgi.com>. (Accessed 4 Mar 2019).
- [12] N.M.G. Bashery, M. El-Sharkawy, I. Ahmed, A Review of Automotive Brake Squeal Mechanisms, Journal of Mechanical Design and Vibration 1(1) (2013) 5-9.

- [13] A. Markel, Brake Pad Chamfers, Slot and Shapes: Controlling Brake Noise. <http://www.brakeandfrontend.com/brake-pad-chamfers-slots-shapes-controlling-brake-noise>. (Accessed 20 Feb 2018).
- [14] D.J. Inman, Engineering Vibration, 2 ed., Prentice Hall, 2001.
- [15] The tyre, Mechanical and Acoustic Comfort, Clemont-Frrrand, France, 2002.
- [16] F. Chen, C.A. Tan, R.L. Quaglia, Disc Brake Squeal, Mechanism, Analysis, Evaluation, and Reduction/Prevention, SAE International, Warrendale, Pennsylvania, USA2006.
- [17] R.C. Hibbeler, Mechanicals of Materials, 8 ed., Pearson, Prentice Hall, 2011.
- [18] A. Phatak, P. Hulkarni, Review on Study and Analysis of Drum Brake to Control Squeal Noise, Intertional Engineering Research Journal 1289-1295.
- [19] N.M.G. Bashery, Optimal Design of a Brake Pad for Squeal Noise Reduction Using Response Surface Methodology, International Journal Vehicle Noise and Vibration 8(2) (2012) 125-135.
- [20] E.-C. Liu, S.-W. Kung, S.-T. Jeng, C. Gau, H.-L. Tsai, C.-C. Lee, Y.-D. Chen, Effect of Chamfer Brake Pad Patterns on the Vibration Squeal Response of Disc Brake System, 3rd International Sympoium on Advanced Fluid/Solid Science and Technology in Experimental Mechanics, Taiwan, 2008.
- [21] J. Brecht, A. Elven, J. Betten, U. Navrath, J.B. Multhoff, Elastic Properties of Friction Materials, 21st Annual Brake Colloquium and Exhibition, SAE International, Hollywood, Florida USA, 2018.



ภาคผนวก

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ภาคผนวก ก

การหาค่าสมบัติของวัสดุสำหรับการสร้างแบบจำลอง

ก.1 การหาค่าความยืดหยุ่นโมดูลัส (E) ของวัสดุในทิศทางแกน X และ Y

$$E_x = E_y = \frac{c_{33}(c_{11}^2 - c_{12}^2) - 2c_{13}^2(c_{11} - c_{12})}{c_{11}c_{33} - c_{13}^2} \quad (\text{ก.1})$$

โดย E_x คือ ค่าความยืดหยุ่นโมดูลัสในทิศทางแกน x
 E_y คือ ค่าความยืดหยุ่นโมดูลัสในทิศทางแกน y
 C คือ ค่าความแข็งแรงแรงของวัสดุ (Stiffness) ในเมทริกซ์

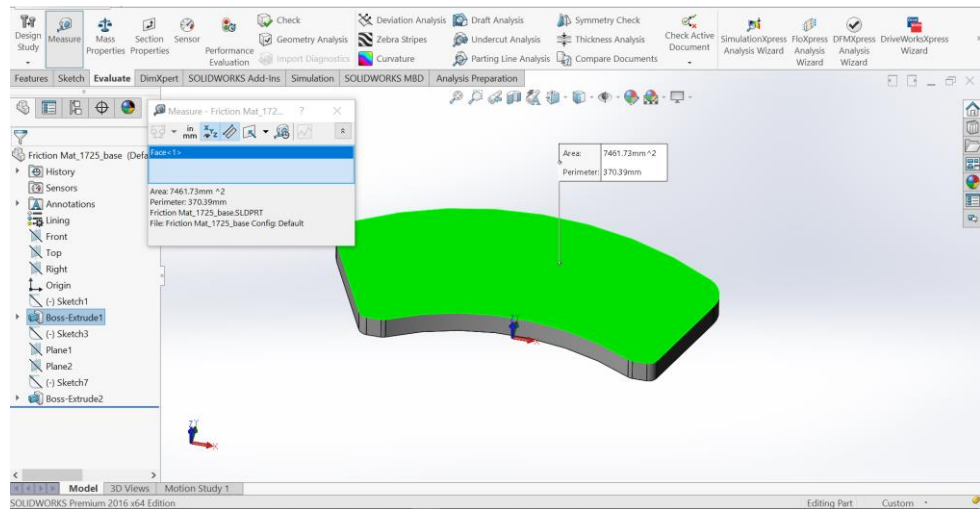
ก.2 การหาความหนาแน่นของวัสดุ (ρ) มีสูตรดังนี้

$$\rho = \frac{m}{V}$$

โดย ρ คือ ความหนาแน่นของวัสดุ, kg/m^3
 m คือ มวลของวัตถุ, kg
 V คือ ปริมาตรของวัตถุ, m^3

ตัวอย่าง การหาความหนาแน่นของวัสดุแรงเสียดทาน

- นำชิ้นงานผ้าเบรกที่ติดกับแผ่นเหล็กแล้วชั่งบนตาชั่งที่มีความละเอียด 0.01 กรัม ได้น้ำหนักชิ้นงานเท่ากับ 529.32 กรัม
- นำแผ่นเหล็กเปล่าชั่งบนตาชั่งที่มีความละเอียด 0.01 กรัม ได้น้ำหนักเท่ากับ 340.78 กรัม
- จะได้น้ำหนักวัสดุแรงเสียดทานเท่ากับ $529.32 - 340.78 = 188.54$ กรัม
- หาพื้นที่ผิวหน้าวัสดุแรงเสียดทานจากโปรแกรม SolidWorks ซึ่งได้พื้นที่ผิวหน้าผ้าเบรกเท่ากับ 7,461.73 ตารางมิลลิเมตร ดังรูปที่ ก.2.1



รูปที่ ก2.1 การหาพื้นที่ผิวหน้าผ้าเบรกในโปรแกรม

5. จากนั้นหาปริมาตรของผ้าเบรกได้จากพื้นที่ผิวหน้าและความหนาผ้าเบรกจริง ประมาณ 10.033 มิลลิเมตร ซึ่งได้ปริมาตรเท่ากับ $7,461.73 \times 10.033 = 74,866.52$ ลูกบาศก์มิลลิเมตร
6. หาความหนาแน่นของวัสดุแรงเสียดทานได้จากสูตร ก.2 ดังนี้

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{188.54 \text{ g}}{74,866.52 \text{ mm}^3}$$

7. เนื่องจากค่าความหนาแน่นในโปรแกรม SolidWorks ใช้หน่วย kg/m^3 จึงต้องทำการเปลี่ยนหน่วยดังนี้

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{188.54 \text{ g}}{74,866.52 \text{ mm}^3} \times \frac{1 \text{ kg}}{1,000 \text{ g}} \times \frac{10^9 \text{ mm}^3}{1 \text{ m}^3} = 2518.37 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

8. ดังนั้นจะได้ความหนาแน่นของวัสดุเท่ากับ 2518.37 กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร

ก.3 สูตรการหาค่าโมดูลัสแรงเฉือน (G)

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

- โดย G คือ ค่าโมดูลัสแรงเฉือน, GPa
 E คือ ค่าความยืดหยุ่นโมดูลัส, GPa
 ν คือ อัตราส่วนของปัวซอง

ตัวอย่าง การหาค่าโมดูลัสแรงเฉือนของวัสดุแรงเสียดทาน

- นำค่าความยืดหยุ่นโมดูลัสของวัสดุในทิศทางแกน X และแกน Y ที่ได้จากการปรับจูนโหมดแล้ว ($E_x = 9.00$ GPa, $E_y = 9.00$ GPa) และค่าอัตราส่วนของปัวซอง (ν) เท่ากับ 0.28 แทนในสูตรที่ ก.3

$$G = \frac{9.00 \text{ GPa}}{2(1 + 0.28)} = 3.52 \text{ GPa}$$

- ดังนั้นจะได้ค่าโมดูลัสแรงเฉือนเริ่มต้นเท่ากับ 3.52 จิกะปาสคาล

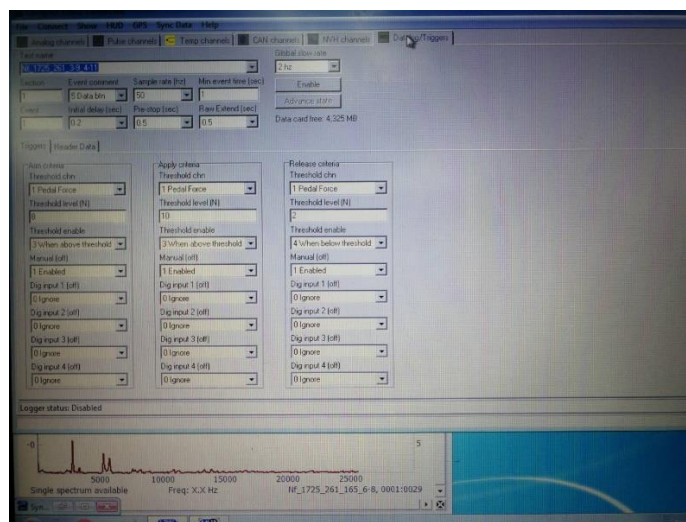
ก.4 สูตรการปรับจูนโหมดความถี่

$$E_2 = E_1 \times \left(\frac{f_{n,test}}{f_{n,FEM}}\right)^2$$

- โดย E_2 = ค่าความยืดหยุ่นโมดูลัสใหม่, GPa
 E_1 = ค่าความยืดหยุ่นโมดูลัสเดิม, GPa
 $f_{n,test}$ = ความถี่ธรรมชาติจากผลการทดสอบ, Hz
 $f_{n,FEM}$ = ความถี่ธรรมชาติจากผลการทำนาย, Hz

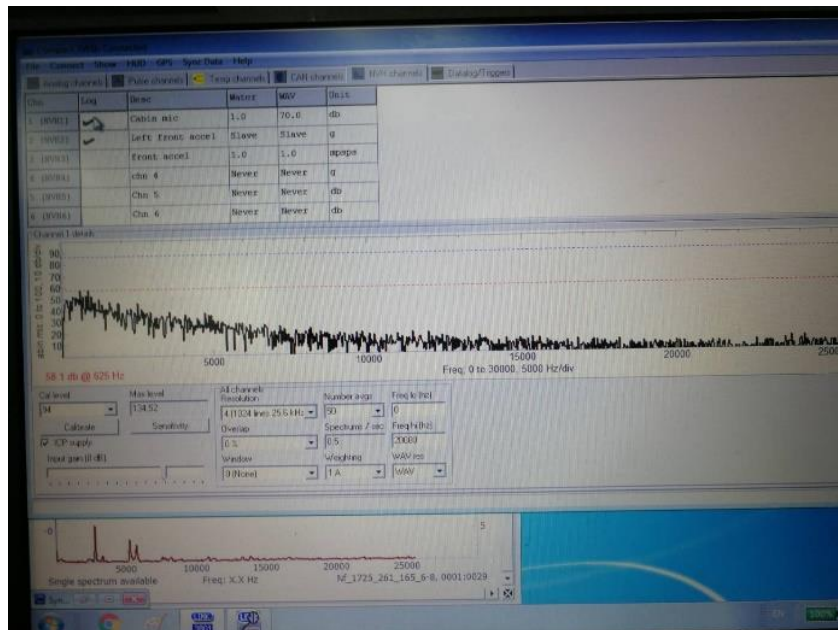
ภาคผนวก ข
การตั้งค่าโปรแกรมสำหรับการทดสอบความถี่ธรรมชาติด้วยวิธีการเคาะ
(Impact Hammer Testing)

- เมื่อเปิดโปรแกรมขึ้นมาจะพบหน้าต่างดังรูปที่ ข.1 จากนั้นคลิกแถบแสดงที่ชื่อว่า Dialog/Trigger กำหนดชื่อ Sample และกำหนด Sample rate เท่ากับ 50 Hz.

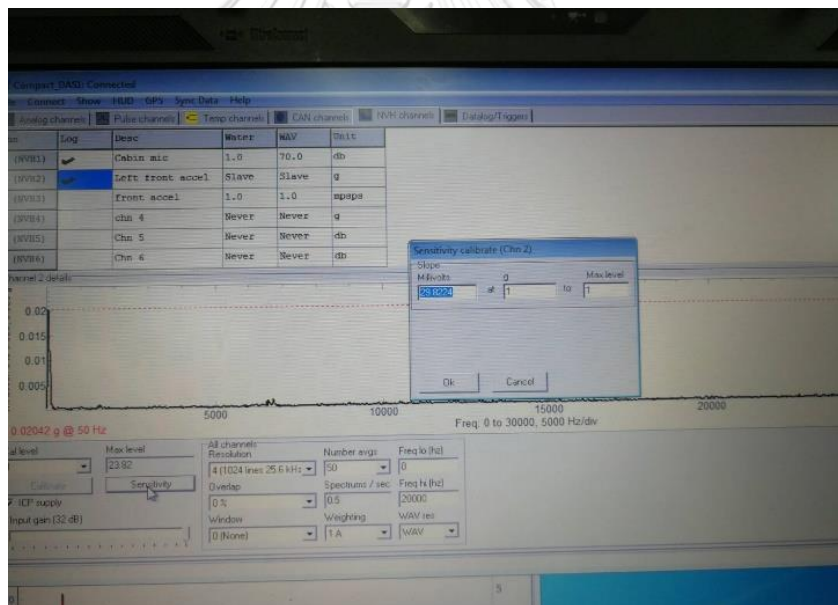


รูปที่ ข.1 หน้าต่างแสดงการตั้งค่าในโปรแกรม

- การคำนวณค่าความต่างศักย์ของตัววัดอัตราการสั่น
 เมื่อเราทราบแล้วว่าตัวแปรสัญญาณที่ใช้เป็นชนิด 2647B ซึ่งมีค่า Fixed Sensitivity เท่ากับ 10 mV/pC และมีค่า Reference Sensitivity เท่ากับ 0.3040 pC/ms² จากนั้นนำทั้งสองตัวมาคูณกันจะได้ 3.04 mV/ms² เราต้องการหา mV/g จึงนำ 3.04 mV/ms² คูณกับค่าแรงโน้มถ่วง 9.81 m/s² จะได้ 29.8224 mV/g และนำไปใส่ในโปรแกรมในขั้นตอนถัดไป
- จากนั้นคลิกแถบข้อมูลที่ชื่อว่า NVH channels ดังรูปที่ ข.3 เพื่อตั้งค่าช่วงความถี่ที่เราต้องการวัดและตั้งค่า sensitivity ของตัววัดอัตราการสั่น (Accelerometer) ดังรูปที่ ข.3 โดยการคลิกที่ปุ่ม Sensitivity จากนั้นจะปรากฏกล่องให้ใส่ข้อมูลที่ได้จากการคำนวณค่าความต่างศักย์ของตัววัดอัตราการสั่น 29.8224 mV/g ในช่อง Millivolts และใส่ค่า 1 ในช่อง g และ Max level ดังรูปด้านล่าง



รูปที่ ข.2 หน้าต่างการตั้งค่า Accelerometer



รูปที่ ข.3 หน้าต่างการตั้งค่า Sensitivity ของ Accelerometer

- กำหนดความละเอียดของการวัด โดยการคลิกลูกศรในช่อง Resolution จากนั้นเลือก 4(1024 lines 25.6 Hz.) และ กำหนด frequency เท่ากับ 20,000 เฮิร์ต

ภาคผนวก ค

การทดสอบความถี่ธรรมชาติของผ้าเบรก ตามมาตรฐาน SAE J2598 (Automotive Disc Brake Pad Natural Frequency and Damping Test)

1. *Scope*

This procedure is applicable to brake pad modes between 500 Hz. and 16 kHz. The parameters measured with this procedure are defined as the first three natural frequencies, f_n ($n=1, 2, 3$), and the corresponding loss factors, η .

3. *Glossary and Terminology*

3.1 Natural Frequency

One of the frequencies at which the pad naturally vibrates at when excited in a free-free condition.

3.2 Loss Factor

The energy loss factor, η , which is the percent critical damping divided by 50.

3.3 Damping

Generally expressed as the percentage of critical damping.

5. *Measurement Requirements*

- Excitation:
 - A metal tipped impact hammer with force transducer is the preferred method of excitation. Other methods of excitation such as a shaker may be used with proper care and documentation of equivalent results.
- Response:
 - Typically a microphone or an accelerometer will be used to measure response. A single point laser vibrometer can also be used. If a transducer other than a microphone or accelerometer is used, a comparison test shall be run to show equivalence.
 - The recommended microphone is a 0.5 in free-field condenser type. The recommended accelerometer is one with an integrated amplifier or a charge type.
 - The recommended accelerometer is different for parts A and B. The specific requirements will be defined in these sections.
 - Frequency response from 500 Hz to 16 000 Hz ± 3 dB.
- Dual-channel FFT analyzer capable of calculating a frequency response function (FRF) and simple coherence.

6. *Test Configuration*

The preferred measurement setup is shown in Figure 1. This configuration shows the use of a microphone for the response measurement and an impact hammer for excitation. The same setup can be used with an accelerometer. One may use equivalent non contacting measurements such as Laser Doppler Vibrometer, if the results can be shown to be equivalent.

To be sure that the lower three natural frequencies and their corresponding loss factor are measured, it is necessary to excite both torsional and bending modes. The lowest three natural frequencies may then be selected from these results with high confidence.

Figures 2 to 4 show three suggested measurement configurations. Using all three of these combinations of force input and response locations, one can be confident of that the lowest three natural frequencies will be measured.

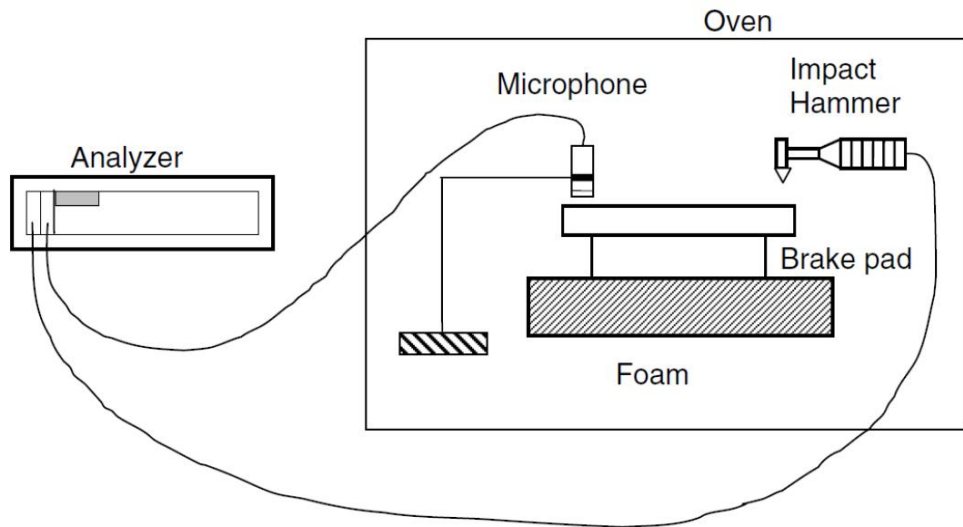


FIGURE 1—BLOCK DIAGRAM OF A BRAKE PAD LOSS FACTOR MEASUREMENT SETUP



FIGURE 2—BRAKE PAD NATURAL FREQUENCY AND LOSS FACTOR MEASUREMENT CONFIGURATION NUMBER 1

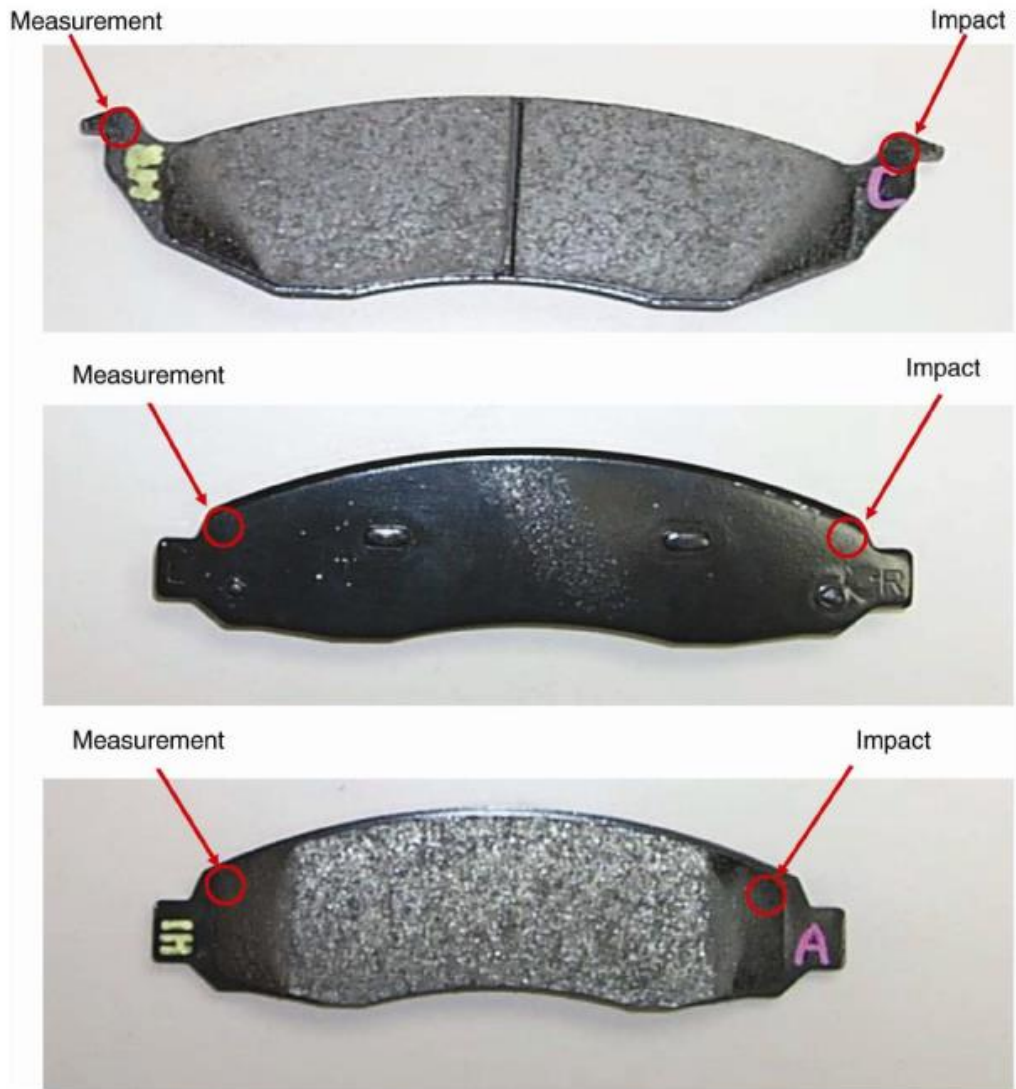


FIGURE 3—BRAKE PAD NATURAL FREQUENCY AND LOSS FACTOR MEASUREMENT CONFIGURATION NUMBER 2

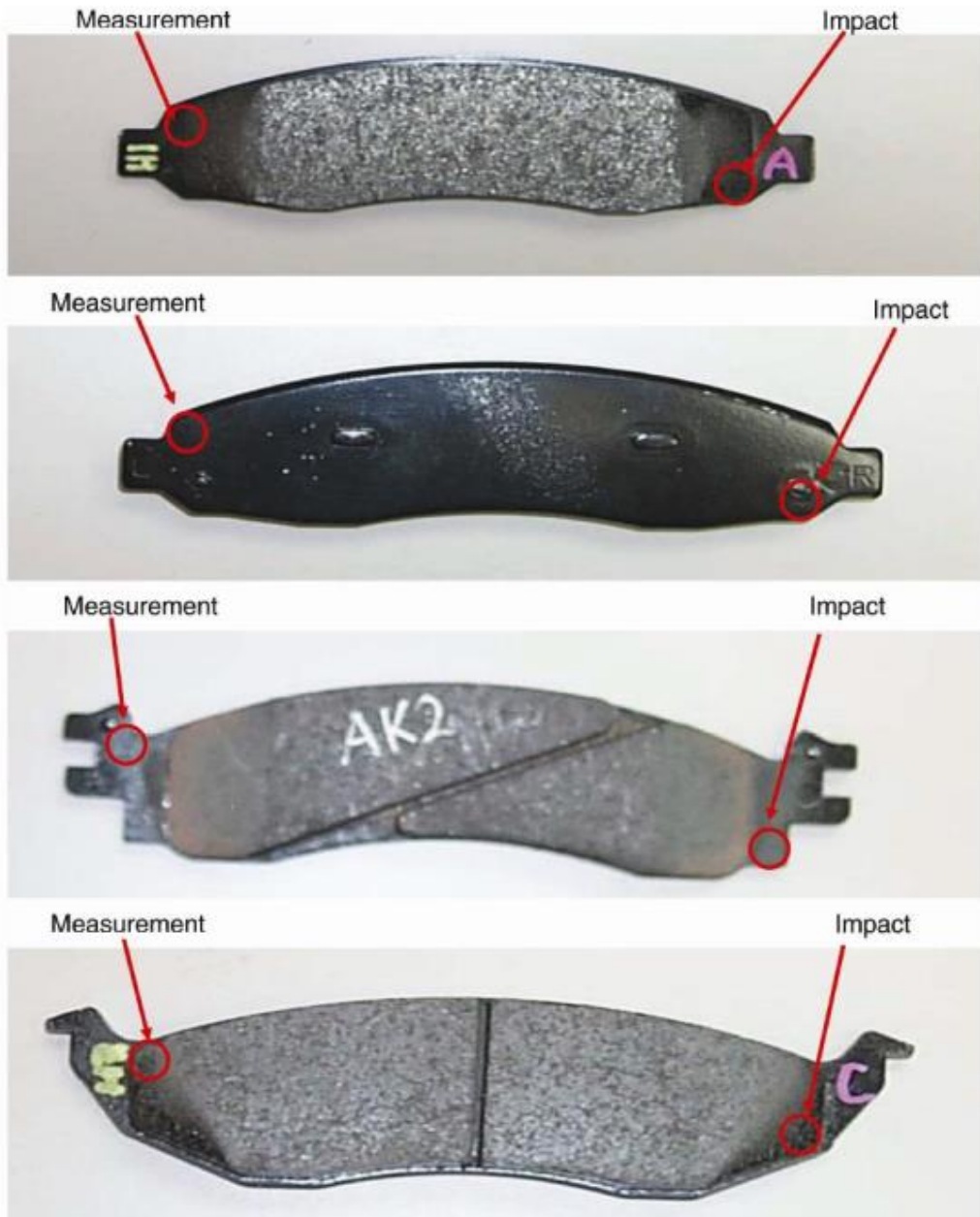


FIGURE 4—BRAKE PAD NATURAL FREQUENCY AND LOSS FACTOR MEASUREMENT CONFIGURATION NUMBER 3

7. Operation

In an effort to minimize the effect of environmental conditions, the measurement should be conducted between 18 °C and 24 °C and 30% to 80% relative humidity. Record the ambient temperature and humidity.

Place the brake pad on a foam pad as indicated on Figure 1. For Part A any soft closed cell foam pad can be used. For Part B, a specific foam pad must be used. Other equivalent means of simulating free-free mounting conditions are also acceptable. Care should be taken to avoid restraining the motion of the pad at antinodes.

Locate the microphone or accelerometer on top of the pad, as indicated on Figure 1. The gap between the microphone and the pad should be around 5 mm. If an accelerometer is used, bond it to the pad using Loctite adhesive

The measurement can be done with or without a brake insulator. Record the microphone/accelerometer and hammer positions used for this test.

Connect the impact hammer to channel 1 and the microphone or accelerometer to channel 2 of the analyzer.

Prepare the analyzer for data acquisition and analysis according to the following:

- Analyzer frequency range from 500 Hz to 16 000 Hz.
- Pretrigger delay properly set to ensure that the entire force pulse is captured.
- Trigger level adjusted such that the data acquisition system properly captures the impact and acoustic response.
- The maximum value of frequency resolution should be 5 Hz.
- A force window shall be used for the excitation data acquisition.
- Absolutely no windowing should be required on the response channel. Should the response not decay completely in the sampling window, the analyzer parameters must be adjusted to allow the complete decay to be captured. This adjustment may be done by increasing the number of sample points, adjusting the period, or the frequency range.

Record the analyzer setup.

It is important to adjust the analyzer so that the FRF between the microphone/accelerometer and the impact hammer and the coherence function are both displayed as shown in Figure 5.

Hit the pad with the hammer a minimum of 5 times at the same location. These hits must occur preferably on the backing plate (hitting the friction material is an option). The analyzer should be configured to compute a linear average the results of these impacts to obtain a high quality signal. The quality of the signal will be judged by computed coherence. Reject the measurement if the coherence is below 0.9 for the resonant peaks. Avoid double hits. Data obtained with double hits shall be rejected. When using a microphone, reduce the gap between the microphone and the pad if the quality of the FRF needs to be improved.

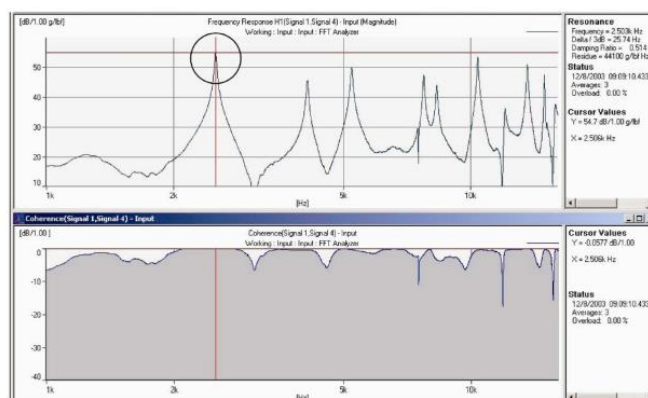


FIGURE 5—EXAMPLE OF AN FRF (TOP) AND COHERENCE FUNCTION (BOTTOM) OF A DISC BRAKE PAD

8. ***Part A: Measurement of Pad Natural Frequencies***

- Response:
 - Typically a microphone or an accelerometer will be used to measure response. A single point laser vibrometer can also be used. If a transducer other than a microphone or accelerometer is used, a comparison test shall be run to show equivalence.
 - The recommended microphone is a 0.5 in free-field condenser type.
 - The recommended accelerometer is one with an integrated amplifier or a charge type with a mass of less than 1 gram.
- Operation:
 - Identify the resonance frequencies on the FRF (Figure 5).
 - Repeat the measurements for configuration 2 (Figure 3) and configuration 3 (Figure 4). The user must report the natural frequencies computed for each configuration. The reported natural frequencies are the average of the lowest three natural frequencies found (Table 1).
 - The variation expected from this measurement is natural frequency: $\pm 5\%$ from the average.

9. ***Part B: Measurement of Pad Loss Factor***

It is extremely difficult to measure damping consistently. In order to achieve a reasonable level of consistency, the following steps have to be followed:

- Response:
 - Select an accelerometer with a weight less than one gram. Examples of accelerometers that can be used are: PCB 357C10 (0.45 gram), PCB 357A09 (0.6 gram), PCB 357A08 (0.14 gram), Endevco 2222C (0.5 gram), Endevco 2250A/AM1-10 (0.4 gram), Endevco 22 (0.14 gram) or equivalent.
- Foam:
 - The foam rubber used to simulate the free-free conditions is GM251M (Type I or Type IA) from Plastomer Corporation, Livonia, MI 48150, Tel: 734-464-0700 or equivalent. The foam thickness is 50 mm.
- Operation:
 - Identify the resonance frequencies on the FRF (Figure 5).
 - Repeat the measurements for configuration 2 (Figure 3) and configuration 3 (Figure 4). The user must report the natural frequencies and loss factors computed for each configuration. The first three natural frequencies are the averages of the equivalent lowest natural frequencies detected. The loss factor for each natural frequency is the lowest computed value (Table 1).

The loss factor for each natural frequency shall be measured using the half-power or 3dB method. The loss factor is defined by $\eta = \frac{\Delta f}{f}$ where Δf is the frequency bandwidth at 3dB below the resonant peak and f is the resonant peak frequency (Figure 6).

Many modern analyzers will have this calculation built in as an automated function. Whether this is done automatically by the analyzer or is done manually by the user, this calculation must be done using a linear interpolation between discrete points in the frequency response function. If only the discrete points of the FRF spectrum are used, significant errors in the loss factor estimate are possible.

Some analyzers have a function which gives you the damping ratio ξ in %, by placing the screen cursor on the peak. The loss factor is then defined by $\eta = \frac{\xi * 2}{100} = \frac{\xi}{50}$.

The measurement variation is estimated at $\pm 10\%$ or typically $\pm 0.5\%$ of critical damping.

APPENDIX A
MEASUREMENTS AT TEMPERATURE EXTREMES

In some instances it may be desirable to measure the damping and natural frequency for materials at other than room temperature. Some brake material's dynamic response changes significantly with temperature. Either high or low temperature measurements can be made using the procedure as outlined here. The materials under test will have to be brought to a stable temperature and that temperature documented. One only has to be sure that the temperature of the test does not exceed the allowable operating range for the foam, microphone and force cell.

When measurements are made at extreme temperatures, the temperature of the test shall be noted on all data reports.




ภาคผนวก ง

การทดสอบประสิทธิภาพการเบรก ตามมาตรฐานการทดสอบ SAE J2522

ด้วยเครื่องไดนาโมมิเตอร์

(Dynamometer Global Brake Effectiveness)

 SURFACE VEHICLE RECOMMENDED PRACTICE	SAE J2522	ISSUED JUN2003
	Issued 2003-06	
Dynamometer Global Brake Effectiveness		
<p>Foreword—The globalization trend in the automotive industry necessitates the proper definition of applicable test procedures for assessment and comparison of different friction materials. These comparison tests should prove useful as a common ground for the development, selection, and quality assurance of friction linings.</p> <p>The AK Working Group, which represents European manufacturers of friction linings and passenger car brakes, has developed an “AK Master” Standard in recent years. The SAE Brake Dynamometer Test Code Standards Committee considers this standard useful in supporting the technological efforts intended to improve motor vehicle braking systems overall performance and safety. Therefore this committee is making the AK Master standard available to the industry as an SAE Recommended Practice.</p> <p>This document should be used in conjunction with other applicable standards or test procedures (SAE, Federal Codes or other specific testing programs) to fully assess a friction material's adequacy for a certain application or vehicle platform.</p> <p>1. Scope</p> <p>1.1 This SAE Recommended Practice defines an Inertia Dynamometer Test procedure that assesses the effectiveness behavior of a friction material with regard to pressure, temperature and speed for motor vehicles fitted with hydraulic brake actuation.</p> <p>1.2 The main purpose of SAE J2522 is to compare friction materials under the most equal conditions possible. To account for the cooling behavior of different test stands, the fade sections are temperature-controlled.</p> <p>2. References—There are no referenced publications specified herein.</p> <p>3. Definitions—To facilitate the application of this document, the following terms and definitions should apply.</p> <p>3.1 Friction Value for a Brake Apply—Arithmetic average of all individual friction values for a brake apply</p> <p>3.2 Nominal Friction Value—Average friction value for all brake applies without fading series and without temperature series</p> <p>3.3 Minimum Friction Value—Lowest arithmetical average of the individual friction values for the fade sections and temperature series</p>		

SAE Technical Standards Board Rules provide that: "This report is published by SAE to advance the state of technical and engineering sciences. The use of this report is entirely voluntary, and its applicability and suitability for any particular use, including any patent infringement arising therefrom, is the sole responsibility of the user."

SAE reviews each technical report at least every five years at which time it may be reaffirmed, revised, or cancelled. SAE invites your written comments and suggestions.

Copyright © 2003 Society of Automotive Engineers, Inc.

All rights reserved. No part of this publication may be reproduced, stored in a retrieval system or transmitted, in any form or by any means, electronic, mechanical, photocopying, recording, or otherwise, without the prior written permission of SAE.

TO PLACE A DOCUMENT ORDER:

Tel: 877-606-7323 (inside USA and Canada)

Tel: 724-776-4970 (outside USA)

Fax: 724-776-0790

Email: custsvcs@sae.org

<http://www.sae.org>

SAE WEB ADDRESS:

SAE J2522 Issued JUN2003

3.4 Friction Value—The ratio of output torque to input torque for a disc brake at any specific point in time according to Equation 1.

$$\mu = \frac{100 \cdot Md_{\text{Brake}}}{2 \cdot (p - p_{\text{Threshold}}) \cdot A_p \cdot r_{\text{eff}} \cdot \eta} \quad (\text{Eq. 1})$$

3.5 C* Value—The ratio of output torque to input torque for a drum brake at any specific point in time according to Equation 2.

$$C^* = \frac{100 \cdot Md_{\text{Brake}}}{(p - p_{\text{Threshold}}) \cdot A_p \cdot r_{\text{eff}} \cdot \eta} \quad (\text{Eq. 2})$$

4. Symbols and Abbreviations—The following symbols and abbreviations are used in order to perform the calculations needed during the test

- 4.1 μ —Friction value.[unitless]
- 4.2 Md_{Brake} —Measured torque. [N·m]
- 4.3 p —Applied pressure. [kPa]
- 4.4 $p_{\text{Threshold}}$ —Threshold pressure to be taken as 50 kPa for disc brake, the threshold pressure for drum brakes is determined in dependency of the brake. [kPa]
- 4.5 A_p —Piston area. [mm²]
- 4.6 r_{eff} —Effective radius. [mm]
- 4.7 η —Efficiency 100%
- 4.8 μ0P6 —Average value of the friction values of the 1st to 6th application in 6.3.
- 4.9 μv120 —Average value of the friction values of the applications at 2 000, 3 000 and 4 000 kPa in 6.4.3.
- 4.10 μvmax —Average value of the friction values of the applications at 2 000, 3 000 and 4 000 kPa in 6.4.5.
- 4.11 μ0P6 —Average value of the friction values of the 1st to 6th application in 6.5.
- 4.12 μT40 —Friction value of the 1st application in 6.6.
- 4.13 μMW2 —Friction value of the 2nd application in 6.7.
- 4.14 μ0P18 —Average value of the friction values of the 1st to 18th application in 6.8.
- 4.15 μF1 —Minimum friction value of the 1st to 15th application in 6.9.
- 4.16 μ0P18 —Average value of the friction values of the 1st to 18 application in 6.10.
- 4.17 $\mu\text{T500}/\mu\text{T300}$ —Minimum friction value of the friction values of the temperature series in 6.12.1 and 6.12.2.
- 4.18 μ0P18 —Average value of the friction values of the 1st to 18th application in 6.13.
- 4.19 μF2 —Minimum friction value of the 1st to 15th application in 6.14.
- 4.20 μ0P18 —Average value of the friction values of the 1st to 18th application in 6.15.

SAE J2522 Issued JUN2003

5. Test Conditions

- 5.1 Inertia for the Front Axle**—According to half of 75% of the gross vehicle weight if not otherwise specified.
- 5.2 Inertia for the Rear Axle**—According to half of 25% of the gross vehicle weight if not otherwise specified.
- 5.3 Pressure Rise Rate**—25 000 kPa/s \pm 5 000 kPa/s.
- 5.4 Sampling Rate**—Minimum 50 ms for pressure and torque.
- 5.5 Temperature Measurement**—Position thermocouple at the friction path center radius 0.5 mm \pm 0.1 mm deep in the disc outer face or drum contact face. Additional thermocouple(s) can be set in the friction material for temperature recording purposes.
- 5.6 Cooling Air Conditions**—For 6.9, 6.12.1, 6.12.2, and 6.14: air inlet 0%, air outlet 100%. For all other sections cooling air speed should be 5 to 10 km/h.
- 5.7 Fade Sections**—The fade sections are controlled by torque and temperature. The braking torque is determined by the vehicle weight, the braking force distribution, the rolling radius, and the specified deceleration. (See Table 1.)

TABLE 1—INITIAL TEMPERATURES FOR FADE STOPS

Stop	Initial temperature for disc brake °C	Initial temperature for drum brake °C
1	100	100
2	215	151
3	283	181
4	330	202
5	367	219
6	398	232
7	423	244
8	446	254
9	465	262
10	483	270
11	498	277
12	513	284
13	526	289
14	539	295
15	550	300

The starting temperatures are calculated by Equation 3.

$$T_{AN} = [(T_{A15} - T_{A1}) / \ln(15)] \times \ln(N) + T_{A1} \quad (\text{Eq. 3})$$

If initial temperatures cannot be reached in 6.12.1 and 6.12.2, then perform 80 km/h drags at a braking torque corresponding to 0.2 g maximum deceleration for 20 s drag time. However, only the temperatures described in the program are to be collected for test report purposes. If initial temperatures are not reached in 6.9 and 6.14, the temperature levels can be the final temperature of the previous stop. Warmup stops should not be performed for these sections.

- 5.8** Brake disc material should be made of gray cast iron.
- 5.9** All specified values are recommended and can be adjusted according to the brake being tested.

SAE J2522 Issued JUN2003

6. Test Procedure

6.1 Green μ Characteristic—30 snubs 80 to 30 km/h at 3 000 kPa. See Table 2.

TABLE 2—GREEN μ CHARACTERISTIC SECTION

Parameter	Front axle	Rear axle Disc brake	Rear axle Drum brake
Number of snubs per cycle	30	30	30
Brake speed (km/h)	80	80	80
Release speed (km/h)	30	30	30
Pressure (kPa)	3 000	3 000	3 000
Initial brake temperature (°C)	≤100	≤100	≤80
Final brake temperature (°C)	Open	Open	Open
Number of cycles	1	1	1

6.2 Burnish—192 snubs 80 to 30 km/h at varying pressures. (Optional 2 cycle "64 snubs".) See Table 3.

TABLE 3—BURNISH SECTION

Parameter	Front axle	Rear axle Disc brake	Rear axle Drum brake
Number of snubs per cycle	32	32	32
Brake speed (km/h)	80	80	80
Release speed (km/h)	30	30	30
Initial brake temperature (°C)	≤100	≤100	≤80
Final brake temperature (°C)	Open	Open	Open
Pressure snub 1 (kPa)	1 500	1 500	1 500
Pressure snub 2 (kPa)	3 000	3 000	3 000
Pressure snub 3 (kPa)	1 500	1 500	1 500
Pressure snub 4 (kPa)	1 800	1 800	1 800
Pressure snub 5 (kPa)	2 200	2 200	2 200
Pressure snub 6 (kPa)	3 800	3 800	3 800
Pressure snub 7 (kPa)	1 500	1 500	1 500
Pressure snub 8 (kPa)	2 600	2 600	2 600
Pressure snub 9 (kPa)	1 800	1 800	1 800
Pressure snub 10 (kPa)	3 400	3 400	3 400
Pressure snub 11 (kPa)	1 500	1 500	1 500
Pressure snub 12 (kPa)	2 600	2 600	2 600
Pressure snub 13 (kPa)	1 500	1 500	1 500
Pressure snub 14 (kPa)	2 200	2 200	2 200
Pressure snub 15 (kPa)	3 000	3 000	3 000
Pressure snub 16 (kPa)	4 600	4 600	4 600
Pressure snub 17 (kPa)	2 600	2 600	2 600
Pressure snub 18 (kPa)	5 100	5 100	5 100
Pressure snub 19 (kPa)	2 200	2 200	2 200
Pressure snub 20 (kPa)	1 800	1 800	1 800
Pressure snub 21 (kPa)	4 200	4 200	4 200
Pressure snub 22 (kPa)	1 500	1 500	1 500
Pressure snub 23 (kPa)	1 800	1 800	1 800
Pressure snub 24 (kPa)	4 600	4 600	4 600

SAE J2522 Issued JUN2003

TABLE 3—BURNISH SECTION (CONTINUED)

Parameter	Front axle	Rear axle Disc brake	Rear axle Drum brake
Pressure snub 25 (kPa)	2 600	2 600	2 600
Pressure snub 26 (kPa)	1 500	1 500	1 500
Pressure snub 27 (kPa)	3 400	3 400	3 400
Pressure snub 28 (kPa)	2 200	2 200	2 200
Pressure snub 29 (kPa)	1 800	1 800	1 800
Pressure snub 30 (kPa)	3 000	3 000	3 000
Pressure snub 31 (kPa)	1 800	1 800	1 800
Pressure snub 32 (kPa)	3 800	3 800	3 800
Number of cycles	6	6	6

6.3 Characteristic Value 1—6 snubs 80 to 30 km/h at 3 000 kPa. See Table 4.

TABLE 4—CHARACTERISTIC VALUE 1 SECTION

Parameter	Front axle	Rear axle Disc brake	Rear axle Drum brake
Number of stops per cycle	6	6	6
Brake speed (km/h)	80	80	80
Release speed (km/h)	30	30	30
Pressure (kPa)	3 000	3 000	3 000
Initial brake temperature (°C)	≤100	≤100	≤80
Final brake temperature (°C)	Open	Open	Open
Number of cycles	1	1	1

6.4 Speed/Pressure Sensitivity Sections—Pressure sensitivity at various brake and release speeds.

6.4.1 SPEED/PRESSURE SENSITIVITY 40 km/h—8 stops 40 to 5 km/h at increasing pressures. See Table 5.

TABLE 5—SPEED/PRESSURE SENSITIVITY 40 km/h SECTION

Parameter	Front axle	Rear axle Disc brake	Rear axle Drum brake
Number of stops per cycle	8	8	7
Brake speed (km/h)	40	40	40
Release speed (km/h)	≤5	≤5	≤5
Initial brake temperature (°C)	≤100	≤100	≤80
Final brake temperature (°C)	Open	Open	Open
Pressure stop 1 (kPa)	1 000	1 000	2 000
Pressure stop 2 (kPa)	2 000	2 000	3 000
Pressure stop 3 (kPa)	3 000	3 000	4 000
Pressure stop 4 (kPa)	4 000	4 000	5 000
Pressure stop 5 (kPa)	5 000	5 000	6 000
Pressure stop 6 (kPa)	6 000	6 000	7 000
Pressure stop 7 (kPa)	7 000	7 000	8 000
Pressure stop 8 (kPa)	8 000	8 000	—
Number of cycles	1	1	1

SAE J2522 Issued JUN2003

6.4.2 SPEED/PRESSURE SENSITIVITY 80 km/h—8 snubs 80 to 40 km/h at increasing pressures. See Table 6.

TABLE 6—SPEED/PRESSURE SENSITIVITY 80 km/h SECTION

Parameter	Front axle	Rear axle Disc brake	Rear axle Drum brake
Number of snubs per cycle	8	8	7
Brake speed (km/h)	80	80	80
Release speed (km/h)	40	40	40
Initial brake temperature (°C)	≤100	≤100	≤80
Final brake temperature (°C)	Open	Open	Open
Pressure snub 1 (kPa)	1 000	1 000	2 000
Pressure snub 2 (kPa)	2 000	2 000	3 000
Pressure snub 3 (kPa)	3 000	3 000	4 000
Pressure snub 4 (kPa)	4 000	4 000	5 000
Pressure snub 5 (kPa)	5 000	5 000	6 000
Pressure snub 6 (kPa)	6 000	6 000	7 000
Pressure snub 7 (kPa)	7 000	7 000	8 000
Pressure snub 8 (kPa)	8 000	8 000	—
Number of cycles	1	1	1

6.4.3 SPEED/PRESSURE SENSITIVITY 120 km/h—8 snubs 120 to 80 km/h at increasing pressures. See Table 7.

TABLE 7—SPEED/PRESSURE SENSITIVITY 120 km/h SECTION

Parameter	Front axle	Rear axle Disc brake	Rear axle Drum brake
Number of snubs per cycle	8	8	7
Brake speed (km/h)	120	120	120
Release speed (km/h)	80	80	80
Initial brake temperature (°C)	≤100	≤100	≤80
Final brake temperature (°C)	Open	Open	Open
Pressure snub 1 (kPa)	1 000	1 000	2 000
Pressure snub 2 (kPa)	2 000	2 000	3 000
Pressure snub 3 (kPa)	3 000	3 000	4 000
Pressure snub 4 (kPa)	4 000	4 000	5 000
Pressure snub 5 (kPa)	5 000	5 000	6 000
Pressure snub 6 (kPa)	6 000	6 000	7 000
Pressure snub 7 (kPa)	7 000	7 000	8 000
Pressure snub 8 (kPa)	8 000	8 000	—
Number of cycles	1	1	1

SAE J2522 Issued JUN2003

6.4.4 SPEED/PRESSURE SENSITIVITY 160 km/h—8 snubs 160 to 130 km/h at increasing pressures. See Table 8.

TABLE 8—SPEED/PRESSURE SENSITIVITY 160 km/h SECTION

Parameter	Front axle	Rear axle Disc brake	Rear axle Drum brake
Number of snubs per cycle	8	8	7
Brake speed (km/h)	160	160	160
Release speed (km/h)	130	130	130
Initial brake temperature (°C)	≤100	≤100	≤80
Final brake temperature (°C)	Open	Open	Open
Pressure snub 1 (kPa)	1 000	1 000	2 000
Pressure snub 2 (kPa)	2 000	2 000	3 000
Pressure snub 3 (kPa)	3 000	3 000	4 000
Pressure snub 4 (kPa)	4 000	4 000	5 000
Pressure snub 5 (kPa)	5 000	5 000	6 000
Pressure snub 6 (kPa)	6 000	6 000	7 000
Pressure snub 7 (kPa)	7 000	7 000	8 000
Pressure snub 8 (kPa)	8 000	8 000	—
Number of cycles	1	1	1

6.4.5 SPEED/PRESSURE SENSITIVITY 200 km/h—8 snubs 200 to 170 km/h at increasing pressures. If vehicle maximum speed below 200 km/h use brake speed equal to vehicle top speed and release speed of 30 km/h below vehicle top speed. See Table 9.

TABLE 9—SPEED/PRESSURE SENSITIVITY 200 km/h SECTION

Parameter	Front axle	Rear axle Disc brake	Rear axle Drum brake
Number of snubs per cycle	8	8	7
Brake speed (km/h)	200	200	200
Release speed (km/h)	170	170	170
Initial brake temperature (°C)	≤100	≤100	≤80
Final brake temperature (°C)	Open	Open	Open
Pressure snub 1 (kPa)	1 000	1 000	2 000
Pressure snub 2 (kPa)	2 000	2 000	3 000
Pressure snub 3 (kPa)	3 000	3 000	4 000
Pressure snub 4 (kPa)	4 000	4 000	5 000
Pressure snub 5 (kPa)	5 000	5 000	6 000
Pressure snub 6 (kPa)	6 000	6 000	7 000
Pressure snub 7 (kPa)	7 000	7 000	8 000
Pressure snub 8 (kPa)	8 000	8 000	—
Number of cycles	1	1	1

SAE J2522 Issued JUN2003

6.5 Characteristic Value 2—6 snubs 80 to 30 km/h at 3 000 kPa. See Table 10.**TABLE 10—CHARACTERISTIC VALUE 2 SECTION**

Parameter	Front axle	Rear axle Disc brake	Rear axle Drum brake
Number of stops per cycle	6	6	6
Brake speed (km/h)	80	80	80
Release speed (km/h)	30	30	30
Pressure (kPa)	3 000	3 000	3 000
Initial brake temperature (°C)	≤100	≤100	≤80
Final brake temperature (°C)	Open	Open	Open
Number of cycles	1	1	1

6.6 Cold Application—1 stop 40 to 5 km/h at 3 000 kPa. See Table 11.**TABLE 11—COLD APPLICATION SECTION**

Parameter	Front axle	Rear axle Disc brake	Rear axle Drum brake
Number of stops per cycle	1	1	1
Brake speed (km/h)	40	40	40
Release speed (km/h)	≤5	≤5	≤5
Pressure (kPa)	3 000	3 000	3 000
Initial brake temperature (°C)	≤40	≤40	≤40
Final brake temperature (°C)	Open	Open	Open
Number of cycles	1	1	1

6.7 Motorway Applications—1 stop and 1 snub at 0.6 g. See Table 12.**TABLE 12—MOTORWAY APPLICATIONS SECTIONS**

Parameter	Front axle	Rear axle Disc brake	Rear axle Drum brake
Number of stops per cycle	2	2	2
Brake speed for stop 1 (km/h)	100	100	100
Brake speed for snub 2 (km/h)	90% of Vmax	90% of Vmax	90% of Vmax
Release speed for stop 1 (km/h)	≤5	≤5	≤5
Release speed for snub 2 (km/h)	50% of Vmax	50% of Vmax	50% of Vmax
Deceleration level (g)	0.6	0.6	0.6
Initial brake temperature (°C)	≤50	≤50	≤50
Final brake temperature (°C)	Open	Open	Open
Number of cycles	1	1	1

SAE J2522 Issued JUN2003

6.8 Characteristic Value 3—18 snubs 80 to 30 km/h at 3 000 kPa. See Table 13.

TABLE 13— CHARACTERISTIC VALUE 3 SECTION

Parameter	Front axle	Rear axle Disc brake	Rear axle Drum brake
Number of stops per cycle	18	18	18
Brake speed (km/h)	80	80	80
Release speed (km/h)	30	30	30
Pressure (kPa)	3 000	3 000	3 000
Initial brake temperature (°C)	≤100	≤100	≤80
Final brake temperature (°C)	Open	Open	Open
Number of cycles	1	1	1

6.9 Fade 1—15 stops 100 to 5 km/h at 0.4 g and increasing initial temperatures. See Table 14.

TABLE 14—FADE 1 SECTION

Parameter	Front axle	Rear axle Disc brake	Rear axle Drum brake
Number of stops per cycle	15	15	15
Brake speed (km/h)	100	100	100
Release speed (km/h)	≤5	≤5	≤5
Deceleration level (g)	0.4	0.4	0.4
Maximum pressure (kPa)	16 000	16 000	10 000
Initial temperature 1 (°C)	≤100	≤100	≤100
Initial temperature 2 (°C)	≤215	≤215	≤151
Initial temperature 3 (°C)	≤283	≤283	≤181
Initial temperature 4 (°C)	≤330	≤330	≤202
Initial temperature 5 (°C)	≤367	≤367	≤219
Initial temperature 6 (°C)	≤398	≤398	≤232
Initial temperature 7 (°C)	≤423	≤423	≤244
Initial temperature 8 (°C)	≤446	≤446	≤254
Initial temperature 9 (°C)	≤465	≤465	≤262
Initial temperature 10 (°C)	≤483	≤483	≤270
Initial temperature 11 (°C)	≤498	≤498	≤277
Initial temperature 12 (°C)	≤513	≤513	≤284
Initial temperature 13 (°C)	≤526	≤526	≤289
Initial temperature 14 (°C)	≤539	≤539	≤295
Initial temperature 15 (°C)	≤550	≤550	≤300
Final brake temperature (°C)	Open	Open	Open
Number of cycles	1	1	1

SAE J2522 Issued JUN2003

6.10 Recovery 1—18 snubs 80 to 30 km/h at 3 000 kPa. See Table 15.

TABLE 15—RECOVERY 1 SECTION

Parameter	Front axle	Rear axle Disc brake	Rear axle Drum brake
Number of stops per cycle	18	18	18
Brake speed (km/h)	80	80	80
Release speed (km/h)	30	30	30
Pressure (kPa)	3 000	3 000	3 000
Initial brake temperature (°C)	≤100	≤100	≤80
Final brake temperature (°C)	Open	Open	Open
Number of cycles	1	1	1

6.11 Temperature/Pressure Sensitivity 100 °C/80 °C—8 snubs 80 to 30 km/h at increasing pressure. See Table 16.

TABLE 16—TEMPERATURE/PRESSURE SENSITIVITY 100 °C/80 °C SECTION

Parameter	Front axle	Rear axle Disc brake	Rear axle Drum brake
Number of snubs per cycle	8	8	7
Brake speed (km/h)	80	80	80
Release speed (km/h)	30	30	30
Initial brake temperature (°C)	≤100	≤100	≤80
Final brake temperature (°C)	Open	Open	Open
Pressure snub 1 (kPa)	1 000	1 000	2 000
Pressure snub 2 (kPa)	2 000	2 000	3 000
Pressure snub 3 (kPa)	3 000	3 000	4 000
Pressure snub 4 (kPa)	4 000	4 000	5 000
Pressure snub 5 (kPa)	5 000	5 000	6 000
Pressure snub 6 (kPa)	6 000	6 000	7 000
Pressure snub 7 (kPa)	7 000	7 000	8 000
Pressure snub 8 (kPa)	8 000	8 000	—
Number of cycles	1	1	1

SAE J2522 Issued JUN2003

6.12 Temperature/Pressure Sensitivity 500 °C/300 °C sections—Temperature sensitivity at constant pressure and pressure sensitivity at high temperature.

6.12.1 INCREASING TEMPERATURE 500 °C/300 °C—9 snubs 80 to 30 km/h at increasing temperature. See Table 17.

TABLE 17—INCREASING TEMPERATURE 500 °C/300 °C SECTION

Parameter	Front axle	Rear axle Disc brake	Rear axle Drum brake
Number of snubs per cycle	9	9	5
Brake speed (km/h)	80	80	80
Release speed (km/h)	30	30	30
Pressure (kPa)	3 000	3 000	3 000
Initial temperature 1 (°C)	≤100	≤100	≤100
Initial temperature 2 (°C)	≤150	≤150	≤150
Initial temperature 3 (°C)	≤200	≤200	≤200
Initial temperature 4 (°C)	≤250	≤250	≤250
Initial temperature 5 (°C)	≤300	≤300	≤300
Initial temperature 6 (°C)	≤350	≤350	—
Initial temperature 7 (°C)	≤400	≤400	—
Initial temperature 8 (°C)	≤450	≤450	—
Initial temperature 9 (°C)	≤500	≤500	—
Final brake temperature (°C)	Open	Open	Open
Number of cycles	1	1	1

6.12.2 PRESSURE LINE 500 °C/300 °C—8 snubs 80 to 30 km/h at increasing pressure. See Table 18.

TABLE 18—PRESSURE LINE 500 °C/300 °C SECTION

Parameter	Front axle	Rear axle Disc brake	Rear axle Drum brake
Number of snubs per cycle	8	8	7
Brake speed (km/h)	80	80	80
Release speed (km/h)	30	30	30
Initial brake temperature (°C)	≤500	≤500	≤300
Final brake temperature (°C)	Open	Open	Open
Pressure snub 1 (kPa)	1 000	1 000	2 000
Pressure snub 2 (kPa)	2 000	2 000	3 000
Pressure snub 3 (kPa)	3 000	3 000	4 000
Pressure snub 4 (kPa)	4 000	4 000	5 000
Pressure snub 5 (kPa)	5 000	5 000	6 000
Pressure snub 6 (kPa)	6 000	6 000	7 000
Pressure snub 7 (kPa)	7 000	7 000	8 000
Pressure snub 8 (kPa)	8 000	8 000	-
Number of cycles	1	1	1

SAE J2522 Issued JUN2003

6.13 Recovery 2—18 snubs 80 to 30 km/h at 3 000 kPa. See Table 19.

TABLE 19—RECOVERY 2 SECTION

Parameter	Front axle	Rear axle Disc brake	Rear axle Drum brake
Number of stops per cycle	18	18	18
Brake speed (km/h)	80	80	80
Release speed (km/h)	30	30	30
Pressure (kPa)	3 000	3 000	3 000
Initial brake temperature (°C)	≤100	≤100	≤80
Final brake temperature (°C)	Open	Open	Open
Number of cycles	1	1	1

6.14 Fade 2—15 stops 100 to 5 km/h at 0.4 g and increasing initial temperatures. See Table 20.

TABLE 20—FADE 2 SECTION

Parameter	Front axle	Rear axle Disc brake	Rear axle Drum brake
Number of stops per cycle	15	15	15
Brake speed (km/h)	100	100	100
Release speed (km/h)	≤5	≤5	≤5
Deceleration level (g)	0.4	0.4	0.4
Maximum pressure (kPa)	16 000	16 000	10 000
Initial temperature 1 (°C)	≤100	≤100	≤100
Initial temperature 2 (°C)	≤215	≤215	≤151
Initial temperature 3 (°C)	≤283	≤283	≤181
Initial temperature 4 (°C)	≤330	≤330	≤202
Initial temperature 5 (°C)	≤367	≤367	≤219
Initial temperature 6 (°C)	≤398	≤398	≤232
Initial temperature 7 (°C)	≤423	≤423	≤244
Initial temperature 8 (°C)	≤446	≤446	≤254
Initial temperature 9 (°C)	≤465	≤465	≤262
Initial temperature 10 (°C)	≤483	≤483	≤270
Initial temperature 11 (°C)	≤498	≤498	≤277
Initial temperature 12 (°C)	≤513	≤513	≤284
Initial temperature 13 (°C)	≤526	≤526	≤289
Initial temperature 14 (°C)	≤539	≤539	≤295
Initial temperature 15 (°C)	≤550	≤550	≤300
Final brake temperature (°C)	Open	Open	Open
Number of cycles	1	1	1

SAE J2522 Issued JUN2003

6.15 Recovery 3—18 snubs 80 to 30 km/h at 3 000 kPa. See Table 21.

TABLE 21—RECOVERY 3 SECTION

Parameter	Front axle	Rear axle Disc brake	Rear axle Drum brake
Number of stops per cycle	18	18	18
Brake speed (km/h)	80	80	80
Release speed (km/h)	30	30	30
Pressure (kPa)	3 000	3 000	3 000
Initial brake temperature (°C)	≤100	≤100	≤80
Final brake temperature (°C)	Open	Open	Open
Number of cycles	1	1	1

7. **Test Report**—Test report graphs can be based on the ones shown on Figure B1, Figure B2, and Figure B3. These recommended graphs might vary depending upon the test, the test purpose, or the actual laboratory performing the test.

PREPARED BY THE SAE DYNAMOMETER TEST CODE STANDARDS SUBCOMMITTEE
OF THE SAE BRAKE COMMITTEE

SAE J2522 Issued JUN2003

APPENDIX A

VEHICLE AND TEST PARAMETERS REQUIRED TO RUN A SAE J2522 BASED TEST

A.1 Preface—The recommended parameters shown are necessary prior to running an SAE J2522 test (see Table A1)

TABLE A1—VEHICLE AND TEST PARAMETERS

Parameter	Symbol	Units	Value
Vehicle description	—		
Axle to test	—		
Brake description	—		
Disc brake (Diameter x Thickness)	—	[mm]	x
Drum brake (Diameter x Lining thickness)	—	[mm]	x
Effective radius	r_{eff}	[mm]	
Piston diameter	—	[mm]	
Piston area	A_p	[mm ²]	
Threshold pressure	$P_{\text{Threshold}}$	[kPa]	
Rolling radius	r	[mm]	
Gross vehicle weight	GVW	[kg]	
Test inertia	I	[kg m ²]	
Brake torque at 1.0 g deceleration	M_d	[N·m]	
Efficiency	η_H	[%]	
Vehicle maximum rated speed	V_{max}	[km/h]	

SAE J2522 Issued JUN2003

APPENDIX B

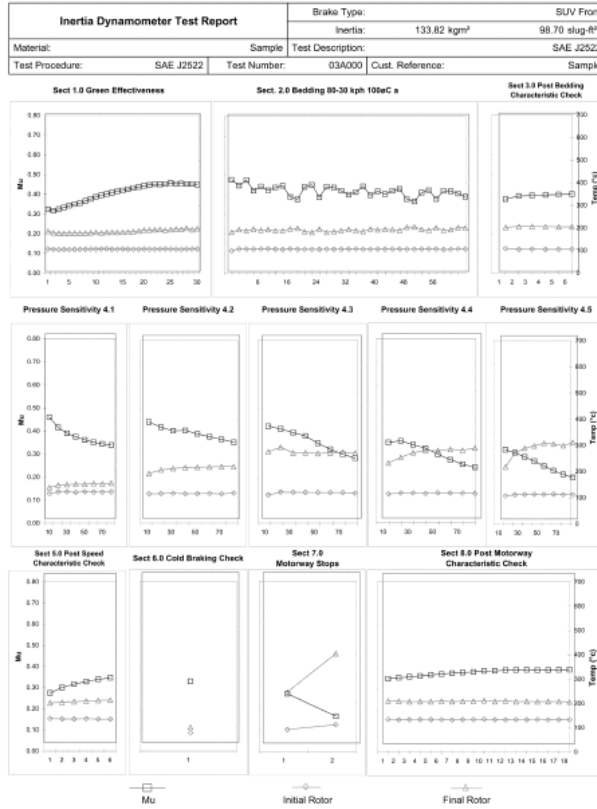


FIGURE B1—SAMPLE TEST REPORT PLOT PAGE SAE J2522

SAE J2522 Issued JUN2003

Inertia Dynamometer Test Report		Brake Type:	SUV Front
Material:	Sample	Inertia:	133.82 kgm ² 98.70 slug-ft ²
Test Procedure:	SAE J2522	Test Description:	SAE J2522
	Test Number:	03A000	Cust. Reference:
			Sample

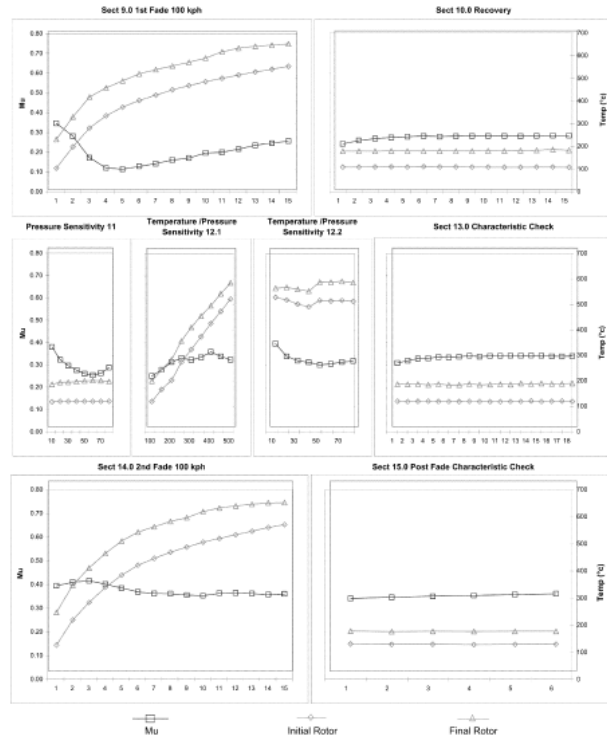
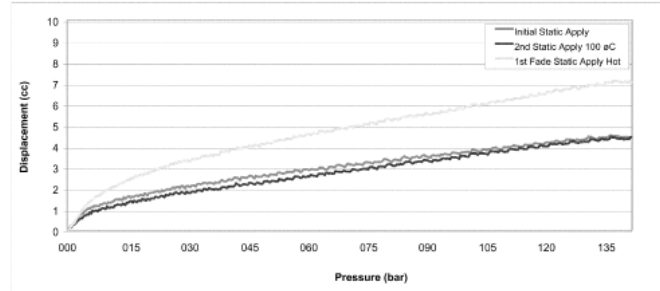


FIGURE B2—SAMPLE TEST REPORT PLOT PAGE SAE J2522

SAE J2522 Issued JUN2003

Inertia Dynamometer Test Report		Brake Type:	SUV Front
Material:	Sample	Inertia:	133.82 kgm ² 98.70 slug-ft ²
Test Procedure:	SAE J2522	Test Description:	SAE J2522
	Test Number:	03A000	Cust. Reference:
			Sample



Characteristic Values μ		AVG	MIN
Char. Value	(3)	μ DP6	0.38
Speed/Pressure	(4.3)	μ r120	0.38
Speed/Pressure	(4.5)	μ rmax	0.27
Char. Value	(5)	μ DP6	0.38
40° C Brake Apply	(6)	μ T40	0.29
Second Motorway Apply	(7)	μ MW2	0.13
Char. Value	(8)	μ DP18	0.33
Fade 1	(9)	μ F1	0.19
Char. Value	(10)	μ DP18	0.27
Temperature	(12)	μ T500-1300	0.23
Char. Value	(13)	μ DP18	0.31
Fade 2	(14)	μ F2	0.32
Char. Value	(15)	μ DP18	0.32

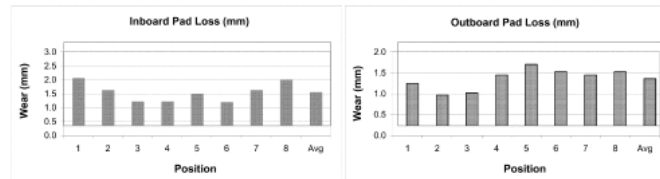


FIGURE B3—SAMPLE TEST REPORT PLOT PAGE SAE J2522

SAE J2522 Issued JUN2003

Rationale—SAE J2522 is intended as an effectiveness evaluation to assist platform designers, systems engineers, and component suppliers assessing specific friction material characteristics when subjected to series of different pressures, speeds, and temperatures.

Different pressures, speeds, and temperature combinations used during the test give a better understanding of the main factors that might affect a brake material's actual performance subjected to vehicle conditions for extended time periods.

Proper use of this recommended practice has proved useful on the European market for several friction material manufacturers and designers. SAE J2522 is based on the structure, reasoning, and section definition of the latest available AK Master test procedure version when generating this document.

Systematic use of this recommended practice during the development and later quality assurance programs could be very useful for application or platform engineers. This standard complements different test that assess mechanical, chemical, noise, wear, rotor or drum kindness, and vehicle testing. General quality assurance initiatives like ISO 9000, WS 9000, VDI, DIN, etc. could be part of an all-encompassing brake design engineering program.

Also noteworthy, use of this recommended practice would minimize confusion when comparing and performing several differing test code versions defined as an AK Master or Global Specification.

There are no minimum specifications or requirements for any section or stop on the test. Performance levels and technical requirements depend more upon the specific application for which the brake lining is intended and upon additional criteria that go beyond the reach of this recommended practice. Each customer and vendor should properly define specific requirements as part of their business relationship.

Relationship of SAE Standard to ISO Standard—Not applicable.

Application—This SAE Recommended Practice defines an Inertia Dynamometer Test procedure that assesses the effectiveness behavior of a friction material with regard to pressure, temperature and speed for motor vehicles fitted with hydraulic brake actuation.

The main purpose of SAE J2522 is to compare friction materials under the most equal conditions possible. To account for the cooling behavior of different test stands, the fade sections are temperature-controlled.

Reference Section—There are no referenced publications specified herein.

Developed by the SAE Dynamometer Test Code Standards Subcommittee

Sponsored by the SAE Brake Committee

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-สกุล	Sirapath Yeamdee
วัน เดือน ปี เกิด	23 July 1994
สถานที่เกิด	Phuket
วุฒิการศึกษา	Chulalongkorn University
ที่อยู่ปัจจุบัน	101/628 ศรีสุชาติแกรนวนิว 5 หมู่ 6 ซอย 2 ตำบล รัชฎา อำเภอ เมือง จังหวัด ภูเก็ต
ผลงานตีพิมพ์	ประวัติการตีพิมพ์ D. Kaewsai, S. Yeamdee, S. Supajaron et al., “ORR activity and stability of PtCr/C catalysts in a low temperature/pressure PEM fuel cell: Effect of heat treatment temperature,” International Journal of Hydrogen Energy, vol. 43, pp. 5133-5144, 2018. การนำเสนอผลงานระดับนานาชาติและบทความที่ได้รับการตีพิมพ์ S. Yeamdee, T. Bovornratanaraks, M. Sriwiboon, et al., “Effect of Slot and Chamfer Shape of Brake pad on Mode Coupling” in 20th Asia-Pacific Automotive Engineering Conference, Bangkok, Thailand, 2019.

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

CHULALONGKORN UNIVERSITY