

การวิเคราะห์การกระจายตัวของอุณหภูมิบนจานเบรกรถยนต์ Temperature Distribution Analysis in Automotive Brake Disc

สุรเชษฐ์ ชูติมา¹ ทศนพ กำเนิดทอง² อำนาจ สิริวัฒนผลกุล³
ศูนย์ปฏิบัติการคอมพิวเตอร์เพื่องานวิจัยทางวิศวกรรม (COCARE)

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

91 ถ.ประชาธิปไตย แขวงบางมด เขตทุ่งครุ กรุงเทพฯ 10140

Tel: 0-2470-9337, Fax: 0-2470-9111, Email: surachate.chu@kmutt.ac.th¹, ithotong@kmutt.ac.th², nui_temp@yahoo.com³

Surachate Chutima¹ Thoatsanope Kamnerdtong² Amnart Siriwanapolkul³

Center of Operation for Computer Aided Research Engineering (COCARE)

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's University of Technology Thonburi,

91 Pracha u-tid rd., Bangmod, Thungkru, Bangkok 10140

Tel: 0-2470-9337, Fax: 0-2470-9111, Email: surachate.chu@kmutt.ac.th¹, ithotong@kmutt.ac.th², nui_temp@yahoo.com³

บทคัดย่อ

อุณหภูมิของส่วนประกอบต่างๆ ในระบบเบรกเป็นปัจจัยสำคัญที่ส่งผลต่อสมรรถนะในการเบรกของรถยนต์โดยเฉพาะอย่างยิ่งอุณหภูมิของจานเบรกเนื่องจากความเสียดทานระหว่างผ้าเบรกกับจานเบรก การระบอุณหภูมิที่เกิดขึ้นในขั้นตอนของการออกแบบได้เป็นสิ่งสำคัญยิ่งเพื่อพัฒนาระบบเบรกให้มีสมรรถนะที่ดีขึ้น งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิบนจานเบรกในระบบเบรกโดยประยุกต์การวิเคราะห์ด้วยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แบบพลวัตโดยพิจารณาผลกระทบทางกลและความร้อนควบคู่กัน ซึ่งในการวิเคราะห์จะให้การหมุนของจานเบรกและความร้อนเนื่องจากความเสียดทานเกิดขึ้นพร้อมกัน จากการศึกษาพบว่าอุณหภูมิในแต่ละตำแหน่งบนผิวของจานเบรกมีการเปลี่ยนแปลงตามเวลา มีลักษณะการกระจายตัวที่ไม่สม่ำเสมอและมีลักษณะแตกต่างกันสำหรับผิวทั้งสองด้านของจานเบรก ความแตกต่างของอุณหภูมิดังกล่าวจะมีค่าสูงเมื่อช่วงเวลาในการเบรกลานขึ้นเนื่องจากการสะสมปริมาณความร้อนจากความเสียดทาน นอกจากนั้นลักษณะการสัมผัสที่ไม่สม่ำเสมอของผ้าเบรกและจานเบรกเนื่องจากการเปลี่ยนรูปทางความร้อนจะกระตุ้นให้เกิดการสั่นสะเทือนในขณะที่ทำการเบรก

คำหลัก: จานเบรก / วิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

the improvement of braking performance. This work aims to study the temperature distribution of brake disc employing coupled thermo-mechanical field in a dynamic finite element analysis. Both brake disc rotation and frictional heat generated are considered. The results showed that non-uniform temperature distributions on both surfaces of the brake disc were significantly different and changed with time. The non-uniformities arose with respect to the time increments due to frictional heat accumulation. Furthermore, the thermo-elastic distortion caused the inconsistent contact between the disc and pad which induced vibration during braking.

Keywords: Brake Disc / Finite Element Analysis

1. บทนำ

เบรกเป็นอุปกรณ์เพื่อความปลอดภัยที่มีความจำเป็นและสำคัญมากที่สุดประเภทหนึ่งสำหรับระบบความปลอดภัยในรถยนต์ นอกจากเบรกจะต้องทำหน้าที่อย่างเหมาะสมซึ่งได้แก่ การทำให้รถหยุดในระยะทางที่กำหนดโดยไม่เสียการทรงตัว การลดความเร็วหรือรักษาความเร็วของรถให้คงที่ในขณะที่เคลื่อนที่ลงทางลาดเอียง และการช่วยให้รถอยู่กับที่ในขณะที่จอดอยู่บนทางลาดเอียงแล้ว การทำงานของเบรกรยังต้องไม่ก่อให้เกิดการสั่นสะเทือนหรือเสียงซึ่งส่งผลต่อความรู้สึกสะดวกสบายและความเชื่อมั่นในการขับขี่ขณะที่ใช้งานอีกด้วย

ในอดีตเนื่องจากยานยนต์มีการเคลื่อนที่ด้วยความเร็วค่อนข้างต่ำและกำลังของเครื่องยนต์ไม่สูงมาก ดังนั้นเบรกที่ใช้จึงอาศัยหลักการง่าย ๆ โดยการกดก้ามเบรกลงบนล้อเพื่อให้ล้อหยุดหมุนเท่านั้น แต่ใน

Abstract

Temperatures of braking components are important factors which affect braking performance of the vehicle, especially the brake disc temperature caused by the friction between brake pad and brake disc. Temperature prediction in design state is crucial for

ปัจจุบันรถยนต์ได้ถูกพัฒนาไปอย่างมากเพื่อตอบสนองความต้องการของผู้บริโภค ไม่ว่าจะเป็นกำลังของเครื่องยนต์ที่เพิ่มมากขึ้นหรือความเร็วในการเคลื่อนที่ที่สูงขึ้น ระบบเบรกจึงจำเป็นต้องมีการพัฒนาให้มีสมรรถนะดีขึ้นควบคู่กันไปเพื่อให้เกิดความปลอดภัยในการขับขี่มากที่สุด

ประสิทธิภาพในการเบรกรู้ขึ้นอยู่กับปัจจัยหลายประการได้แก่ พฤติกรรมของผู้ขับขี่ สภาพวะในการขับขี่ (ความเร็ว และสภาพของถนน) และการออกแบบระบบเบรก ในส่วนของการออกแบบระบบเบรก ปัจจัยสำคัญประการหนึ่งซึ่งส่งผลต่อสมรรถนะในการทำงานได้แก่ อุณหภูมิของส่วนประกอบต่างๆ ของระบบเบรก โดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อทำการเบรกในขณะที่รถยนต์มีความเร็วสูงจะทำให้อุณหภูมิของชิ้นส่วนต่างๆ สูง และอาจส่งผลให้เกิดอาการเบรกไม่จับ (Brake Fade) ตลอดจนอาจเกิดการโก่งตัวหรือการแตกร้าวของจานเบรกเนื่องจากภาระทางความร้อนขึ้น นอกจากนั้นยังอาจเกิดการสั่นสะเทือนและเสียงดังขึ้นในขณะที่เบรกได้อีกด้วย การเข้าใจหรือทำนายพฤติกรรมดังกล่าวในระหว่างที่ยังอยู่ในขั้นตอนของการออกแบบจึงเป็นสิ่งสำคัญในการพัฒนาระบบเบรกให้มีสมรรถนะที่ดีขึ้น

วิธีการที่มีประสิทธิภาพวิธีหนึ่งซึ่งสามารถใช้ศึกษาพฤติกรรมที่เกิดขึ้นระหว่างการเบรกได้แก่การวิเคราะห์ด้วยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ซึ่งสามารถช่วยให้การออกแบบและพัฒนาระบบเบรกทำได้รวดเร็วและมีประสิทธิภาพมากขึ้น อย่างไรก็ตามการวิเคราะห์เกี่ยวกับการกระจายอุณหภูมิบนจานเบรกในอดีตจะทำการวิเคราะห์แยกส่วนระหว่างความร้อนที่เกิดขึ้นเนื่องจากแรงเสียดทานและภาระทางกลที่กระทำด้วยการวิเคราะห์แบบสถิต [1-7]

งานวิจัยนี้จะทำการวิเคราะห์แบบพลวัตโดยพิจารณาผลกระทบจากภาระทางกลและความร้อนไปพร้อมๆ กันซึ่งช่วยแสดงให้เห็นถึงพฤติกรรมต่างๆ ของจานเบรกได้ชัดเจนยิ่งขึ้น ระบบเบรกที่พิจารณาประกอบด้วยจานเบรกแบบแผ่นเหล็กตันและคาลิเปอร์แบบลอยซึ่งเป็นแบบที่นิยมใช้ในปัจจุบันภายใต้เงื่อนไขต่างๆ ซึ่งเป็นข้อกำหนดในการทดสอบจากมาตรฐานความปลอดภัย Japanese Automobile Standard C402 [8]

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 การกระจายความร้อนจากการเบรกสู่จานเบรกและผ้าเบรก

พลังงานความร้อนที่เกิดขึ้นเนื่องจากความเสียดทานระหว่างผ้าเบรกและจานเบรกในขณะที่เบรกจะถ่ายเทเข้าสู่ผ้าเบรกและจานเบรกในปริมาณที่แตกต่างกัน ดังนั้นในการวิเคราะห์อุณหภูมิที่เกิดขึ้นในการเบรคนั้นจะต้องทราบอัตราส่วนการกระจายความร้อนระหว่างผ้าเบรกและจานเบรกซึ่งขึ้นอยู่กับความต้านทานความร้อน (Thermal Resistance) ของชิ้นส่วนทั้งสอง Limpert [9] ได้เสนอวิธีการคำนวณหาอัตราส่วนการกระจายความร้อนดังกล่าวโดยเขียนเป็นสมการความสัมพันธ์ระหว่างความร้อนที่เข้าสู่จานเบรกต่อความร้อนที่เกิดขึ้นทั้งหมดในทอมของสมบัติของวัสดุได้ดังนี้

$$\gamma = \frac{q_R''}{q_R'' + q_P''} = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_P c_P k_P}{\rho_R c_R k_R} \right)^{1/2}} \quad (1)$$

เมื่อ γ คือ อัตราส่วนของความร้อนในการเบรกที่จานเบรกรับไว้

q_P'' คือ ค่าความร้อนที่เข้าสู่ผ้าเบรก

q_R'' คือ ค่าความร้อนที่เข้าสู่จานเบรก

c_P คือ ค่าความร้อนจำเพาะของผ้าเบรก

c_R คือ ค่าความร้อนจำเพาะของจานเบรก

k_P คือ สมบัติการนำความร้อนของผ้าเบรก

k_R คือ สมบัติการนำความร้อนของจานเบรก

ρ_P คือ ความหนาแน่นของผ้าเบรก

ρ_R คือ ความหนาแน่นของจานเบรก

2.2 การระบายความร้อนออกจากจานเบรก

ความร้อนที่เกิดขึ้นบนจานเบรกส่วนใหญ่จะถูกระบายออกด้วยการการถ่ายเทความร้อนโดยการพาจากอากาศโดยรอบซึ่งเคลื่อนที่ผ่านจานเบรก ดังนั้นข้อมูลที่เป็นอีกประการหนึ่งในการวิเคราะห์อุณหภูมิที่เกิดขึ้นบนจานเบรกก็คือค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพา สำหรับงานวิจัยนี้ใช้จานเบรกแบบแผ่นเหล็กตันซึ่งสามารถประมาณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน h_R จากสูตรที่ได้จากการทดลอง [9, 10] ดังนี้

สำหรับกรณีที่มี $Re < 2.4 \times 10^5$ เป็นการไหลแบบราบเรียบ (Laminar Flow)

$$h_R = 0.70 \left(\frac{k_a}{D} \right) Re^{0.55} \quad (2)$$

สำหรับกรณีที่มี $Re > 2.4 \times 10^5$ เป็นการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow)

$$h_R = 0.04 \left(\frac{k_a}{D} \right) Re^{0.8} \quad (3)$$

เมื่อ D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของจานเบรก (เมตร)

k_a คือ ค่าการนำความร้อนของอากาศ (วัตต์ต่อเมตรเคลวิน)

Re คือ Reynolds Number

โดยที่

$$Re = \frac{2VF_s D}{\nu} \quad (4)$$

เมื่อ V คือ ความเร็วของอากาศ (เมตรต่อวินาที) ซึ่งโดยปกติจะสมมติให้เท่ากับความเร็วของรถยนต์

F_s คือ ตัวประกอบการลดความเร็ว (Velocity Reduction Factor) ซึ่งมีค่าอยู่ระหว่าง 0.2 ถึง 0.5 โดยจะขึ้นอยู่กับตำแหน่งของการถ่ายเทความร้อนบนจานเบรก

ν คือ ค่าความหนืดคิเนแมติก (Kinematic Viscosity) ของอากาศ (เมตรต่อวินาที²)

2.3 การถ่ายเทภาระระหว่างล้อหน้ากับล้อหลัง

การถ่ายเทภาระระหว่างล้อหน้ากับล้อหลังจะเกิดขึ้นในขณะที่ลดความเร็วของรถยนต์โดยโมเมนตัมของรถที่ยังคงกระทำไปข้างหน้าจะส่งผลให้เกิดการถ่ายเทน้ำหนักจากล้อหลังไปยังล้อหน้าของรถยนต์ การแบ่งการกระจายน้ำหนักระหว่างล้อหน้าและล้อหลังสำหรับรถยนต์แต่ละรุ่นนั้นจะมีค่าไม่เท่ากัน เนื่องจากจุดศูนย์กลางแรงโน้มถ่วงของตัวรถและความสูงของรถยนต์แต่ละรุ่นมีค่าไม่เท่ากัน

อัตราส่วนการถ่ายเทภาระระหว่างล้อหน้ากับล้อหลัง (ϕ) สามารถคำนวณได้จากสมการดังนี้ [7]

$$\phi = \frac{F_{z,F}}{F_{z,F} + F_{z,R}} \quad (5)$$

โดยที่ $F_{z,F} = (1 - \Psi + \chi a)W$ (6)

$$F_{z,R} = (\Psi - \chi a)W \quad (7)$$

$$\Psi = \frac{F_{z,R}}{W} \quad (8)$$

$$F_{z,R} = \frac{WL_F}{L} \quad (9)$$

เมื่อ W คือ น้ำหนักรถยนต์

L_F คือ ระยะตามแนวนอนจากจุดศูนย์กลางมวลรถถึงแนวแกนล้อหน้า

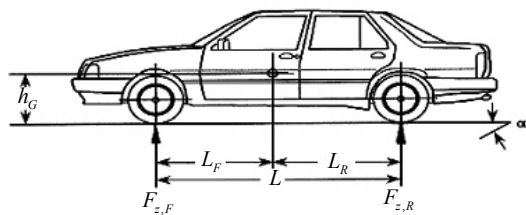
L คือ ระยะตามแนวนอนจากแนวแกนล้อหน้าถึงแนวแกนล้อหลัง

Ψ คือ อัตราส่วนถ่ายเทมวลสถิต (น้ำหนักที่ล้อหลังต่อน้ำหนักทั้งหมดขณะรถอยู่นิ่ง)

$F_{z,F}$ คือ แรงในการเบรกที่เกิดขึ้นสำหรับล้อหน้า

$F_{z,R}$ คือ แรงในการเบรกที่เกิดขึ้นสำหรับล้อหลัง

$\chi = \frac{h_G}{L}$ คือ ความสูงจุดศูนย์กลางมวลรถ (h_G) ต่อความยาว (L)



รูปที่ 1 แสดงแรงกระทำที่ล้อหน้าและล้อหลัง

3. การวิเคราะห์ทางไฟไนต์เอลิเมนต์

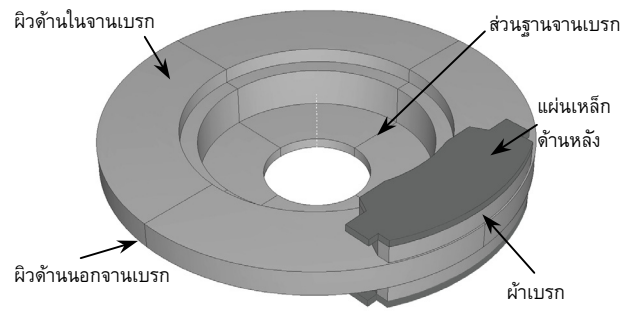
จากลักษณะการทำงานของดิสเบรกซึ่งได้แก่การกดชุดผ้าเบรกเพื่อดำเนินการหมุนของจานเบรก งานเนื่องจากแรงเสียดทานระหว่างจานเบรกกับผ้าเบรกจะเปลี่ยนไปอยู่ในรูปของพลังงานความร้อนและถ่ายเทสู่ชิ้นส่วนทั้งสองส่งผลให้ชิ้นส่วนเกิดการเปลี่ยนรูปร่างเนื่องจากความร้อน ในงานวิจัยนี้จึงทำการวิเคราะห์แบบพลวัตโดยพิจารณาผลกระทบจากภาระทางกลและความร้อนไปพร้อมๆ กัน ด้วยการประยุกต์โปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์โดยมีรายละเอียดดังนี้

3.1 แบบจำลองทรงตัน

การวิเคราะห์การกระจายตัวของอุณหภูมิบนจานเบรกด้วยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เริ่มจากการสร้างแบบจำลองทรงตันของชิ้นส่วนซึ่งประกอบด้วยจานเบรกแบบแผ่นเหล็กตันและผ้าเบรกสองชั้นให้สอดคล้องกับลักษณะทางกายภาพดังแสดงในรูปที่ 2

3.2 สมบัติของวัสดุ

ค่าสมบัติของวัสดุที่ใช้ในการวิเคราะห์ได้รับความอนุเคราะห์จากบริษัทสมบรูณ์หล่อเหล็กเหนียวอุตสาหกรรม โดยเป็นไปตาม Materials Handbook [11] สำหรับวัสดุที่ใช้ทำจานเบรกคือเหล็กหล่อสีเทา Class 35 และผ้าเบรกมีสมบัติต่างๆ ดังตารางที่ 1



รูปที่ 2 แบบจำลองทรงตันของจานเบรกและผ้าเบรก

ตารางที่ 1 แสดงสมบัติของวัสดุที่ใช้ทำจานเบรกและผ้าเบรก

สมบัติ (หน่วย)	จานเบรก	ผ้าเบรก	
	เหล็กหล่อสีเทา class 35	วัสดุความเสียดทาน	แผ่นเหล็กด้านหลัง
โมดูลัสยืดหยุ่น (GPa)	100	34.3	209
ความหนาแน่นมวล (kg/m ³)	7350	2450	7800
อัตราส่วนปัวซอง	0.22	0.25	0.3
ค่าการนำความร้อน (W/m)	46.2	0.95	48
ความร้อนจำเพาะ (J/kg K)	512	825	452
ส.ป.ส.การขยายตัวทางความร้อน (1/C°)	1.1 E-5	1.1 E-5	1.1 E-5

3.3 แบบจำลองไฟไนต์เอลิเมนต์

แบบจำลองทรงตันแต่ละชิ้นส่วนจะถูกนำมาแบ่งเป็นเอลิเมนต์ย่อยๆ ดังแสดงในรูปที่ 3 เอลิเมนต์ที่ใช้เป็นแบบทรงเหลี่ยมหกหน้าเชิงเส้น (Linear Hexahedral) โดยแต่ละโหนดของเอลิเมนต์มี 4 d.o.f. (Degree of Freedom) คือ 3 d.o.f. สำหรับการเคลื่อนที่เชิงเส้น (Translation) ในทิศ x y และ z และ 1 d.o.f. สำหรับอุณหภูมิ นอกจากนี้ในการวิเคราะห์แบบพลวัตซึ่งจำลองการเบรกโดยให้จานเบรกหมุนด้วยความเร็วเริ่มต้นค่าหนึ่งและทำการกดชุดผ้าเบรกเพื่อบีบให้จานเบรกหมุนช้าลงจะต้องพิจารณาถึงผลของความเฉื่อยเนื่องจากมวลของรถยนต์ในแบบจำลองด้วย ซึ่งทำได้โดยเพิ่มค่าโมเมนต์ความเฉื่อยสมมูล (Equivalent Moment of Inertia) เนื่องจากมวลของรถยนต์รอบแกนการหมุนของจานเบรกเข้าไปในแบบจำลอง การคำนวณหาค่าโมเมนต์ความเฉื่อยสมมูลจะใช้หลักการสมมูลกันระหว่างพลังงานจลน์เนื่องจากการเคลื่อนที่ของรถยนต์และพลังงานจลน์เนื่องจากการหมุนรอบแกนการหมุนของจานเบรกดังสมการต่อไปนี้ [12]

$$I_{eq} = \frac{\phi W r^2}{2} \quad (10)$$

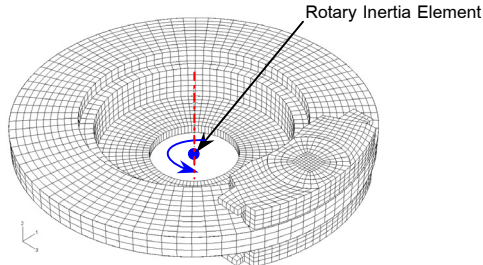
เมื่อ I_{eq} คือ ค่าโมเมนต์ความเฉื่อยสมมูล (กิโลกรัม เมตร²)

W คือ น้ำหนักของรถยนต์ (กิโลกรัม)

r คือ รัศมีของยางรถยนต์ (เมตร)

ϕ คือ อัตราส่วนการถ่ายเทภาระระหว่างล้อหน้ากับล้อหลังซึ่งคำนวณได้จากสมการ (5)

โมเมนต์ความเฉื่อยสมมูลดังกล่าวจะแทนที่ด้วย Rotary Inertia Element ซึ่งเป็นเอลิเมนต์แบบจุด (Point Element) วางตัวอยู่บนแกนการหมุน และสร้างความสัมพันธ์เข้ากับโหนดต่างๆ ของเอลิเมนต์ในบริเวณฐานของจานเบรก



รูปที่ 3 การแบ่งเอลิเมนต์สำหรับแบบจำลองของชุดเบรก

3.4 สมบัติที่ผิวสัมผัส

ผิวสัมผัสระหว่างแบบจำลองของจานเบรกและผ้าเบรกกำหนดสมบัติดังต่อไปนี้

3.4.1 สมบัติการเสียดทาน

ในการวิเคราะห์กำหนดให้สมบัติการเสียดทานระหว่างผ้าเบรกและจานเบรกเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิ ดังแสดงในตารางที่ 2 [13]

ตารางที่ 2 สมบัติการเสียดทานระหว่างผ้าเบรกและจานเบรก

อุณหภูมิ (C°)	100	200	300	400
สมบัติการเสียดทาน	0.38	0.41	0.39	0.24

3.4.2 การกำเนิดความร้อน

เนื่องจากผิวสัมผัสระหว่างผ้าเบรกและจานเบรกจะมีการเสียดสีกันในขณะเบรก ก่อให้เกิดความร้อนจากแรงเสียดทานขึ้นและถ่ายเทเข้าสู่ชิ้นส่วนทั้งสองในอัตราส่วนที่ไม่เท่ากันดังกล่าวในหัวข้อ 2.1 จึงต้องกำหนดอัตราส่วนการเปลี่ยนพลังงานที่สูงสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทาน ไปเป็นพลังงานความร้อนระหว่างผิวสัมผัสของผ้าเบรกและจานเบรก ซึ่งในการวิเคราะห์นี้กำหนดให้มีค่าเท่ากับหนึ่ง นั่นคือถือว่าพลังงานที่สูงสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานเปลี่ยนไปเป็นพลังงานความร้อนทั้งหมด และกำหนดอัตราส่วนการกระจายความร้อนจากการเบรกสู่จานเบรกและผ้าเบรก ซึ่งจากสมการที่ (1) จะได้ว่าความร้อนที่เกิดขึ้นจะถ่ายเทสู่จานเบรก 90 เปอร์เซ็นต์และผ้าเบรก 10 เปอร์เซ็นต์

3.5 สภาวะเงื่อนไขขอบ

สภาวะเงื่อนไขขอบที่กำหนดในแบบจำลองจะประกอบด้วย

3.5.1 เงื่อนไขการจับยึด

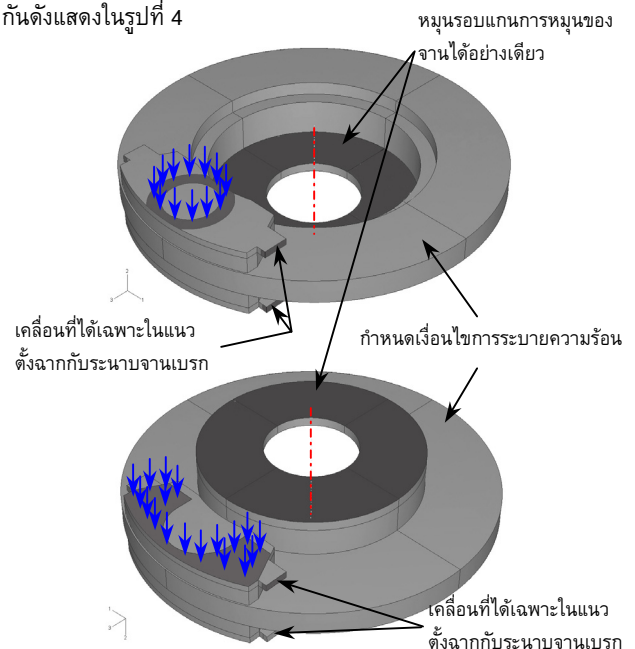
จานเบรกจะถูกยึดเข้ากับดุมล้อในบริเวณส่วนฐานของจานเบรก โดยที่ตลอดทั้งพื้นผิวด้านในของส่วนฐานจะประกบอยู่กับหน้าแปลนของดุมล้อ และพื้นผิวด้านนอกจะถูกประกบอยู่กับล้อโดยขันแน่นด้วยสลักเกลียว ดังนั้นในแบบจำลองไฟไนต์เอลิเมนต์จึงกำหนดเงื่อนไขการจับยึดสำหรับพื้นผิวด้านในและด้านนอกในส่วนฐานของจานเบรก

ให้สามารถหมุนรอบแกนการหมุนของจานเบรกอย่างเดียวเท่านั้น ดังแสดงในรูปที่ 4

ผ้าเบรกทั้งสองชิ้นจะถูกติดตั้งอยู่ในคาลิปเปอร์โดยมีแผ่นเหล็กที่อยู่ด้านหลังของผ้าเบรกเป็นตัวกำหนดตำแหน่งของผ้าเบรกในคาลิปเปอร์ ด้านข้างทั้งสองด้านของแผ่นเหล็กจะถูกบังคับให้เคลื่อนที่เข้าออกตามร่องรางของคาลิปเปอร์เท่านั้น จึงกำหนดให้พื้นผิวด้านข้างทั้งสองด้านของแผ่นเหล็กด้านหลังผ้าเบรกเคลื่อนที่ได้เฉพาะในแนวตั้งฉากกับระนาบของจานเบรกโดยเคลื่อนที่เข้าหรือออกจากจานเบรกได้เท่านั้นดังแสดงในรูปที่ 4

3.5.2 การกระทำกับผ้าเบรก

การวิเคราะห์ใช้คาลิปเปอร์แบบลอยซึ่งมีลักษณะการทำงานคือ ผ้าเบรกที่อยู่ด้านในของจานเบรกจะถูกดันด้วยลูกสูบ ส่วนผ้าเบรกด้านนอกจะถูกดันด้วยส่วนของคาลิปเปอร์ที่มีลักษณะคล้ายง่ามนิ้ว (Finger) โดยแรงที่กระทำกับผ้าเบรกทั้งสองด้านของจานเบรกจะมีขนาดเท่ากันและขึ้นอยู่กับค่าความดันน้ำมันเบรกโดยในการวิเคราะห์กำหนดให้มีค่าเท่ากับ 6 เมกะปาสคาล แต่ลักษณะการกระจายของแรงจะแตกต่างกันดังแสดงในรูปที่ 4



รูปที่ 4 แสดงเงื่อนไขการจับยึด การกระจายความร้อนและภาระที่กระทำกับชุดเบรก

3.5.3 เงื่อนไขการระบายความร้อน

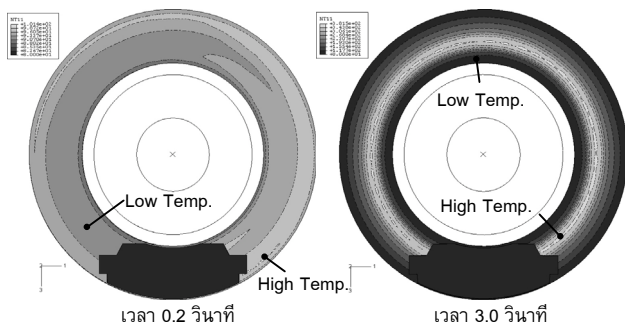
ความร้อนที่เกิดขึ้นบนจานเบรกจะถูกระบายออกด้วยการถ่ายเทความร้อนโดยการพาของอากาศรอบๆ ซึ่งเคลื่อนที่ผ่านจานเบรก ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพาสามารถคำนวณได้จากสมการ (2) ถึง (4) ดังกล่าวในหัวข้อ 2.2 ขึ้นอยู่กับความเร็วของอากาศที่เคลื่อนที่ผ่านจานเบรกหรือความเร็วเริ่มต้นในการเคลื่อนที่ของรถยนต์ ซึ่งในการวิเคราะห์นี้มีค่าเท่ากับ 160 กิโลเมตรต่อชั่วโมง โดยถือว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพาสำหรับทุกพื้นผิวมีค่าเท่ากันและคงที่ตลอดช่วงของการเบรกเนื่องจากเป็นการศึกษาการเบรกในช่วงเวลาสั้นๆ กำหนดให้อากาศภายนอกที่ไหลผ่านจานเบรกมีอุณหภูมิเท่ากับ 25 องศาเซลเซียส

3.6 สภาวะเงื่อนไขเริ่มต้น

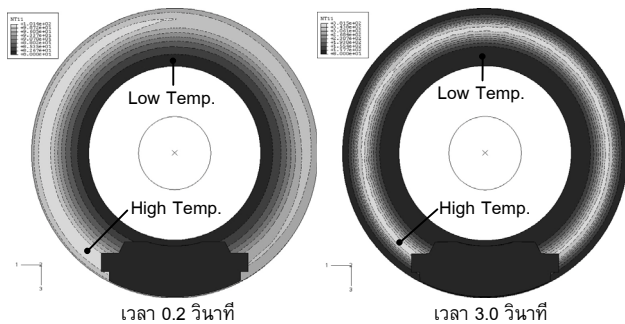
สภาวะเงื่อนไขเริ่มต้นที่กำหนดในแบบจำลองได้แก่อุณหภูมิเริ่มต้นของจานเบรกและผ้าเบรกซึ่งกำหนดให้มีค่าเท่ากับ 80 องศาเซลเซียส และจานเบรกมีความเร็วเชิงมุมเริ่มต้นเท่ากับ 148 เรเดียนต่อวินาที (160 กิโลเมตรต่อชั่วโมง)

4. ผลการวิเคราะห์

จากการประมวลผลพบว่าอุณหภูมิบนผิวด้านในและด้านนอกของจานเบรกมีการกระจายตัวที่แตกต่างกัน โดยที่ผิวแต่ละด้านจะมีลักษณะการกระจายของอุณหภูมิที่ไม่สม่ำเสมอ ขึ้นอยู่กับตำแหน่งบนจานเบรกและเวลาที่ใช้ในการเบรกดังแสดงในรูปที่ 5 และ 6



รูปที่ 5 การกระจายของอุณหภูมิบนผิวด้านในจานเบรกที่เวลาต่างๆ

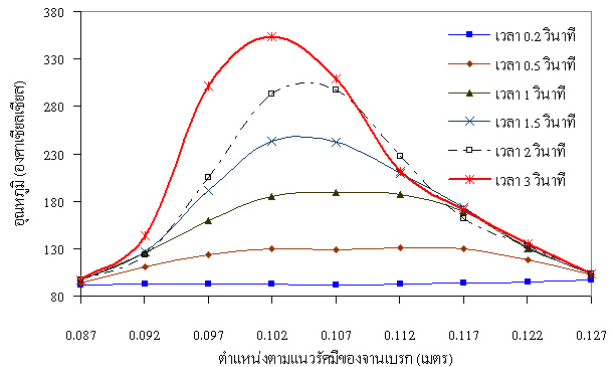


รูปที่ 6 การกระจายของอุณหภูมิบนผิวด้านนอกจานเบรกที่เวลาต่างๆ

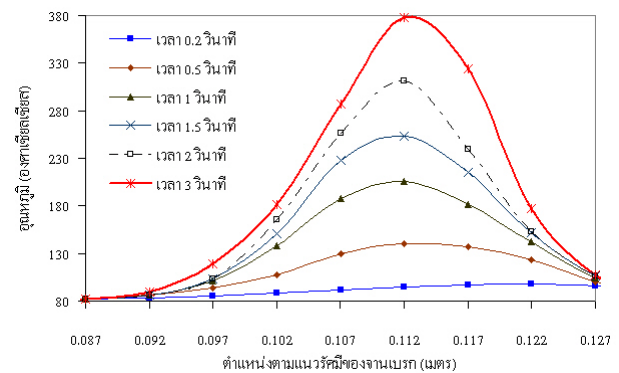
ส่วนลักษณะการกระจายของอุณหภูมิบนผิวจานเบรกที่ตำแหน่งต่างๆ ตามแนวรัศมีบนผิวด้านในและด้านนอกของจานเบรกสำหรับเวลาที่ใช้ในการเบรกแตกต่างกันสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 7 และ 8 ตามลำดับ

จากรูปที่ 7 พบว่าในช่วงแรกของการเบรก (เวลา 0.2 วินาที) ที่ผิวด้านในของจานเบรก อุณหภูมิบริเวณขอบด้านใน (รัศมี 0.087 เมตร) และขอบด้านนอก (รัศมี 0.127 เมตร) จะสูงกว่าบริเวณที่อยู่ภายใน เนื่องจากลักษณะของภาระที่ถูกลูบกระทำกับผ้าเบรกทำให้มีความดันสัมผัสสูงที่บริเวณขอบจานเบรก ส่งผลให้ความร้อนที่เกิดขึ้นบริเวณขอบทั้งสองด้านมีปริมาณมาก โดยขอบนอกจะมีอุณหภูมิสูงกว่าเล็กน้อยเนื่องจากความเร็วเชิงเส้นในการเคลื่อนที่สูงกว่าขอบด้านใน เมื่อเวลาในการเบรกเพิ่มขึ้น บริเวณบนผิวด้านในของจานเบรกจะมีอุณหภูมิสูงขึ้นเนื่องจากความร้อนที่เกิดจากการเบรกถ่ายเทให้กับจานเบรกและผ้าเบรก แต่การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมินี้มีลักษณะที่ไม่สม่ำเสมอ เนื่องจากผลของภาระทางความร้อนทำให้ชิ้นส่วนทั้งสองเกิด

การขยายตัวและเปลี่ยนรูปร่าง ส่งผลให้ลักษณะการสัมผัสซึ่งได้แก่พื้นที่ในการสัมผัสและความดันสัมผัสเปลี่ยนแปลงไป ทำให้ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิบนผิวด้านในของจานเบรกเปลี่ยนแปลงไปด้วย โดยบริเวณที่มีความดันสัมผัสสูงก็จะมีอุณหภูมิสูง จากลักษณะการกระจายของแรงที่ถูกลูบกระทำกับผ้าเบรกร่วมกับผลของภาระทางความร้อนทำให้การกระจายของอุณหภูมิมีลักษณะดังรูปที่ 7



รูปที่ 7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและตำแหน่งตามแนวรัศมีบนผิวด้านในจานเบรกที่เวลาต่างๆ

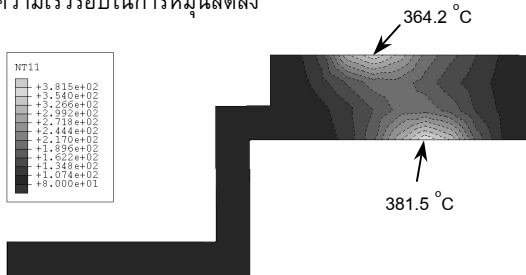


รูปที่ 8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและตำแหน่งตามแนวรัศมีบนผิวด้านนอกจานเบรกที่เวลาต่างๆ

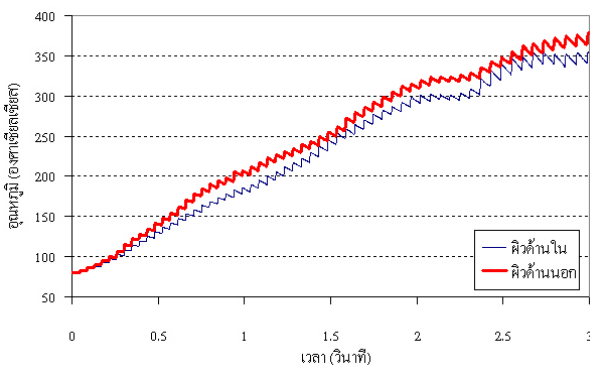
สำหรับลักษณะการกระจายของอุณหภูมิที่ผิวด้านนอกของจานเบรกซึ่งแสดงในรูปที่ 8 จะพบว่าในช่วงแรกของการเบรก อุณหภูมิจะสูงที่บริเวณขอบด้านนอก เนื่องจากลักษณะของภาระที่คาลิปเปอร์กระทำกับผ้าเบรกทำให้ความดันสัมผัสสูงที่บริเวณขอบด้านนอกของจานเบรก ส่งผลให้ความร้อนที่เกิดขึ้นในบริเวณดังกล่าวมีปริมาณมาก เมื่อเวลาในการเบรกเพิ่มขึ้นพฤติกรรมของการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิเนื่องจากภาระทางความร้อนจะเป็นเช่นเดียวกับผิวด้านในของจานเบรก แต่ลักษณะการกระจายอุณหภูมิจะแตกต่างกันเนื่องจากภาระทางกลมีลักษณะต่างกัน เมื่อเปรียบเทียบอุณหภูมิสูงสุดที่ผิวทั้งสองด้านของจานเบรกพบว่า ผิวด้านนอกจะมีอุณหภูมิสูงกว่าผิวด้านในเล็กน้อย เนื่องจากตำแหน่งที่มีอุณหภูมิสูงสุดที่ผิวด้านนอกอยู่ห่างจากแกนหมุนของจานเบรกมากกว่าทำให้ความเร็วเชิงเส้นในการเคลื่อนที่สูงกว่า จึงเกิดปริมาณความร้อนขึ้นมากกว่าที่บริเวณดังกล่าวดังแสดงในรูปที่ 9

รูปที่ 10 แสดงลักษณะการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิสำหรับตำแหน่งที่มีอุณหภูมิสูงสุดบนผิวจานเบรกทั้งสองด้านที่เวลาต่างๆ ของการเบรก ซึ่งจะเห็นได้ว่าเส้นกราฟมีลักษณะเปลี่ยนแปลงขึ้นลงเป็นฟันปลาโดย

แนวโน้มมีค่าเฉลี่ยเพิ่มขึ้นก่อนข้างสม่ำเสมอจนถึงปลายวินาทีที่ 2.5 ความชันของค่าเฉลี่ยจึงเริ่มลดลง ลักษณะพื้นปลายช่วงที่เส้นกราฟพุ่งขึ้นแสดงถึงการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิเนื่องจากตำแหน่งที่ทำการวัดอุณหภูมิมีการเสียดสีกับผ้าเบรกและช่วงที่เส้นกราฟลดลงแสดงถึงการลดลงของอุณหภูมิเนื่องจากการระบายความร้อนโดยการพาจากอากาศโดยรอบ เหตุที่อัตราการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิมีแนวโน้มลดลงเมื่อเวลาในการเบรกเพิ่มขึ้นเพราะเกิดความร้อนจากแรงเสียดทานน้อยลงซึ่งเป็นผลมาจากค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่เปลี่ยนแปลงไปตามอุณหภูมิและความเร็วรอบในการหมุนลดลง



รูปที่ 9 แสดงการกระจายของอุณหภูมิมบนภาคตัดขวางของจานเบรกในวินาทีที่สามของการเบรก



รูปที่ 10 แสดงลักษณะการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิที่ตำแหน่งอุณหภูมิสูงสุดบนผิวจานเบรกทั้งสองด้านที่เวลาต่างๆ

5. บทสรุป

จากลักษณะการทำงานของดิสเบรกซึ่งต้องมีการเสียดสีกันระหว่างผ้าเบรกกับจานเบรกภายใต้แรงกดที่ผ้าเบรกกระทำก่อให้เกิดพลังงานความร้อนจากความเสียดทานและถ่ายเทเข้าสู่ชิ้นส่วนผ่านทางผิวสัมผัสของชิ้นส่วนทั้งสอง พลังงานความร้อนดังกล่าวนี้เป็นปัจจัยสำคัญที่ทำให้ชิ้นส่วนทั้งสองเกิดการเปลี่ยนแปลงรูปร่างและส่งผลให้สภาพของการสัมผัสไม่คงที่ซึ่งได้แก่ ลักษณะการกระจายของความดันสัมผัสและพื้นที่สัมผัส นอกจากนี้การเปลี่ยนแปลงรูปร่างยังส่งผลให้ลักษณะการกระจายพลังงานความร้อนและอุณหภูมิที่เกิดขึ้นเปลี่ยนไปด้วย บริเวณที่มีความดันสัมผัสมากก็จะมีปริมาณพลังงานความร้อนเกิดขึ้นมากส่งผลให้อุณหภูมิในบริเวณดังกล่าวสูงตามไปด้วย หากจานเบรกหมุนด้วยความเร็วสูงมากก็อาจทำให้ผิวจานเบรกบางบริเวณมีอุณหภูมิสูงขึ้นอย่างรวดเร็วและเกิดเป็น "Hot Spot" หรือ "Hot Band" ขึ้นซึ่งเรียกปรากฏการณ์นี้ว่าความไม่เสถียรของการยึดเหนี่ยวทางความร้อน (Thermo-elastic Instability) หรือ TEI ส่งผลให้จานเบรกเกิดการแตกร้าวหรืออาจจะนำไปสู่ปัญหาการสั่นสะเทือนในระบบเบรกได้

เอกสารอ้างอิง

- [1] K. Lee, "Numerical Prediction of Brake Fluid Temperature Rise During Braking and Heat Soaking", SAE Technical Paper No. 990483, 1999.
- [2] T. Valvano and K. Lee, "An Analytical Method to Predict Thermal Distortion of a Brake Rotor", SAE Technical Paper No. 000445, 2000.
- [3] S. Koetnuyom, P.C. Brooks and D.C. Barton, "The development of a material model for cast iron that can be used for brake system analysis, Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 216, Part D, 2002, pp.349-362.
- [4] J.H. Choi and I. Lee, "Finite Element Analysis of Transient Thermoelastic Behaviors in Disk Brakes", Wear, Vol. 257, 2003, pp. 47-58.
- [5] G.P. Voller, M. Tirovic, R. Morris and P. Gibbens, "Analysis of automotive disc brake cooling characteristics, Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 217, Part D, 2003, pp.657-666.
- [6] สายประสิทธิ์ เกิดนิยม, "การวิเคราะห์ทางด้านอุณหภูมิของจานเบรกรถยนต์ต่าง ๆ", การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย, ครั้งที่ 15, 2544, หน้า 115-124.
- [7] สุรเชษฐ์ ชุตินาฏ, กรุณา ตันวิสุทธิ, วีระชัย วิวัฒนพงศ์พันธ์ และ เบญจรัตน์ หงษ์คำมี, "ข้อพิจารณาในการออกแบบจานเบรกสำหรับรถยนต์ 1", วารสารวิจัยและพัฒนา มจร., ปีที่ 27, ฉบับที่ 2, 2547, หน้า 191-193.
- [8] Japanese Automobile Standard JASO C402, "Passenger Cars—Service Brake Road Test Procedures", 1999, pp. 1-32.
- [9] R. Limpert, Brake Design and Safety, Society of Automotive Engineer, United States of America, 1999, 525 p.
- [10] D.G. Grieve, D.C. Barton, D.A. Crolla, and J.T. Buckingham, "Design of a Lightweight Automotive Brake Disc Using Finite Element and Taguchi Techniques", Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Vol. 212, 1998, pp. 245-254.
- [11] F. Cardarelli, Materials Handbook, Springer, Great Britain, 2000, p. 9.
- [12] Japanese Industrial Standard JIS D 0210, "General Rules of Brake Test Method of Automobiles and Motor Cycles", 1995, pp. 1-9.
- [13] A.J. Day and T.J. Newcomb, "The Dissipation of Friction Energy from the Interface of an Annular Disc Brake", Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 198D, No.11, 1984, pp. 201-209.