

สมรรถนะเชิงอุณหภาพของฟิล์มติดกระจกรถยนต์ชนิดต่างๆ

Thermal Performance of Various Window Films for Vehicles

ธมลวรรณ เขียวปาน^{1,*} กุสกาณา กุบาฮา² และ พัฒนะ รักความสุข³
Thamolwan Kiawpan, Kuskana Kubaha and Pattana Rakkwamsuk

^{1,2,3} คณะพลังงาน สิ่งแวดล้อมและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

126 ถนนประชาธิปไตย เขตทุ่งครุ แขวงบางมด กรุงเทพฯ 10140

School of Energy, Environment and Materials, King Mongkut's University of Technology Thonburi
126 Pracha Uthit Rd., Bang Mod, Thung Khru, Bangkok, 10140

*E-mail: thamolwan.kia@gmail.com, Tel: 0-24708633, Fax: 0-24708635

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาสมรรถนะเชิงอุณหภาพของฟิล์มติดกระจกรถยนต์ชนิดต่างๆ คือฟิล์มกรองแสง ฟิล์มกรองแสงกันความร้อนและฟิล์มนิรภัยกรองแสงกันความร้อน ในการศึกษานี้จะทำการทดลองกับรถยนต์นั่งขนาดเล็ก และพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ขึ้น โดยใช้ MATLAB เพื่อประเมินอุณหภูมิผิว อุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยและ ปริมาณความร้อนที่ผ่านกระจกติดฟิล์มเข้าสู่ห้องโดยสาร ผลการศึกษาพบว่า ฟิล์มทั้ง 3 ชนิด ที่มีความเข้มแสงสูงจะมี อุณหภูมิผิวด้านในสูง ในทางกลับกันฟิล์มค่าความเข้มแสงต่ำ อุณหภูมิผิวด้านในของกระจกจะมีค่าต่ำ แต่เมื่อพิจารณา อุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ย พบว่า ฟิล์มกรองแสงกันความร้อนจะสามารถลดอุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยได้ดีที่สุดประมาณ 6.8 °C ในขณะที่ฟิล์มนิรภัยกันความร้อนและฟิล์มกรองแสงธรรมดาจะลดอุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยประมาณ 5.5 °C และ 4 °C ตามลำดับ (ที่ระดับความเข้มแสงเท่ากัน) เมื่อทำการวิเคราะห์ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทผ่านกระจกเข้าสู่ห้องโดยสารรถยนต์ แล้วพบว่า ปริมาณความร้อนส่งผ่านกระจกบานหน้าสูงถึง 42% สำหรับกรณีรถยนต์ไม่ติดฟิล์ม ปริมาณความร้อนที่เข้าสู่ ห้องโดยสาร 1,638 W แต่เมื่อติดฟิล์มกรองแสงกันความร้อน ปริมาณความร้อนที่เข้าสู่ห้องโดยสารจะลดลงได้ถึง 940 W หากติดฟิล์มฟิล์มนิรภัยกรองแสงกันความร้อนและฟิล์มกรองแสง พบว่าปริมาณความร้อนที่เข้าสู่ห้องโดยสารจะลดลงได้ มากที่สุด 815 W และ 534 W ตามลำดับ คิดเป็น 57%, 50% และ 33% ตามลำดับ และจากการศึกษายังพบว่า ฟิล์มกันความร้อนที่ดีควรมีค่า SHGC ต่ำกว่า 0.47 (47%)

ABSTRACT

This research aimed to study thermal performance of various window films for cars, i.e., ordinary film, heat protection film and safety-heat protection film. In the study, an experiment was performed with a small car and developed a mathematical model using MATLAB. The mathematical model was developed to predict surface temperature, mean radiant temperature and heat transfer into car-cabin. The results found that all three types of film with high optical intensity film performed high inner surface window temperature. On the other hand, the low optical intensity film presented low inner surface temperature. Considering, the mean radiant temperature reduction, the best film performance was heat protection film in which can be reduced up to 6.8°C. While the safety-heat protection and ordinary films can reduce to 5.5°C and 4°C, respectively (at the same optical intensity). The study of heat transfer into car-cabin showed that the amount of heat transfer through windshield up to 42%. For window glass without film, the total solar heat gain was 1,638 W. It was reduced to

940 W when installing heat protection film. Also it will reduced up to 815 W and 534 W, when installing the safety-heat protection and ordinary film, or about 57%, 50% and 33% reduction, respectively. Finally, the findings showed that the good thermal performance of heat shielding film would indicate the SHGC be lower than 0.47 (47%).

1. บทนำ

ประเทศไทยมีลักษณะภูมิอากาศแบบร้อนชื้นทำให้มีอากาศร้อนอบอ้าวเกือบตลอดทั้งปี รถยนต์ในปัจจุบันต้องมีระบบปรับอากาศภายในตัวรถเป็นพื้นฐาน เพื่อเพิ่มสถานะน่าสบายให้กับผู้ใช้รถยนต์ ภาระงานของระบบปรับอากาศคือความร้อนที่เข้าไปยังห้องโดยสาร โดยเฉพาะส่วนของกระจก [1] ซึ่งเป็นส่วนที่จำเป็นต้องมีเพื่อรับแสงจากดวงอาทิตย์ให้สามารถมองเห็นได้ กลับเป็นตัวการสำคัญที่ทำให้มีปริมาณความร้อนเข้าสู่ห้องโดยสารได้มากขึ้นและเกิดภาระงานของระบบปรับอากาศสูงขึ้น เหตุนี้จึงเป็นปัจจัยสำคัญที่ทำให้ตลาดฟิล์มติดรถยนต์ค่อนข้างแพร่หลายในปัจจุบัน งานวิจัยนี้จึงทำการศึกษาดังสมบัติของฟิล์มชนิดต่างๆ ที่ส่งผลต่ออุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยของรถยนต์ ปริมาณความร้อนที่เข้าสู่ภายใน เพื่อหาแนวทางในการติดฟิล์มที่จะช่วยลดอุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ย รวมถึงแนวทางการลดปริมาณความร้อนที่เข้าสู่ห้องโดยสาร จากการศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับสมรรถนะเชิงอุณหภาพของรถยนต์ที่ติดตั้งฟิล์มชนิดต่างๆ พบว่าในต่างประเทศมีการพัฒนาแบบจำลองเชิงอุณหภาพสำหรับห้องโดยสารรถยนต์ขึ้น โดย David และคณะ [2] บนพื้นฐานของทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน เพื่อใช้เป็นเครื่องมือในการศึกษาความแตกต่างของอุณหภูมิภายในห้องโดยสารรถยนต์ที่อยู่ภายใต้สภาพแวดล้อมแตกต่างกัน ด้วยโปรแกรม MATLAB สำหรับในประเทศไทย รัชชัย ศรีศิลป์โสภณ [3] ได้ศึกษาถึงอิทธิพลของฟิล์มกรองแสงต่ออุณหภูมิเฉลี่ยพื้นผิวโดยรอบที่เกิดจากการแผ่รังสีและปรากฏการณ์การถ่ายเทความร้อนภายในห้องโดยสารของรถยนต์กระเบาะขนาดเล็ก รวมถึงความสามารถในการประหยัดเชื้อเพลิง เมื่อทำการติดฟิล์มกรองแสงที่ระดับความเข้มแสงต่างๆ

2. ขั้นตอนการศึกษา

งานวิจัยนี้แบ่งการศึกษาเป็น 2 ขั้นตอนหลัก ได้แก่ ขั้นตอนการทดสอบเก็บข้อมูลจริง ขั้นตอนการสร้างและพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่อประเมินอุณหภูมิผิวของผนังกระจกห้องโดยสาร อุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ย ปริมาณความร้อนที่เข้าสู่ห้องโดยสารและเปรียบเทียบสมรรถนะเชิงอุณหภาพของฟิล์มชนิดต่างๆ ดังนี้

2.1 การทดสอบเก็บข้อมูลจริง

รถยนต์ทดสอบเป็นรถกระเบาะขนาดเล็ก ซึ่งมีการติดตั้งฟิล์มความเข้มแสง 60% (ความเข้มแสง หมายถึงความสามารถในการกรองแสงขาวของฟิล์ม) ที่กระจกบานหน้าและฟิล์มความเข้มแสง 95% ที่กระจกบานข้างและบานหลัง โดยที่ผนังทึบของห้องโดยสารและกระจกติดฟิล์มตามความเข้มแสงดังกล่าวมีสมบัติดังแสดงในตารางที่ 1 และ 2 ตามลำดับ ทำการทดลองวัดอุณหภูมิผิวนอกและผิวในของผนังห้องโดยสารในวันที่ 3 เดือนมิถุนายน พ.ศ. 2557 ที่มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี วิทยาเขตบางขุนเทียน ทดสอบในสภาวะที่รถยนต์จอดอยู่กลางแจ้ง และหันหน้าไปทางทิศใต้ ติดเครื่อง เปิดเครื่องปรับอากาศ ดังแสดงในรูปที่ 1 และเก็บข้อมูลทุกๆ 1 นาที เริ่มตั้งแต่ 12.30 น. ถึง 15.30 น. โดยมีการเก็บข้อมูลดังนี้

1) ปริมาณรังสีอาทิตย์ อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม ความเร็วลมภายนอกรถยนต์และอุณหภูมิห้องฟ้า จากสถานีวัดสภาพอากาศของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี วิทยาเขตบางขุนเทียน กรุงเทพมหานคร

2) อุณหภูมิผิวในและผิวนอกของผนังแต่ละด้านและอุณหภูมิอากาศ ใช้วิธีการติดสาย Thermocouple type K ในตำแหน่งต่างๆ และใช้ Data logger เป็นเครื่องมือบันทึกข้อมูล ดังแสดงในรูปที่ 2

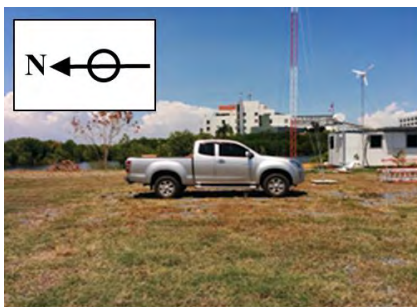
3) ค่าการสะท้อนรังสีอาทิตย์ ค่าการส่งผ่านรังสีอาทิตย์และค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีของฟิล์มที่ติดมากับกระจกรถยนต์ ทดสอบโดย Spectrophotometer ตามมาตรฐาน ISO 9050 [4]

ตารางที่ 1 สมบัติต่างๆของวัสดุ [2, 5]

วัสดุ	Δx (m)	k (W/mK)	ε	τ (%)
กระจก	0.006	0.92	0.84	78.8
เหล็ก	0.0012	42.9	0.90	-
เยื่อพลาสติก	0.005	0.06	0.86	-
โพลีโพรพิลีน	0.0025	0.16	0.97	-

ตารางที่ 2 สมบัติทางแสงของฟิล์มที่ติดรถยนต์ทดสอบ

สมบัติฟิล์ม	บานหน้า	บานข้างและหลัง
α (%)	46.9	58.93
τ (%)	35.9	34.27
ε (ผิวนอก)	0.85	0.86
ε (ผิวใน)	0.81	0.91



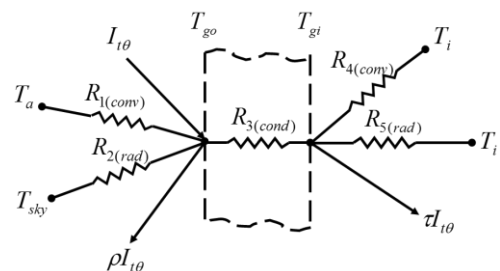
รูปที่ 1 สภาพแวดล้อมในการทดสอบ



รูปที่ 2 การวัดอุณหภูมิผิวด้วย Thermocouple

2.2 การสร้างและพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์โดยพิจารณาการถ่ายเทความร้อนจากรังสีอาทิตย์ผ่านผนังด้านต่างๆของห้องโดยสารรถยนต์ [6] ดังแสดงในรูปที่ 3 เพื่อคำนวณอุณหภูมิผิว อุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยและปริมาณความร้อนที่เข้าสู่ห้องโดยสารจากผนังแต่ละด้านด้วยโปรแกรม MATLAB แล้วตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้น โดยการเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิผิวที่คำนวณได้โดยแบบจำลองกับค่าที่ได้จากการทดสอบจริง



รูปที่ 3 การถ่ายเทความร้อนจากรังสีอาทิตย์ผ่านกระจก

ผิวกระจกด้านนอก (T_{go})

$$I_{i0} = \rho I_{i0} + \frac{T_{go} - T_a}{R_1} + \frac{T_{go} - T_{sky}}{R_2} + \frac{T_{go} - T_{gi}}{R_3} + d_{i0} \quad (1)$$

จัดรูปสมการที่ 1 จะได้

$$\alpha I_{i0} + \frac{T_a}{R_1} + \frac{T_{sky}}{R_2} = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} \right) T_{go} - \left(\frac{1}{R_3} \right) T_{gi} \quad (2)$$

ผิวกระจกด้านใน (T_{gi})

$$d_{i0} + \frac{T_{go} - T_{gi}}{R_3} = \frac{T_{gi} - T_i}{R_4} + \frac{T_{gi} - T_i}{R_5} + d_{i0} \quad (3)$$

จัดรูปสมการที่ 3 จะได้

$$\left(\frac{1}{R_4} + \frac{1}{R_5} \right) T_i = - \left(\frac{1}{R_3} \right) T_{go} + \left(\frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4} + \frac{1}{R_5} \right) T_{gi} \quad (4)$$

จัดรูปสมการที่ 2 และ 4 ให้อยู่ในรูปเมตริก

$$\begin{bmatrix} \alpha I_{i0} + \frac{T_a}{R_1} + \frac{T_{sky}}{R_2} \\ \left(\frac{1}{R_4} + \frac{1}{R_5} \right) T_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{go} \\ T_{gi} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} \right) & - \left(\frac{1}{R_3} \right) \\ - \left(\frac{1}{R_3} \right) & \left(\frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4} + \frac{1}{R_5} \right) \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \text{เมื่อ } R_1 &= \frac{1}{h_{co}}, R_3 = \frac{\Delta x}{k}, R_4 = \frac{1}{h_{ci}} \\ R_2 &= \frac{1}{F_s \varepsilon_{go} \sigma (T_{go} + T_{sky}) (T_{go}^2 + T_{sky}^2)} \\ R_5 &= \frac{1}{F_s \varepsilon_{gi} \sigma (T_{gi} + T_i) (T_{gi}^2 + T_i^2)} \end{aligned}$$

โดยที่ I_{θ} คือรังสีอาทิตย์ที่ตกกระทบบนกระจก, T_{gi} คืออุณหภูมิผิวกระจกด้านใน, T_{go} คืออุณหภูมิผิวกระจกด้านนอก, T_a คืออุณหภูมิสิ่งแวดล้อม, T_i คืออุณหภูมิอากาศภายในห้องโดยสาร, T_{sky} คืออุณหภูมิท้องฟ้า (จากสถานีวัดสภาพอากาศ), τ คือค่าสัมประสิทธิ์การส่งผ่านรังสีอาทิตย์ของกระจกติดฟิล์ม, ρ คือค่าสัมประสิทธิ์การสะท้อนรังสีอาทิตย์ของกระจกติดฟิล์ม, ε คือค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีของกระจกติดฟิล์ม, R คือค่าความต้านทานเชิงความร้อน, σ คือค่า Stefan Boltzmann Constant, F_s คือ View factor ระหว่างผนังกระจกกับท้องฟ้า

การคำนวณอุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยที่ตำแหน่งคนขับ จะพิจารณาผลของอุณหภูมิผิวด้านในของผนังห้องโดยสารและอิทธิพลจากการแผ่รังสีอาทิตย์ ดังสมการที่ 6, Nopparat และคณะ [7] และใช้แบบจำลองการคำนวณค่า View factor ที่พัฒนาขึ้นโดย Kuskana [8] เพื่อคำนวณค่า View factor ระหว่างคนกับผนังห้องโดยสารด้านต่างๆ

$$T_{smrt} = \left[\sum_{i=1}^n T_{si}^4 \varphi_i + \frac{\alpha_p f_p I_{trn, total}}{\varepsilon_p \sigma} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (6)$$

เมื่อ T_{smrt} คืออุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ย, T_{si} คืออุณหภูมิผิวด้านในของผนังห้องโดยสารด้านที่ i , α_p คือค่าการดูดกลืนรังสีของร่างกายคน, ε_p คือค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีของร่างกายคน, f_p คือค่า Projected area factor, $I_{trn, total}$ คือปริมาณรังสีอาทิตย์รวมที่ผ่านกระจกเข้ามาตกกระทบบนร่างกายคน

2.3 การศึกษาสมรรถนะเชิงอุณหภาพของฟิล์มติดรถยนต์

เงื่อนไขที่ศึกษาคือรถยนต์เดินเครื่องอยู่กับที่และหันหน้ารถไปในทิศใต้ ทิศตะวันตก ทิศเหนือและทิศตะวันออก ฟิล์มตัวอย่างที่เลือกศึกษาทั้งหมด 3 ชนิด ดังแสดงในตารางที่ 3 ลักษณะการติดฟิล์มจะเป็นการติดฟิล์มความเข้มแสงเดียวกันรอบคัน แล้วพยากรณ์อุณหภูมิผิวกระจก อุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยและปริมาณความร้อนที่เข้าสู่ห้องโดยสารจากผนังแต่ละด้านด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้น นำผลการศึกษาทั้งหมดเปรียบเทียบกับกรณีที่ยานยนต์ไม่ติดฟิล์ม รวมทั้งวิเคราะห์สมรรถนะเชิงอุณหภาพของฟิล์มที่แต่ละค่าสัมประสิทธิ์การส่งผ่านความร้อนจากรังสีอาทิตย์ ($SHGC$) เมื่อค่า $SHGC$ คือความสามารถในการยอมให้ปริมาณความร้อนเนื่องจากรังสีอาทิตย์ส่องผ่านเนื้อฟิล์มติดกระจกที่รวมถึงรังสีอาทิตย์ที่ส่องผ่านโดยตรงและความร้อนที่ถ่ายเทจากเนื้อกระจกโดยการนำ การพา และการแผ่รังสีความร้อน ดังสมการที่ 7

$$SHGC = \tau + \frac{\alpha U}{h_o} \quad (7)$$

เมื่อ U คือค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม และ h_o คือค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ผิวนอก

3. ผลการศึกษาและการวิเคราะห์ผล

3.1 รังสีอาทิตย์ และอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม

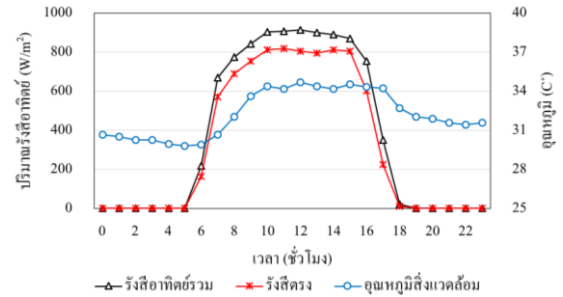
ผลการตรวจวัดปริมาณรังสีอาทิตย์ที่ตกกระทบบนแนวราบวันที่ทดสอบสูงสุดเวลา 12.30 น. เท่ากับ 930 W/m² เป็นรังสีตรง 822.13 W/m² ส่วนอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมสูงสุดเท่ากับ 34.7 °C และมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 32.2 °C ดังแสดงในรูปที่ 4

กรณีรถยนต์ทดสอบจอดหันหน้าไปในทิศใต้จะมีรังสีอาทิตย์ตกกระทบบนกระจกด้านต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 5 กระจกด้านซ้ายซึ่งอยู่ทางทิศตะวันออกจะได้รับรังสีอาทิตย์มากที่สุดในตอนเช้า กระจกขวาซึ่งอยู่ทางทิศตะวันตกจะได้รับรังสีอาทิตย์มากที่สุดในตอนบ่าย และ

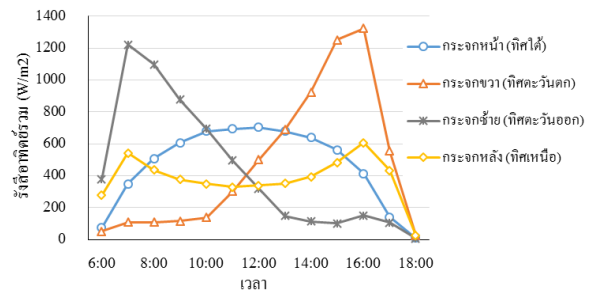
ตอนที่ขึง กระดาษหน้าซึ่งมีมุมเอียงมากที่สุดจะได้รับรังสีอาทิตย์มากที่สุด

ตารางที่ 3 สมบัติทางแสงของฟิล์มชนิดต่างๆทดสอบโดย Spectrophotometer ตามมาตรฐาน ISO 9050

ชนิดฟิล์ม	ความเข้มแสง	สมบัติทางแสง		
		α (%)	τ (%)	SHGC
ฟิล์มกรองแสง	10%	29.22	64.01	0.73
	40%	35.55	56.45	0.68
	50%	29.95	63.33	0.73
	60%	45.45	47.66	0.62
	80%	52.45	41.20	0.58
ฟิล์มกรองแสงกันความร้อน	25%	27.59	51.98	0.603
	35%	26.91	51.37	0.596
	40%	46.90	35.90	0.501
	75%	65.61	21.51	0.414
	85%	69.85	14.27	0.365
ฟิล์มนิรภัยกรองแสงกันความร้อน	95%	72.68	15.58	0.366
	60%	53.25	37.88	0.547
	65%	61.66	26.55	0.456
	70%	59.17	33.11	0.519
	80%	65.43	22.31	0.431
ฟิล์มนิรภัยกรองแสงกันความร้อน	85%	67.72	26.49	0.481
	95%	70.63	23.70	0.465
ไม่ติดฟิล์ม	-	10.05	82.61	0.854



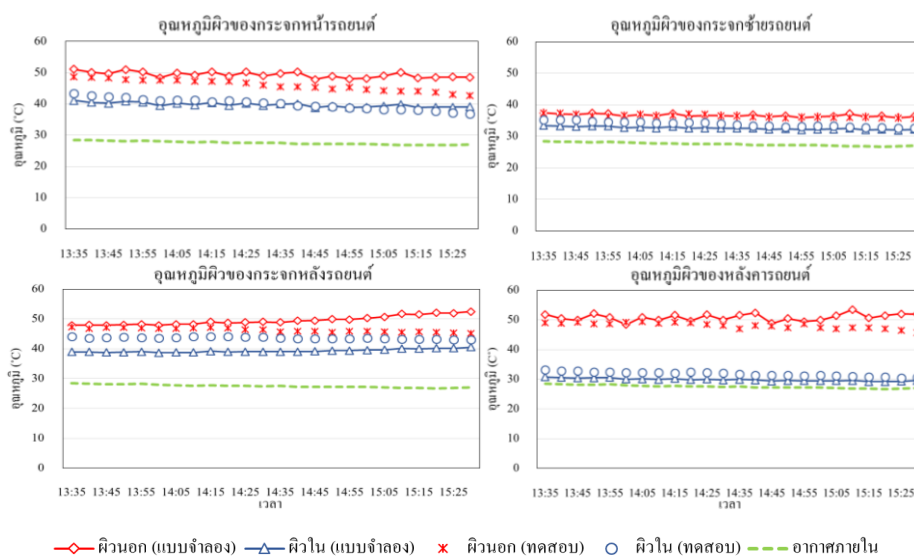
รูปที่ 4 ปริมาณรังสีอาทิตย์ในแนวราบและอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม



รูปที่ 5 ปริมาณรังสีอาทิตย์ที่ตกกระทบกระจกรถยนต์

3.2 ผลการทดสอบแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

อุณหภูมิผิวด้านในและอุณหภูมิผิวด้านนอกของผนังด้านต่างๆ ที่ได้จากการทดสอบเปรียบเทียบกับแบบจำลองได้ผลดังแสดงในรูปที่ 6 จากการเปรียบเทียบพบว่าค่าที่ได้จากแบบจำลองมีความแม่นยำในระดับที่ยอมรับได้



รูปที่ 6 การเปรียบเทียบอุณหภูมิผิวในและผิวนอกที่ได้จากการทดลองและแบบจำลอง

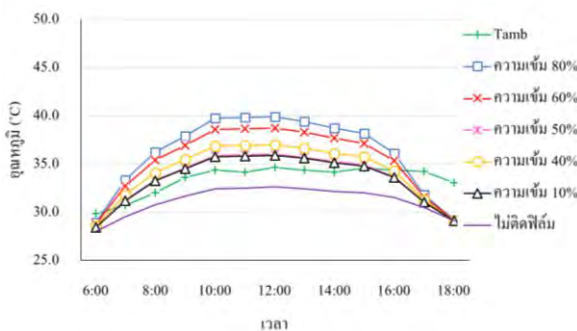
โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนต่ำที่สุดเท่ากับ 1.10% และค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยประมาณ 7.0% ความคลาดเคลื่อนดังกล่าวอาจเป็นผลมาจากแบบจำลองที่พิจารณาไม่ได้พิจารณาการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการแผ่รังสีระหว่างผนังด้วยกันเอง จึงทำให้ผลที่ได้มีค่าความคลาดเคลื่อนเกิดขึ้น

3.3 ผลการศึกษาสมรรถนะเชิงอุณหภาพของฟิล์ม

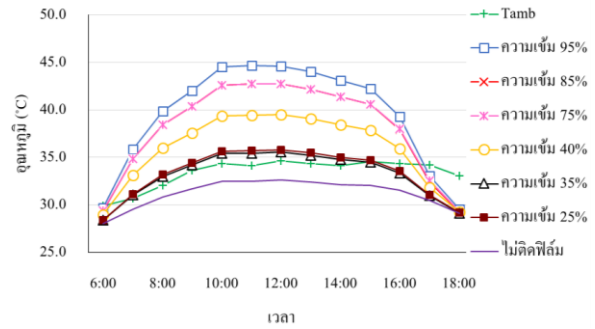
3.3.1 อุณหภูมิผิวในของกระบอกบานหน้า

จากผลการศึกษาซึ่งแสดงในรูปที่ 7 พบว่าการติดฟิล์มกรองแสงที่มีความเข้มแสง 80% จะส่งผลให้อุณหภูมิผิวในของกระบอกมีค่าสูงที่สุดเมื่อเทียบกับการติดฟิล์มกรองแสงที่มีความเข้มแสงต่ำกว่าและไม่ติดฟิล์มกรองแสง เนื่องจากฟิล์มกรองแสงความเข้มแสง 80% มีค่าการดูดกลืนรังสีอาทิตย์มากที่สุดดังแสดงในตารางที่ 3 รองมา ได้แก่ ฟิล์มกรองแสงความเข้มแสง 60%, 50%, 40%, 10% และกรณีที่ไม่ติดฟิล์มกรองแสงตามลำดับ สำหรับกรณีฟิล์มกรองแสงกันความร้อนและฟิล์มนิรภัยกรองแสงกันความร้อนจะส่งผลให้อุณหภูมิผิวในของกระบอกสูงขึ้นทำนองเดียวกันกับการติดฟิล์มกรองแสงธรรมดา ดังรูปที่ 8 และรูปที่ 9

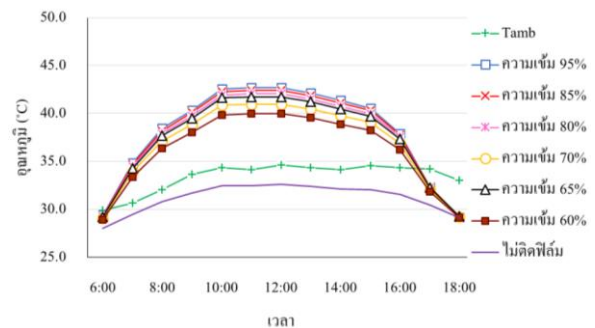
เมื่อเปรียบเทียบกันทุกกรณีพบว่าในกรณีที่ติดฟิล์มมีค่าอุณหภูมิผิวต่ำที่สุด รองลงมาคือ กรณีติดฟิล์มกรองแสงกันความร้อน กรณีติดฟิล์มนิรภัยกรองแสงกันความร้อน และกรณีติดฟิล์มกรองแสงธรรมดา (ที่ระดับความเข้มแสงเดียวกัน) ตามลำดับ



รูปที่ 7 อุณหภูมิผิวในของกระบอกบานหน้า กรณีติดฟิล์มกรองแสงและรถยนต์จอดหันหน้าไปทางทิศใต้



รูปที่ 8 อุณหภูมิผิวในของกระบอกบานหน้า กรณีติดฟิล์มกรองแสงกันความร้อนและรถยนต์จอดหันหน้าไปทางทิศใต้



รูปที่ 9 อุณหภูมิผิวในของกระบอกบานหน้า กรณีติดฟิล์มนิรภัยกรองแสงกันความร้อนและรถยนต์จอดหันหน้าไปทางทิศใต้

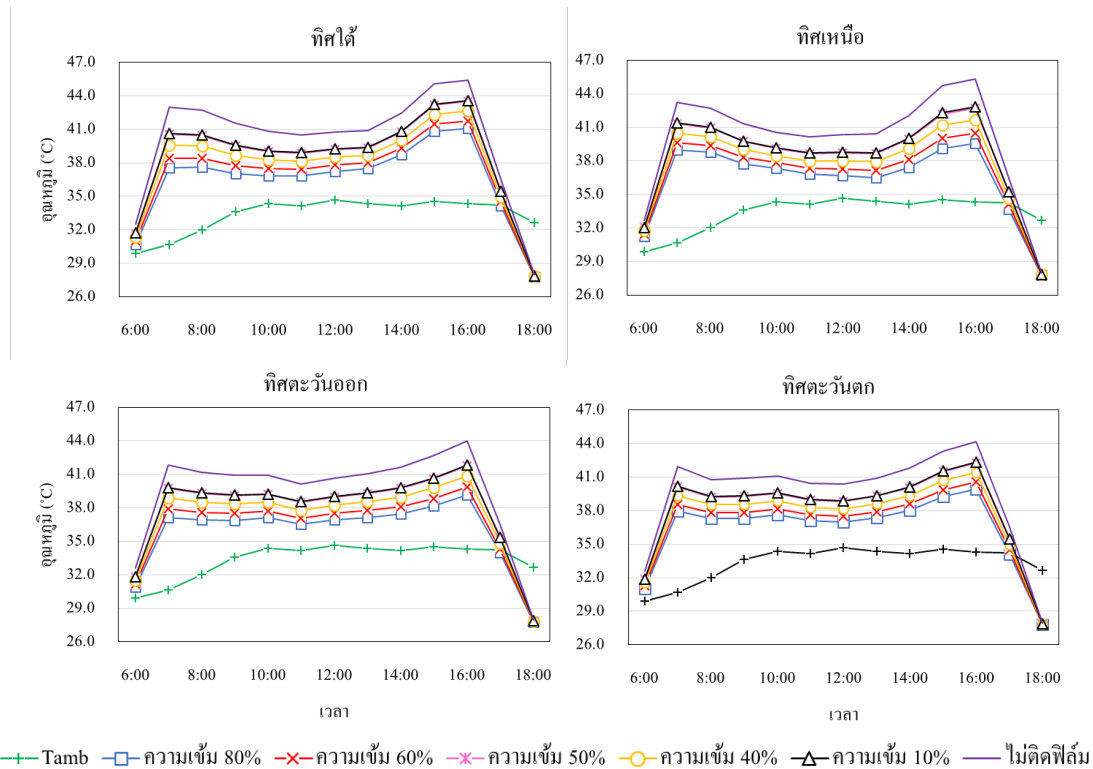
3.3.2 อุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ย

ผลการศึกษาพบว่ากรณีติดฟิล์มที่กระบอกบานหน้าจะทำให้อุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยที่ตำแหน่งคนขับมีค่าต่ำกว่ากรณีไม่ติดฟิล์ม แต่จะสูงกว่าอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม ดังแสดงในรูปที่ 10 ถึงรูปที่ 12 เมื่อพิจารณากรณีติดฟิล์มแต่ละชนิดพบว่าฟิล์มที่มีความเข้มแสงสูงจะช่วยให้อุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยต่ำลงและระดับความเข้มแสงที่ทำให้อุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยต่ำที่สุดกรณีติดฟิล์มกรองแสง กรณีติดฟิล์มกรองแสงกันความร้อนและกรณีติดฟิล์มนิรภัยกรองแสงกันความร้อน ได้แก่ ความเข้มแสง 80%, 85% และ 80% ตามลำดับ

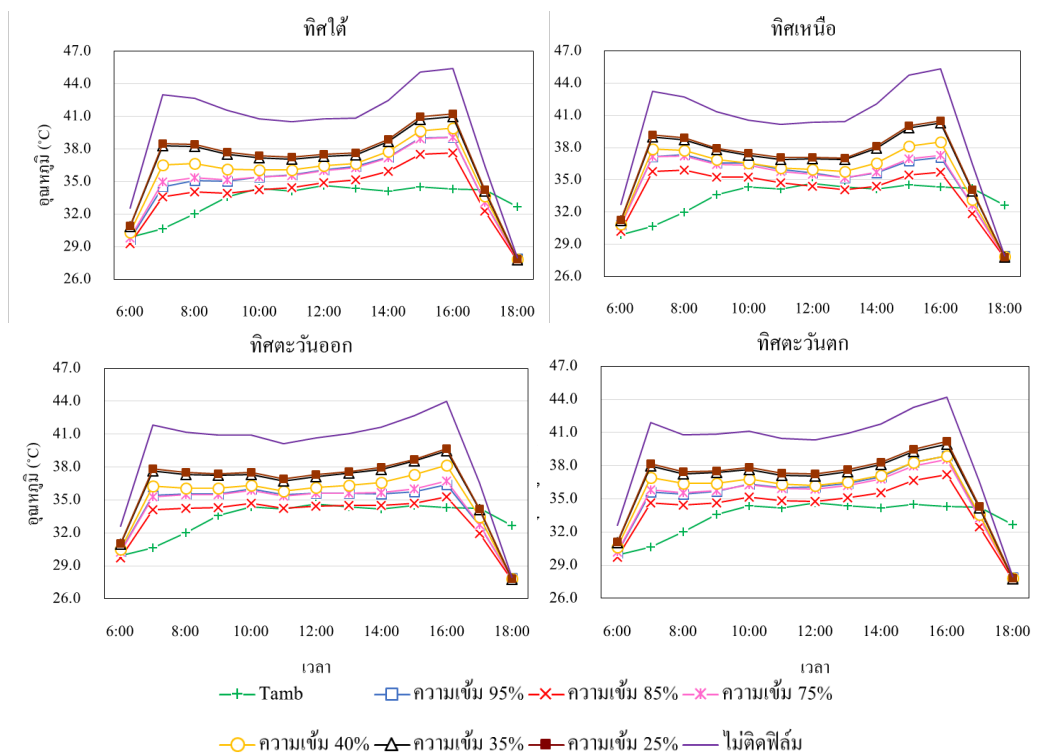
เมื่อเปรียบเทียบทุกกรณีพบว่ากรณีติดฟิล์มกรองแสงกันความร้อนจะมีค่าอุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยที่ตำแหน่งคนขับต่ำสุด กรณีติดฟิล์มนิรภัยกรองแสงกันความร้อน

และฟิล์มกรองแสงจะมีค่าสูงขึ้น (ที่ระดับความเข้มแสงเดียวกัน) ตามลำดับ ส่วนกรณีที่ไม่ติดฟิล์มจะมีค่าสูงสุด

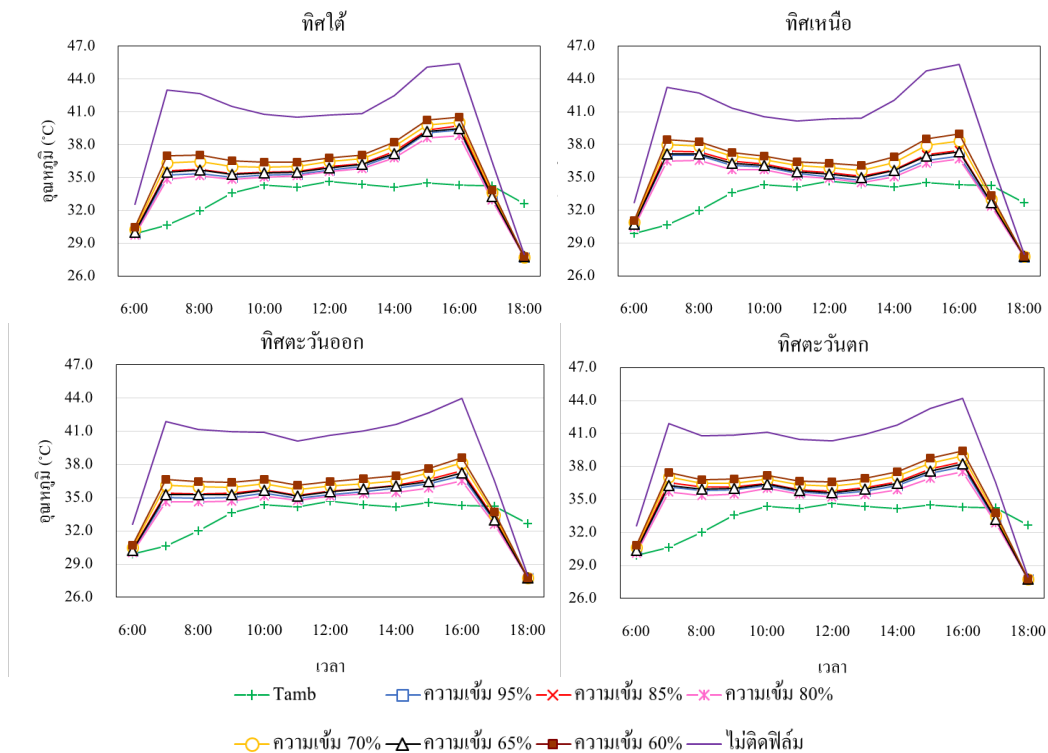
และจากผลการศึกษายังพบว่า การหันหน้ารถยนต์ไปในทิศทางต่างๆ จะมีผลต่ออุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยน้อยมาก



รูปที่ 10 อุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ย กรณีติดฟิล์มกรองแสงและรถยนต์จอดหันหน้าไปในทิศทางต่างๆ



รูปที่ 11 อุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ย กรณีติดฟิล์มกรองแสงกันความร้อนและรถยนต์จอดหันหน้าไปในทิศทางต่างๆ



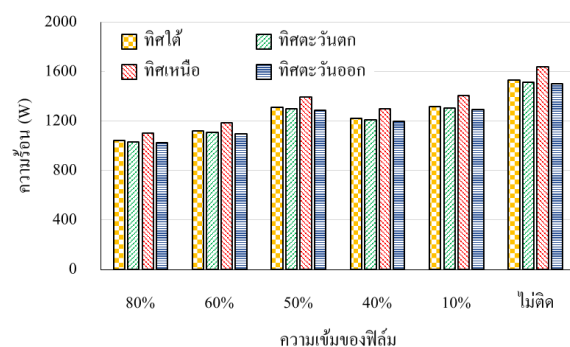
รูปที่ 12 อุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ย กรณีติดฟิล์มนิรภัยกรองแสงกันความร้อนและรถยนต์จอดหันหน้าไปในทิศทางต่างๆ

3.3.3 ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทเข้าสู่ห้องโดยสาร

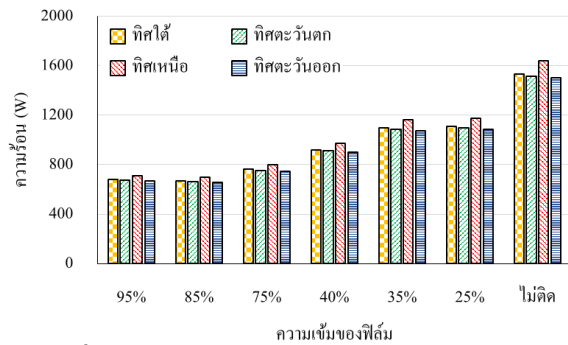
การประเมินปริมาณความร้อนจากรังสีอาทิตย์ที่ถ่ายเทผ่านกระจกเข้าสู่ห้องโดยสารเฉลี่ยในช่วง 6.00 น. ถึง 18.00 น. พบว่าเมื่อติดฟิล์มที่มีความเข้มแสงน้อยหรือไม่ติดฟิล์ม ปริมาณความร้อนที่ผ่านกระจกเข้าสู่ห้องโดยสารมีค่ามากกว่ากรณีติดฟิล์มที่มีระดับความเข้มแสงมาก เนื่องจากมีค่าการส่องผ่านรังสีอาทิตย์สูงกว่า ทำให้รังสีอาทิตย์ผ่านทะลุฟิล์มดีกว่า

รถยนต์ที่จอดหันหน้าไปทางทิศเหนือจะมีปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทเข้าสู่ห้องโดยสารเฉลี่ยสูงที่สุด เนื่องจากวันดังกล่าว (3 มิถุนายน 2557) ดวงอาทิตย์มีการโคจรอ้อมเหนือเล็กน้อย ทำให้กระจกหน้าซึ่งมีพื้นที่และความลาดเอียงสูงได้รับรังสีอาทิตย์สูงเกือบตลอดทั้งวัน และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างกรณีติดฟิล์มชนิดต่างๆ กับกรณีไม่ติดฟิล์ม ดังรูปที่ 13 ถึงรูปที่ 15 พบว่ารถยนต์ที่ไม่ติดฟิล์มจะมีปริมาณความร้อนที่เข้าสู่ห้องโดยสารมากที่สุด ซึ่งสูงถึง 1,638 W เมื่อนำมาเปรียบเทียบกับกรณีติดฟิล์มกรองแสงฟิล์มกรองแสงกันความร้อนและฟิล์มนิรภัยกรองแสงกัน

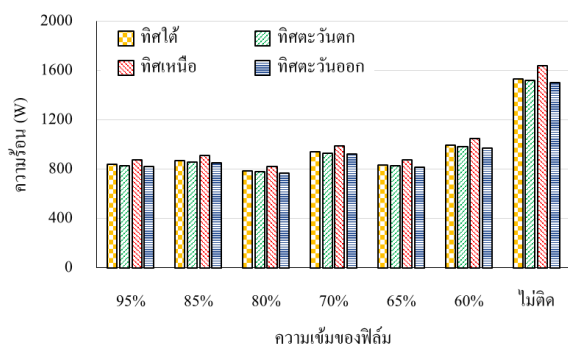
ความร้อนในระดับความเข้มแสงที่สามารถกันความร้อนได้ดีที่สุดคือ 80%, 85% และ 80% ตามลำดับ พบว่าปริมาณความร้อนที่ผ่านกระจกเข้าสู่ห้องโดยสารมีค่าลดลงถึง 534 W, 940 W และ 815 W ตามลำดับ ซึ่งคิดเป็น 33%, 57% และ 50% ตามลำดับ



รูปที่ 13 อัตราความร้อนเฉลี่ยที่ผ่านกระจกติดฟิล์มกรองแสงเข้าสู่ห้องโดยสารเวลา 06.00-18.00 น. เมื่อรถยนต์หันหน้าไปในทิศทางต่างๆ



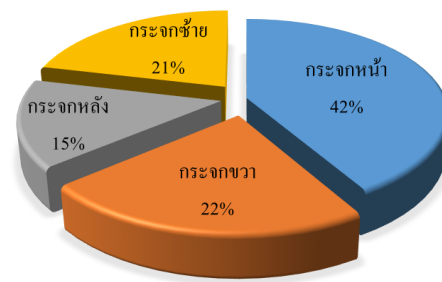
รูปที่ 14 อัตราความร้อนเฉลี่ยที่ผ่านกระจกติดฟิล์ม
กรองแสงกันความร้อนเข้าสู่ห้องโดยสารเวลา
06.00-18.00 น. เมื่อรถยนต์หันหน้าไปในทิศทางต่างๆ



รูปที่ 15 อัตราความร้อนเฉลี่ยที่ผ่านกระจกติดฟิล์ม
นิรภัยกรองแสงกันความร้อนเข้าสู่ห้องโดยสารเวลา
06.00-18.00 น. เมื่อรถยนต์หันหน้าไปในทิศทางต่างๆ

3.3.4 สัดส่วนความร้อนที่ผ่านกระจก

เมื่อพิจารณาสัดส่วนความร้อนที่ผ่านกระจกแต่ละด้านตลอดช่วงเวลา 06.00 น. ถึง 18.00 น. ดังแสดงในรูปที่ 16 พบว่าฟิล์มทุกชนิดมีความร้อนที่ผ่านกระจกหน้าเข้าสู่ห้องโดยสารมีสัดส่วนมากที่สุด โดยมีสัดส่วน 42% ส่วนกระจกซ้าย กระจกขวา มีสัดส่วนใกล้เคียงกัน และกระจกหลังมีสัดส่วนน้อยที่สุดทั้งกรณีรถยนต์จอดหันหน้าไปทางทิศใต้ ทิศตะวันตก ทิศเหนือ ทิศตะวันออก เนื่องจากกระจกหน้ามีความลาดเอียงมากที่สุดจึงทำให้รังสีอาทิตย์ตกกระทบในปริมาณมากกว่ากระจกด้านอื่นๆ



รูปที่ 16 สัดส่วนความร้อนที่ผ่านกระจกด้านต่างๆ
เข้าสู่ห้องโดยสารเฉลี่ยทุกทิศทาง

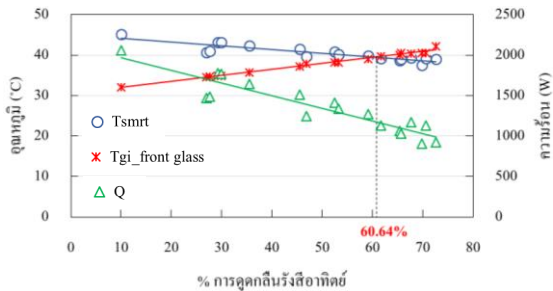
3.3.5 สมรรถนะเชิงอุณหภูมิของฟิล์ม

เมื่อศึกษาสมบัติต่างๆของฟิล์มคือ ค่าการดูดกลืนรังสีอาทิตย์ และค่าการสะท้อนรังสีอาทิตย์ ผลการศึกษา พบว่าการติดฟิล์มที่มีค่าการดูดกลืนรังสีอาทิตย์ต่ำ จะทำให้อุณหภูมิผิวในของกระจกมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ย เมื่อค่าการดูดกลืนรังสีเพิ่มขึ้นอุณหภูมิผิวในของกระจกเพิ่มขึ้น ในทางกลับกันอุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยและปริมาณความร้อนที่เข้าสู่ห้องโดยสารมีค่าลดลง โดยอุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยจะมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิผิวในของกระจกเมื่อเปอร์เซ็นต์ของค่าการดูดกลืนรังสีมากกว่าหรือเท่ากับ 60.64% ดังรูปที่ 17

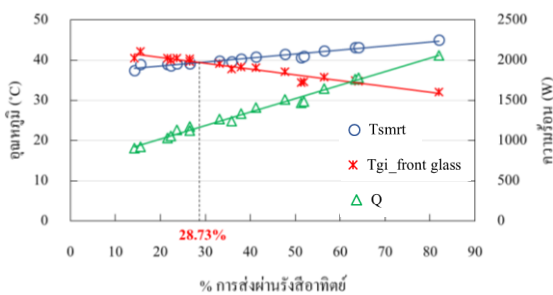
เมื่อพิจารณาอิทธิพลของค่าการส่องผ่านรังสีอาทิตย์ของฟิล์ม ในรูปที่ 18 พบว่าเมื่อค่าการส่องผ่านรังสีเพิ่มขึ้นจะส่งผลให้อุณหภูมิผิวในของกระจกลดลง แต่อุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยและปริมาณความร้อนที่เข้าสู่ห้องโดยสารมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งอุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยจะมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิผิวในของกระจกหากค่าการส่องผ่านรังสีน้อยกว่าหรือเท่ากับ 28.73%

แต่เมื่อพิจารณาค่า SHGC ของฟิล์มชนิดต่างๆแล้วพบว่า เมื่อค่า SHGC ของฟิล์มเพิ่มขึ้น อุณหภูมิผิวในของกระจกจะลดลง ดังรูปที่ 19 ในขณะที่อุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยและปริมาณความร้อนที่เข้าสู่ห้องโดยสารเพิ่มขึ้น โดยที่อุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยจะมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิผิวในของกระจกที่ค่า SHGC ต่ำกว่า 0.47

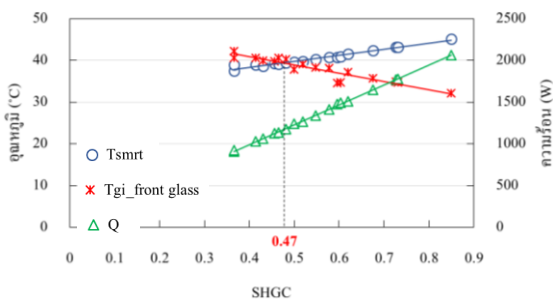
ฟิล์มที่มีค่าการดูดกลืนรังสีมากกว่าหรือเท่ากับ 60.64% ค่าการส่งผ่านรังสีน้อยกว่า 28.73% และค่า SHGC ต่ำกว่า 0.47 ได้แก่ ฟิล์มกรองแสงกันความร้อนที่มีความเข้มแสง 75%, 85%, 95% และฟิล์มนิรภัยกรองแสงกันความร้อนที่มีความเข้มแสง 65%, 80%, 85% และ 95% ซึ่งเป็นฟิล์มที่ถือว่ามีประสิทธิภาพทางความร้อนอยู่ในเกณฑ์ดี



รูปที่ 17 อิทธิพลของค่าการดูดกลืนรังสีอาทิตย์ต่ออุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ย อุณหภูมิผิวในของกระจกและปริมาณความร้อนที่เข้าสู่ห้องโดยสาร



รูปที่ 18 อิทธิพลของการส่งผ่านรังสีอาทิตย์ต่ออุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ย อุณหภูมิผิวในของกระจกและปริมาณความร้อนที่เข้าสู่ห้องโดยสาร



รูปที่ 19 อิทธิพลของค่า SHGC ต่ออุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ย อุณหภูมิผิวในของกระจกและปริมาณความร้อนที่เข้าสู่ห้องโดยสาร

4. สรุป

ผลการศึกษา พบว่าการติดฟิล์มที่มีความเข้มแสงต่ำจะทำให้อุณหภูมิผิวด้านในของกระจกต่ำกว่ากรณีติดฟิล์มที่มีความเข้มแสงสูง การติดฟิล์มกรองแสงกันความร้อนจะทำให้อุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยและปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทเข้าสู่ห้องโดยสารมีค่าต่ำสุด รองลงมาได้แก่ ฟิล์มนิรภัยกรองแสงกัน ความร้อน และฟิล์มกรองแสงตามลำดับ ฟิล์มกรองแสงกันความร้อนจะช่วยลดอุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยได้สูงสุด 6.8 °C และลดปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทเข้าสู่ห้องโดยสารได้ถึง 57% เมื่อเปรียบเทียบกับกรณีไม่ติดฟิล์ม ซึ่งปริมาณความร้อนที่เข้าสู่ห้องโดยสารนั้นเกิดจากการถ่ายเทความร้อนผ่านกระจกบานหน้ามากที่สุด โดยสูงถึง 42% ของปริมาณความร้อนทั้งหมดที่ถ่ายเทผ่านกระจกเข้าสู่ห้องโดยสาร อย่างไรก็ตาม ระดับความเข้มแสงของฟิล์มเป็นอีกหนึ่งปัจจัยที่มีผลต่อปริมาณความร้อนที่เข้าสู่ภายใน โดยฟิล์มที่มีความเข้มแสงสูงมีแนวโน้มในการลดปริมาณความร้อนและอุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยได้ดีกว่าฟิล์มความเข้มแสงต่ำ

ดังนั้นจากผลการศึกษาทั้งหมด พบว่า ฟิล์มที่ดีที่ทำให้อุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยภายในต่ำกว่าอุณหภูมิผิวด้านในของกระจกติดฟิล์มและมีปริมาณความร้อนเข้าสู่ห้องโดยสารต่ำ ควรมีค่าการดูดกลืนรังสีอาทิตย์มากกว่าหรือเท่ากับ 60.64% และค่าการส่งผ่านรังสีอาทิตย์น้อยกว่าหรือเท่ากับ 28.73% ซึ่งเป็นการยากที่จะสรุปสมรรถนะเชิงคุณภาพของฟิล์มกับสมบัติอย่างใดอย่างหนึ่งได้อย่างชัดเจน เนื่องจากต้องพิจารณาทั้งสองค่า แต่หากพิจารณาเฉพาะค่า SHGC เพียงอย่างเดียว ฟิล์มที่ดีควรมีค่า SHGC ต่ำกว่า 0.47

5. กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบพระคุณ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ที่สนับสนุนทุนวิจัยนี้

เอกสารอ้างอิง

- [1] ประยุทธ์ ทองนิมิตร (2531). การประหยัดพลังงานในระบบปรับอากาศของรถโดยสารปรับอากาศ 45 ที่นั่ง, รายงานการศึกษาพิเศษสาขาเทคโนโลยีการจัดการพลังงาน มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี กรุงเทพมหานคร.
- [2] Marcos, D., Pino, F.J., Bordons, C., and Guerra, J.J. (2014). The Development and Validation of a Thermal Model for the Cabin of a Vehicle, Applied Thermal Engineering, vol. 66, March 2014, pp. 646–656.
- [3] รัชชชัย ศรีศิลป์โสภณ และจิรวรรณ เตียรสุวรรณ (2549). อิทธิพลของฟิล์มกรองแสงต่ออุณหภูมิเฉลี่ยพื้นผิวโดยรอบที่เกิดจากการแผ่รังสีในห้องโดยสารรถยนต์, วารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ ฉบับที่ 13(3) หน้า 43-51.
- [4] International Organization for Standardization (2003), Glass in Building – Determination of Light Transmittance, Solar Direct Transmittance, Total Solar Energy Transmittance, Ultraviolet Transmittance and Related Glazing Factors (ISO 9050), 2nd edition, ISO Copyright Office, Geneva, Switzerland, pp. 1-27.
- [5] Welty, J.R., Wicks, C.E., Wilson, R.E. and Rorrer, G.L. (2007). Fundamentals of Momentum, Heat, and Mass Transfer, 5th edition, John Wiley & Sons, New York.
- [6] Chirattananon, S. (2005). Building for Energy Efficiency, Asian Institute of Technology, Thailand.
- [7] Khamporn, N. and Chaiyapinunt, S. (2014). An Investigation on the Human Thermal Comfort from a Glass Window, Engineering Journal, vol. 18, no. 1, January 2014, pp. 25–43.
- [8] Kubaha, K. (2005). Asymmetric Radiant Fields and Human Thermal Comfort, The Degree of Doctor of Philosophy Institute of Energy and Sustainable Development De Montfort University, Leicester.

ภาคผนวก

ตัวอย่างการคำนวณของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

กรณีรถยนต์จอดหันหน้าไปทางทิศตะวันตก
ที่ตำแหน่งละติจูด 13.66 องศาเหนือ ลองจิจูด 100.43 องศา
ตะวันออก เวลา 15.00 น. และติดฟิล์มกรองแสงกันความร้อน
ที่ระดับความเข้มแสง 85 % อ้างอิงข้อมูลสภาพอากาศ
ของวันที่ 3 เดือนมิถุนายน พ.ศ. 2557 ณ สถานีวัดสภาพ
อากาศ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี วิทยา
เขตบางขุนเทียน

ข้อมูลสภาพอากาศและสมบัติต่างๆของกระจกติดฟิล์ม

ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน, $k = 0.92 \frac{W}{mK}$

ค่าการแผ่รังสีด้านนอก, $\varepsilon_{go} = 0.88$

ค่าการแผ่รังสีด้านใน, $\varepsilon_{gi} = 0.90$

ค่าการดูดกลืนรังสี, $\alpha_g = 69.85 \%$

ค่าการสะท้อนรังสีอาทิตย์, $\rho_g = 15.88 \%$

ค่าการส่งผ่านรังสีอาทิตย์, $\tau_g = 14.27 \%$

อุณหภูมิบรรยากาศภายนอก, $T_a = 34.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$

อุณหภูมิบรรยากาศภายใน, $T_{sky} = 38.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$

อุณหภูมิบรรยากาศภายใน, $T_i = 26 \text{ }^{\circ}\text{C}$

ความเร็วลมเฉลี่ยภายนอก, $V_{ao} = 1.5 \frac{m}{s}$

ความเร็วลมเฉลี่ยภายใน, $V_{ai} = 0.5 \frac{m}{s}$

ฟลักซ์รังสีตรงในแนวราบ, $I_b = 803.9 \frac{W}{m^2}$

ฟลักซ์รังสีกระจายในแนวราบ, $I_d = 65.9 \frac{W}{m^2}$

มุมเอียงของกระจกหน้า, $\beta = 35^{\circ}$

ฟลักซ์รังสีอาทิตย์ที่ตกกระทบกระจกหน้า,

$$I_{\theta} = 1,276.98 \frac{W}{m^2}$$

การคำนวณอุณหภูมิผิวในและผิวนอกของกระจกหน้า

จากสมการที่ 5

$$\begin{bmatrix} \left(\alpha_{io} + \frac{T_a}{R_1} + \frac{T_{sky}}{R_2} \right) \\ \left(\frac{1}{R_4} + \frac{1}{R_5} \right) T_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{go} \\ T_{gi} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} \right) & -\left(\frac{1}{R_3} \right) \\ -\left(\frac{1}{R_3} \right) & \left(\frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4} + \frac{1}{R_5} \right) \end{bmatrix}$$

เมื่อ $R_1 = \frac{1}{h_{co}}, \quad R_3 = \frac{\Delta x}{k}, \quad R_4 = \frac{1}{h_{ci}}$

$$R_2 = \frac{1}{F_s \varepsilon_{go} \sigma (T_{go} + T_{sky}) (T_{go}^2 + T_{sky}^2)}$$

$$R_5 = \frac{1}{F_s \varepsilon_{gi} \sigma (T_{gi} + T_i) (T_{gi}^2 + T_i^2)}$$

สมมติอุณหภูมิผิวกระจกด้านในและด้านนอก

$$T_{gi} = 45 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad T_{go} = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

คำนวณการพาความร้อนที่ผิวกระจกด้านนอก

จาก $h_{co} = Nu \left(\frac{k}{L} \right)$

เมื่อ Nu คือ Nusselt Number และ L คือ Characteristic length ของพื้นที่ โดยที่ Nu สามารถคำนวณได้ดังนี้

กรณีการไหลของอากาศเป็นแบบราบเรียบ (Laminar)

$$Nu = 0.664 \times Re^{1/2} \times Pr^{1/3}; \quad Re < 2 \times 10^5$$

กรณีการไหลของอากาศเป็นแบบปั่นป่วน (Turbulent)

$$Nu = 0.036 \times Re^{4/5} \times Pr^{1/3}; \quad Re < 3 \times 10^5$$

เมื่อ Re คือ Reynolds number, Pr คือ Prandtl number

สมบัติต่างๆ ของอากาศที่อุณหภูมิ 34.5 °C มีดังนี้

ค่าการนำความร้อน (k) = 0.0257 W/mK

ความหนาแน่น (ρ) = 1.1472 kg/m³

ความหนืด (ν) = 1.5818 × 10⁻⁵ Pa·s

$$Pr = 0.7182, \quad \frac{g\beta}{\nu^2} = 9.2556 \times 10^7$$

$$L = \frac{1(1.27)}{2(1+1.27)} = 0.280 \text{ m}$$

เมื่อ $Re = \frac{\rho V_{ao} L}{\mu} = 2.3139 \times 10^4 \quad (Re < 2 \times 10^5)$

โดยที่ μ คือ ค่าความหนืดสัมบูรณ์

ดังนั้น $Nu = 0.664 \times Re^{1/2} \times Pr^{1/3} = 90.4539$

$$R_1 = \frac{1}{h_{co}} = 0.1049 \frac{m^2 K}{W}$$

คำนวณค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีที่ผิวกระจกด้านนอก

$$R_2 = \frac{1}{F_s \varepsilon_{go} \sigma (T_{go} + T_{sky}) (T_{go}^2 + T_{sky}^2)} = 0.1728 \frac{m^2 K}{W}$$

คำนวณค่าการนำความร้อนของกระจกติดฟิล์ม

$$R_3 = \frac{\Delta x}{k} = 0.0937 \frac{m^2 K}{W}$$

คำนวณการพาความร้อนที่ผิวกระจกด้านใน ที่ผิวกระจกด้านในถือว่ามีการพาความร้อนแบบธรรมชาติ ใช้สมการ Nu สำหรับกรณีพื้นผิวแนวดิ่งในการคำนวณดังนี้

$$Nu = 0.0825 + \left[\frac{0.087 \times Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right]^2; \quad Ra > 10^9$$

$$Nu = 0.68 + \frac{0.387 \times Ra^{1/4}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{4/9}}; \quad Ra < 10^9$$

เมื่อ Ra คือ Rayleigh number

สมบัติของอากาศที่อุณหภูมิ 26 °C

$$k = 0.0251, \quad \rho = 1.1798, \quad \nu = 1.5051 \times 10^{-5},$$

$$Pr = 0.7195, \quad \frac{g\beta}{\nu^2} = 1.0481 \times 10^8$$

จะได้

$$Ra = \frac{g\beta T}{\nu^2} \Delta T (L_L)^3 Pr = 2.0813 \times 10^7 \quad (Ra < 10^9)$$

$$Nu = 0.68 + \frac{0.387 \times Ra^{1/4}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{4/9}} = 35.4657$$

$$R_4 = \frac{1}{h_{ci}} = 0.2741 \frac{m^2 K}{W}$$

คำนวณค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีที่ผิวกระจกด้านใน

$$R_5 = \frac{1}{F_s \varepsilon_{gi} \sigma (T_{gi} + T_i) (T_{gi}^2 + T_i^2)} = 0.1667 \frac{m^2 K}{W}$$

การแก้เมตริกซ์หาค่าอุณหภูมิผิว โดยกำหนดให้

$$A = \begin{bmatrix} \alpha_{I_{\theta}} + \frac{T_a}{R_1} + \frac{T_{sky}}{R_2} \\ \left(\frac{1}{R_4} + \frac{1}{R_5} \right) \end{bmatrix}, \quad X = \begin{bmatrix} T_{go} \\ T_{gi} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} \right) & -\left(\frac{1}{R_3} \right) \\ -\left(\frac{1}{R_3} \right) & \left(\frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4} + \frac{1}{R_5} \right) \end{bmatrix}$$

$$X = B/A \quad \text{จะได้} \quad T_{go}' = 77.25 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$T_{gi}' = 52.92 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

เปรียบเทียบค่า T_{gi} และ T_{gi}' , T_{go} และ T_{go}' โดย
การนำ T_{go} และ T_{gi} ที่คำนวณได้เปรียบเทียบกับ T_{go} และ
 T_{gi} ที่สมมติในขั้นตอนแรกจะได้

$$T_{go} = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad T_{go}' = 77.25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{gi} = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad T_{gi}' = 52.92 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

จากผลการเปรียบเทียบจะเห็นว่า T_{gi} และ T_{gi}' , T_{go} และ
 T_{go}' มีค่าไม่เท่ากัน ดังนั้นจึงต้องทำการคำนวณซ้ำ โดยใช้
ค่า $T_{gi} = T_{gi}'$ และ $T_{go} = T_{go}'$ จนกระทั่งได้ค่า
 $T_{gi} = T_{gi}'$ และ $T_{go} = T_{go}'$ พบว่าต้องคำนวณซ้ำถึง 5
ครั้ง จึงได้ผลต่างระหว่าง T_{gi} และ T_{gi}' , T_{go} และ T_{go}' ต่ำ
กว่า $0.05 \text{ }^{\circ}\text{C}$ จะได้

$$T_{go} = 75.23 \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad T_{gi} = 51.33 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

การคำนวณฟลักซ์ความร้อนที่ผ่านกระจกหน้า

นำ T_{gi} และ T_{go} มาใช้ในการคำนวณฟลักซ์ความร้อน
ที่ถ่ายเทผ่านกระจกเข้าสู่ห้องโดยสารด้วยรูปแบบต่างๆ
ดังนี้

ฟลักซ์ความร้อนที่เกิดจากการส่งผ่านรังสีอาทิตย์ (Q_{tran})

$$Q_{tran} = I_{to} \tau = 231.43 \frac{W}{m^2}$$

ฟลักซ์ความร้อนที่เกิดจากการแผ่รังสีจากผิวในของกระจก
ติดฟิล์ม (Q_{radi})

$$Q_{radi} = \frac{(T_{gi} - T_{in})}{R_5} = 199.19 \frac{W}{m^2}$$

ฟลักซ์ความร้อนที่เกิดจากการพาความร้อนจากผิวในของ
กระจกติดฟิล์ม (Q_{convi})

$$Q_{convi} = \frac{(T_{gi} - T_{in})}{R_4} = 125.99 \frac{W}{m^2}$$

ฟลักซ์ความร้อนรวมที่ถ่ายเทผ่านกระจกหน้าเข้าสู่ห้อง
โดยสาร (Q_{in})

$$Q_{in} = Q_{tran} + Q_{radi} + Q_{convi} = 556.61 \frac{W}{m^2}$$