

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

ระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากเพดาน  
CEILING TYPE RADIANT COOLING SYSTEM



นายธนกร ว่องวิญญู  
นายพนต ตรียะประเสริฐพร

๗๖  
๖๒๓๑๖  
๑๕๕๘

เลขหมู่.....  
เลขทะเบียน..... 62354  
วัน,เดือน,ปี..... 16 ส.ค. 2549

๖..... ๒๕๔๙  
1.....

ปริญญาานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต  
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
ปีการศึกษา 2548

ระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากเพดาน  
CEILING TYPE RADIANT COOLING SYSTEM



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต  
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
ปีการศึกษา 2548

ปริญญานิพนธ์ปีการศึกษา 2548

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

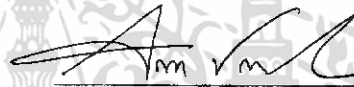
คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง ระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากเพดาน

**Ceiling Type Radiant Cooling System**

ผู้จัดทำ

1. นายชนากร ว่องวิญญู รหัสประจำตัว 45010325
2. นายนพดล ศิริยะประเสริฐพร รหัสประจำตัว 45010369



(ผศ. ดร. จินดา เจริญพรพาณิชย์)

อาจารย์ที่ปรึกษา



## ระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากเพดาน

นายชนากร ว่องวิญญู 45010325

นายนพตล ศรียะประเสริฐพร 45010369

ศศ. คร. จินดา เจริญพรพาณิชย์

ปีการศึกษา 2548

### บทคัดย่อ

ระบบปรับอากาศด้วยฝ้าเพดานทำความเย็นมีข้อดีหลายประการ เช่น เพิ่มระดับความสบายทางความร้อน ปราศจากเสียงรบกวน ลดภาระการทำความเย็นสูงสุด ให้ความสวยงามทางด้านสถาปัตยกรรม ลดปัญหาเชื้อโรคหรือสารปนเปื้อนในอากาศ และลดค่าก่อสร้างต่อชั้นของอาคาร ด้วยคุณสมบัติต่างๆ เหล่านี้ ระบบปรับอากาศด้วยฝ้าเพดานทำความเย็นจึงเป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่น่าสนใจ งานวิจัยนี้เป็น การศึกษาการออกแบบและเก็บผลการทดลอง การทำงานของระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากเพดาน โดยการจำลองฝ้าเพดานทำความเย็นเพื่อที่จะทดสอบระยะห่างระหว่างท่อทองแดงที่ระยะ 350 , 300 และ 250 มิลลิเมตร ซึ่งในการเก็บผลการทดลองเราสามารถทำได้โดยการให้อุณหภูมิน้ำเข้าที่พื้นผิวเพดาน และอัตราการไหลคงที่ อุณหภูมิของพื้นผิวเพดานที่ตำแหน่งต่างๆ 10 ตำแหน่ง เพื่อนำมาวิเคราะห์หาความสัมพันธ์ของการกระจายอุณหภูมิที่พื้นผิวเพดานทั่วทั้งแผ่นให้มีการกระจายของอุณหภูมิใกล้เคียงกันมากที่สุด เพื่อในการนำไปใช้งานในห้องทดลองจริง ห้องทดลองจะมีความเย็นสม่ำเสมอทั่วทั้งห้อง รวมทั้งหาความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิโอเปอเรทีฟ กับอัตราการไหลของน้ำที่เข้าห้องทดสอบเพื่อทำ เปรียบเทียบกับระบบการทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากพื้น ในกรณีไม่มีภาระจากแสงมากระทำกับ ห้องทดลอง และทำการทดลองหาอุณหภูมิน้ำเข้าเพดานที่ทำให้พื้นผิวเพดานเริ่มเกิดการควบแน่น ในกรณี ที่อัตราการไหลคงที่ ผลผลการทดลองพบว่า การกระจายของอุณหภูมิของพื้นผิวเพดาน โดยใช้เซ็นเซอร์ วัดตามตำแหน่งต่างๆ 10 ตำแหน่ง ปรากฏว่าที่ระยะห่างระหว่างท่อทองแดงที่ระยะ 250 มิลลิเมตร การ กระจายตัวของอุณหภูมิตั้งบนพื้นผิวเพดานสม่ำเสมอ จึงนำค่าระยะห่างนี้มาทำการออกแบบฝ้าเพดานทำ ความเย็นจริงบนห้องทดลอง ที่อัตราการไหลเดียวกันพบว่า อุณหภูมิโอเปอเรทีฟในระบบทำความ เย็นแบบแผ่รังสีจากเพดานทำความเย็น ได้ดีกว่าระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากพื้น 1 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิน้ำเข้าเพดานที่ 8 องศาเซลเซียส จะทำให้อุณหภูมิพื้นผิวเพดานเกิดการควบแน่น

## Ceiling Type Radiant Cooling System

Tanakom Wongwinyoo

Noppadol Treeyaprasertporn

Assist. Prof. Dr. Chinda Charoenphonphanich Advisor

### ABSTRACT

The air conditioning using cooling ceiling panel provides many advantages such as increase thermal comfort level without producing noises, lower peak cooling load, maintain architectural beauty, lessen germ or contaminant in the air, and reduce construction cost per floor of a building. With the above properties, the cooling ceiling system is, therefore, another interesting alternative for air conditioning system. In this research, ceiling type radiant cooling system was designed and experimented. Cooling ceiling was reproduced to test the appropriated space between copper tubes. The spaces are 350, 300 and 250 millimeters. The inlet cooling water temperature and flow rate was constant. The temperature of ten points on the ceiling was collected to consider the distribution of temperature on the ceiling and the temperature on the ceiling at each point should be nearly. The result from the experiment will be adopt and collected as the information for the testing room. Also, figure out the relationship between operative temperature and flow rate in testing room. This is to compare with floor type radiant cooling system in case of none of solar load. Then, in case of a constant supply flow rate, the supply temperature that causes condensation at the ceiling was determined. From the experiment, the 250 millimeters displacement was the best which the different of the temperature is within  $1^{\circ}\text{C}$ . This displacement was used to make the cooling ceiling in testing room. The operative temperature in case of radiant ceiling is lower than radiant floor about  $1^{\circ}\text{C}$  at the same flow rate of water supply. The condensation occurs when the supply temperature is lower than  $8^{\circ}\text{C}$ .

### กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จได้ด้วยความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา ผศ.ดร.จินดา เจริญพรพามิษฐ์ ที่ให้ความช่วยเหลือ ให้คำชี้แนะในการแก้ปัญหา ตลอดจนให้ความรู้และประสบการณ์ที่ดีแก่ข้าพเจ้า

ขอขอบพระคุณ กรรมการสอบหัวข้อและ โครงร่างปริญญาานิพนธ์ที่ได้กรุณาให้คำแนะนำ ตลอดจนข้อชี้แนะ จนในที่สุดทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลงได้

ขอขอบพระคุณ อาจารย์ มณฑล ใจกุลส ที่คอยให้คำปรึกษาและชี้แนะแนวทางในการออกแบบ ขนาดของปั้มน้ำในการติดตั้ง

ขอบคุณวิศวกรรุ่นพี่ นายเกียรติยศ ศีรรอด ที่คอยชี้แนะและให้ความรู้ความเข้าใจเกี่ยวกับระบบ การทำความเย็นแบบแผ่รังสี

สุดท้ายต้องขอบคุณ พี่เป่า, พี่โจ เพื่อนต้น, นิค, บอล, มู๋, แคน และเพื่อนๆ ในห้องปฏิบัติการทุกคน สำหรับความช่วยเหลือ และคำแนะนำดี ๆ

สำหรับคุณงามความดีอันใดที่เกิดจากปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้กับบิดา มารดา ซึ่งเป็นที่รักและเคารพยิ่ง ตลอดจนครูอาจารย์ที่เคารพทุกท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้และถ่ายทอด ประสบการณ์ที่ดีให้แก่ข้าพเจ้า

ธนากร ว่องวิญญู  
นพพล ศรียะประเสริฐพร



## สารบัญ

|  | หน้าที่ |
|--|---------|
| บทคัดย่อภาษาไทย  | I       |
| บทคัดย่อภาษาอังกฤษ   | II      |
| กิตติกรรมประกาศ  | III     |
| สารบัญ   | IV      |
| สารบัญตาราง  | VII     |
| สารบัญภาพ  | VIII    |
| บทที่ 1 บทนำ   |         |
| 1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา   | 1       |
| 1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์   | 2       |
| 1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์   | 2       |
| 1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ  | 2       |
| 1.5 วิธีการดำเนินงานวิจัย  | 3       |
| บทที่ 2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง  |         |
| 2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องต่อการทำความเย็น โดยการแผ่รังสีจากเพดานในต่างประเทศ | 4       |
| 2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องต่อการทำความเย็น โดยการแผ่รังสีจากเพดานในประเทศไทย  | 6       |
| บทที่ 3 ทฤษฎีและการคำนวณ   |         |
| 3.1 ลักษณะพื้นฐานของการปรับอากาศ   | 8       |
| 3.2 กระบวนการปรับอากาศ   | 8       |
| 3.2.1 อุณหภูมิ (Temperature)   | 8       |
| 3.2.2 ลักษณะของความร้อน  | 9       |
| 3.2.3 ความหนาแน่น (Density)  | 10      |
| 3.2.4 ความถ่วงจำเพาะ (Specific Gravity)                                      | 10      |
| 3.2.5 ปริมาตรจำเพาะ (Specific Volume)  | 10      |
| 3.2.6 ปริมาณความชื้นในอากาศ (Moisture Content of Air-Humidity)               | 10      |
| 3.2.6.1 ความชื้นจำเพาะ   | 10      |
| 3.2.6.2 ความชื้นสัมพัทธ์ (Relative Humidity, RH)                             | 10      |
| 3.2.7 อุณหภูมิจุดน้ำค้าง   | 11      |
| 3.3 การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer)  | 11      |

## สารบัญ (ต่อ)

|  | หน้าที่ |
|--|---------|
| 3.3.1 ลักษณะการถ่ายเทความร้อน  | 11      |
| 3.3.2 การนำความร้อน (Conduction)                                     | 11      |
| 3.3.3 การพาความร้อน (Convection)                                     | 12      |
| 3.3.4 การแผ่รังสีความร้อน (Radiation Heat Transfer)                  | 14      |
| 3.4 หลักความสบาย (Human Comfort)                                     | 14      |
| 3.4.1 อุณหภูมิโอเปอเรทีฟ (Operative Temperature)                     | 15      |
| 3.5 การออกแบบและการคำนวณ   | 16      |
| 3.5.1 ลักษณะและการทำงานของฝ้าเพดานโลหะทำความเย็น                     | 16      |
| 3.5.2 ข้อดีของระบบผนังแผ่รังสี                                       | 19      |
| 3.5.3 การแลกเปลี่ยนพลังงานการแผ่รังสีในพื้นที่ล้อมรอบปิด             | 20      |
| 3.5.4 การถ่ายเทความร้อน โดยการแผ่รังสี                               | 24      |
| 3.5.5 การนำความร้อนผ่านผนัง  | 27      |
| 3.5.6 การนำความร้อนผ่านผนังท่อทรงกระบอกกลม                           | 29      |
| 3.5.7 ความหนาวิกฤติของฉนวน   | 31      |
| 3.5.8 การคำนวณหาขนาดท่อทองแดง  | 32      |
| 3.5.9 การคำนวณหาการถ่ายเทความร้อน                                    | 33      |
| 3.5.9.1 อุณหภูมิน้ำเข้าอยู่ที่ 13 องศาเซลเซียส                       | 33      |
| 3.5.9.2 อุณหภูมิน้ำเข้าอยู่ที่ 11 องศาเซลเซียส                       | 34      |
| 3.5.9.3 อุณหภูมิน้ำเข้าอยู่ที่ 9 องศาเซลเซียส                        | 35      |
| 3.5.9.4 อุณหภูมิน้ำเข้าอยู่ที่ 8 องศาเซลเซียส                        | 36      |
| 3.5.10 การคำนวณหาอัตราการสูญเสียในท่อ (Friction Loss in Copper Tube) | 37      |
| 3.5.10.1 พลังงานสูญเสียหลัก  | 38      |
| 3.5.10.2 พลังงานสูญเสียรองที่เกิดขึ้นในข้อต่อ                        | 39      |
| 3.5.11 การคำนวณหาขนาดปั๊ม  | 41      |
| บทที่ 4 อุปกรณ์และขั้นตอนการทดลอง                                    |         |
| 4.1 อุปกรณ์การทดลองที่ใช้ในห้องทดสอบ                                 | 42      |
| 4.1.1 ห้องทดลอง  | 42      |
| 4.1.2 เซนเซอร์   | 43      |
| 4.1.3 อุปกรณ์วัดค่าอุณหภูมิโอเปอเรทีฟ                                | 44      |

## สารบัญ (ต่อ)

|  | หน้าที่ |
|--|---------|
| 4.1.4 ป้อนน้ำ  | 44      |
| 4.1.5 ท่อน้ำและข้อต่อต่างๆ                                     | 45      |
| 4.1.6 ฉนวนกันความร้อน  | 45      |
| 4.1.7 แผ่นจำลองเพดานทำความเย็นที่ใช้ทลอบหาระยะระหว่างท่อทองแดง | 45      |
| 4.2 ขั้นตอนในการดำเนินงาน                                      | 46      |
| บทที่ 5 ผลการทดลอง   | 53      |
| บทที่ 6 สรุปและข้อเสนอแนะ                                      |         |
| 6.1 สรุปงานวิจัย   | 72      |
| 6.2 ข้อเสนอแนะในการพัฒนาต่อ                                    | 73      |
| บรรณานุกรม   | 74      |



## สารบัญตาราง

|   | หน้าที่ |
|---|---------|
| ตารางที่ 3-1 แสดงค่าสภาพการนำความร้อนของวัสดุ   | 12      |
| ตารางที่ 3-2 แสดงค่าตัวอย่างของสัมประสิทธิ์การพาความร้อน  | 13      |
| ตารางที่ 3-3 แสดงค่าสภาพการเปล่งรังสีความร้อนเฉลี่ยของผิววัตถุ  | 14      |
| ตารางที่ 3-4 แสดงค่า K สำหรับการไหลผ่านข้อต่อในแบบต่างๆ   | 40      |
| ตารางที่ 5-1 แสดงผลการทดลองอุณหภูมิโอเปอร์ทีฟ ในกรณีที่ไม่มีการจากแสงมากระทำ<br>กับห้องทดสอบ  | 64      |
| ตารางที่ 5-2 แสดงการเปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์ทีฟในกรณีที่ไม่มีการจากแสงมากระทำ<br>กับห้องทดสอบระหว่างการทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากพื้นและเพดาน | 66      |
| ตารางที่ 5-3 แสดงผลการทดลองอุณหภูมิน้ำเข้ากับอุณหภูมิพื้นผิวเพดาน   | 70      |



## สารบัญภาพ

|   | หน้าที่ |
|---|---------|
| รูปที่ 3-1 แสดงกลไกการถ่ายเทความร้อนของฝ้าเพดานทำความเย็น   | 16      |
| รูปที่ 3-2 แสดงส่วนประกอบของฝ้าเพดานโลหะแบบที่หนึ่ง   | 17      |
| รูปที่ 3-3 แสดงส่วนประกอบของฝ้าเพดานโลหะแบบที่สอง   | 18      |
| รูปที่ 3-4 แสดงส่วนประกอบของฝ้าเพดานโลหะแบบที่สาม   | 19      |
| รูปที่ 3-5 แสดงสมมูลการแผ่รังสีของพื้นผิว i   | 20      |
| รูปที่ 3-6 แสดงสมมูลการแผ่รังสีตามสมการ   | 21      |
| รูปที่ 3-7 แสดงการเปรียบเทียบการแผ่รังสีของพื้นผิวด้วยวงจรทางไฟฟ้า  | 23      |
| รูปที่ 3-8 การนำความร้อนผ่านแผ่นเรียบ   | 27      |
| รูปที่ 3-9 การนำความร้อนผ่านผนังท่อทรงกระบอก  | 29      |
| รูปที่ 3-10 ท่อกระบอกกลวงหุ้มฉนวน   | 31      |
| รูปที่ 4-1 แสดงลักษณะของระบบการทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากเพดาน  | 42      |
| รูปที่ 4-2 แสดงลักษณะการวางท่อน้ำไว้ด้านบนห้องทดสอบ   | 43      |
| รูปที่ 4-3 แผนผังแสดงตำแหน่งของเซ็นเซอร์ของระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากเพดาน  | 43      |
| รูปที่ 4-4 ภาพแสดงอุปกรณ์วัดค่าอุณหภูมิโอเปอร์เทฟ   | 44      |
| รูปที่ 4-5 แสดงขนาดของแผ่นเพดานทำความเย็นที่ใช้ทดสอบหาระยะห่างระหว่างท่อทองแดง                                      | 45      |
| รูปที่ 4-6 ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง 350 มิลลิเมตร   | 46      |
| รูปที่ 4-7 ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง 350 มิลลิเมตร ที่ถูกหุ้มด้วยฉนวนแล้ว  | 47      |
| รูปที่ 4-8 ตำแหน่งที่ทำการติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ 10 ตำแหน่งของระยะห่างท่อทองแดงที่ 350 มิลลิเมตร  | 47      |
| รูปที่ 4-9 ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง 300 มิลลิเมตร   | 48      |
| รูปที่ 4-10 ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง 300 มิลลิเมตร ที่ถูกหุ้มด้วยฉนวนแล้ว   | 49      |
| รูปที่ 4-11 ตำแหน่งที่ทำการติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ 10 ตำแหน่งของระยะห่างท่อทองแดงที่ 300 มิลลิเมตร | 49      |
| รูปที่ 4-12 ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง 250 มิลลิเมตร  | 50      |
| รูปที่ 4-13 ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง 250 มิลลิเมตร ที่ถูกหุ้มด้วยฉนวนแล้ว   | 51      |
| รูปที่ 4-14 ตำแหน่งที่ทำการติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ 10 ตำแหน่งของระยะห่างท่อทองแดงที่ 250 มิลลิเมตร | 51      |
| รูปที่ 5-1 ผลการทดลองที่ระยะห่างท่อทองแดง 350 มิลลิเมตร อุณหภูมิน้ำเข้าเพดาน 14 °C                                  | 53      |

## สารบัญญภาพ (ต่อ)

|   | หน้าที่ |
|---|---------|
| รูปที่ 5-2 ผลการทดลองที่ระยะห่างท่อทองแดง 350 มิลลิเมตร อุณหภูมิน้ำเข้าเพดาน 15 °C  | 54      |
| รูปที่ 5-3 ผลการทดลองที่ระยะห่างท่อทองแดง 350 มิลลิเมตร อุณหภูมิน้ำเข้าเพดาน 16 °C  | 54      |
| รูปที่ 5-4 ผลการทดลองการกระจายอุณหภูมิที่ระยะห่างท่อทองแดง 350 มิลลิเมตร  | 55      |
| รูปที่ 5-5 ผลการทดลองที่ระยะห่างท่อทองแดง 300 มิลลิเมตร อุณหภูมิน้ำเข้าเพดาน 14 °C  | 56      |
| รูปที่ 5-6 ผลการทดลองที่ระยะห่างท่อทองแดง 300 มิลลิเมตร อุณหภูมิน้ำเข้าเพดาน 15 °C  | 56      |
| รูปที่ 5-7 ผลการทดลองที่ระยะห่างท่อทองแดง 300 มิลลิเมตร อุณหภูมิน้ำเข้าเพดาน 16 °C  | 57      |
| รูปที่ 5-8 ผลการทดลองการกระจายอุณหภูมิที่ระยะห่างท่อทองแดง 300 มิลลิเมตร  | 57      |
| รูปที่ 5-9 ผลการทดลองที่ระยะห่างท่อทองแดง 250 มิลลิเมตร อุณหภูมิน้ำเข้าเพดาน 14 °C  | 58      |
| รูปที่ 5-10 ผลการทดลองที่ระยะห่างท่อทองแดง 250 มิลลิเมตร อุณหภูมิน้ำเข้าเพดาน 15 °C   | 59      |
| รูปที่ 5-11 ผลการทดลองที่ระยะห่างท่อทองแดง 250 มิลลิเมตร อุณหภูมิน้ำเข้าเพดาน 16 °C   | 59      |
| รูปที่ 5-12 ผลการทดลองการกระจายอุณหภูมิที่ระยะห่างท่อทองแดง 250 มิลลิเมตร   | 60      |
| รูปที่ 5-13 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายอุณหภูมิของพื้นผิวเพดานทำความเย็น  | 61      |
| รูปที่ 5-14 แสดงแผ่นเพดานที่ออกแบบเพื่อติดตั้งบนห้องทดสอบ   | 62      |
| รูปที่ 5-15 แสดงรูปการติดตั้งของทองแดงกับแผ่นอลูมิเนียม   | 62      |
| รูปที่ 5-16 แสดงกลี้อลูมิเนียมที่ใช้ยึดท่อทองแดงกับแผ่นอลูมิเนียม   | 63      |
| รูปที่ 5-17 แสดงการติดตั้งบนห้องทดสอบ 1   | 63      |
| รูปที่ 5-18 แสดงการติดตั้งบนห้องทดสอบ 2   | 64      |
| รูปที่ 5-19 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิโอเปอเรทีฟกับอัตราการไหลในระดับต่างๆ   | 65      |
| รูปที่ 5-20 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอเรทีฟกับอัตราการไหลในระดับต่างๆ<br>ระหว่างระบบการทำงานแบบแผ่รังสีจากเพดานและพื้น | 66      |
| รูปที่ 5-21 แสดงผลการทดลองเมื่ออุณหภูมิน้ำเข้า 13 องศาเซลเซียส  | 67      |
| รูปที่ 5-22 แสดงผลการทดลองเมื่ออุณหภูมิน้ำเข้า 11 องศาเซลเซียส  | 68      |
| รูปที่ 5-23 แสดงผลการทดลองเมื่ออุณหภูมิน้ำเข้า 9 องศาเซลเซียส   | 68      |
| รูปที่ 5-24 แสดงผลการทดลองเมื่ออุณหภูมิน้ำเข้า 8 องศาเซลเซียส   | 69      |
| รูปที่ 5-25 แสดงการเกิดการควบแน่นที่เพดาน 1   | 70      |
| รูปที่ 5-26 แสดงการเกิดการควบแน่นที่เพดาน 2   | 71      |
| รูปที่ 5-27 แสดงการเกิดการควบแน่นที่เพดาน 3   | 71      |

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ตั้งแต่ในอดีตมาถึงปัจจุบันนี้ มนุษย์มีความพยายาม และตั้งใจอย่างยิ่งในการจะเอาชนะธรรมชาติ เพื่อให้ได้มาซึ่งความปลอดภัย สภาวะความเป็นอยู่ที่เหมาะสม หรือแม้กระทั่งความสะดวกสบายในชีวิตความเป็นอยู่ โดยอาศัยความรู้ทางวิทยาศาสตร์ ประดิษฐ์อุปกรณ์ หรือเครื่องมือต่างๆ เพื่อตอบสนองความต้องการเหล่านั้น ซึ่งในปัจจุบันนี้ อุปกรณ์ และเครื่องมือที่จำเป็น หรืออำนวยความสะดวกนั้น ได้ถูกประดิษฐ์คิดค้นขึ้นมากมายจนเรียกได้ว่า เกือบครบทุกอย่างที่มนุษย์เคยฝันเอาไว้

อย่างไรก็ดีการทำงานของอุปกรณ์ เครื่องมือเหล่านั้นจำเป็นต้องใช้พลังงาน ซึ่งอุปกรณ์ประเภทเดียวกัน วัตถุประสงค์ในการใช้งานเหมือนกัน อาจจะมีสมรรถนะ และประสิทธิภาพแตกต่างกันออกไป ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับเทคโนโลยีที่ใช้ในการออกแบบ ปัจจุบันนี้ความสามารถของอุปกรณ์ที่เรามีได้พิจารณาเพียงแค่สามารถทำงานได้หรือไม่ แต่หากยังต้องพิจารณาถึงความสามารถในการทำงานว่ามีสมรรถนะ และประสิทธิภาพดีเพียงไรด้วย ทั้งนี้เนื่องจากการทำงานของอุปกรณ์ต่างๆ จำเป็นต้องมีค่าใช้จ่ายทางด้านพลังงาน ซึ่งเป็นค่าใช้จ่ายที่สำคัญในการใช้อุปกรณ์ในระยะยาว ดังนั้นหน้าที่ของนักออกแบบในปัจจุบันจึงมักอยู่ที่การปรับปรุง หรือการคิดค้นรูปแบบใหม่ๆ ของอุปกรณ์ที่มีการคิดค้นขึ้นแล้วให้ทำงานได้โดยมีประสิทธิภาพทางด้าน พลังงาน และสมรรถนะดีขึ้น

ระบบปรับอากาศก็เป็นสิ่งที่จำเป็นต่อมนุษย์เพราะจะทำให้มนุษย์รู้สึกสบาย เพราะเมื่อมนุษย์เราอาศัยอยู่ในสภาวะแวดล้อมต่างๆ เช่น ภายในอาคารสำนักงานหรือภายในห้อง ร่างกายจะเกิดการถ่ายเทความร้อนขึ้น เนื่องจากความแตกต่างของอุณหภูมิภายในร่างกายกับอุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม ซึ่งความร้อนที่ถ่ายเทออกจากร่างกายนั้นเกิดได้ทั้งจากการหายใจ การพาและการแผ่รังสีความร้อน

แต่ในปัจจุบันมีการนำระบบทำความเย็นแบบแฉ่งรังสี มาใช้กับห้องทำความเย็นที่เป็นอาคารซึ่งมีหลังคาโปร่งแสง ในประเทศไทยทำอากาศยาวนานาชาติสุวรรณภูมิเป็นแห่งแรกที่มีการนำระบบทำความเย็นแบบแฉ่งรังสีจากพื้น ซึ่งในประเทศไทยยังไม่มีมีการนำระบบการทำความเย็นแบบแฉ่งรังสีจากเพดานมาใช้ แต่ประเทศแรกที่นำระบบการแฉ่งรังสีจากเพดานมาใช้ได้แก่ เมืองซูริค ประเทศสวิตเซอร์แลนด์

ระบบปรับอากาศในปัจจุบันที่ส่วนมากนิยมใช้อยู่ ในปัจจุบันจะเป็นระบบการทำความเย็นแบบพาความร้อน ซึ่งมีข้อจำกัดในเรื่องประสิทธิภาพ เราจึงจะทำการศึกษาดังหลักการทำงาน และการออกแบบระบบการทำความเย็นแบบแฉ่งรังสีขึ้น ซึ่งจะใช้น้ำเป็นตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยการใช้น้ำเย็นที่ผลิตจากเครื่องทำน้ำเย็น (chiller) ไหลภายในท่อทองแดงแล้วติดไว้กับแผ่นอลูมิเนียมบนเพดาน ซึ่งการทำงานจะเป็นการทำงานในรูปแบบผสมร่วมกับคอยล์เย็นด้วย เพราะเพียงแค่ระบบการทำความเย็นแบบแฉ่งรังสีอย่าง

เดี๋ยวยังไม่สามารถลดความชื้นภายในอาคารได้ และเนื่องจากระบบทำความเย็นระบบนี้เป็นระบบปิด คือ ไม่มีการรั่วไหลของน้ำซึ่งเป็นสารทำความเย็นออกจากระบบ ทำให้ลดค่าใช้จ่ายในการทำงานของเครื่อง และค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาอีกด้วย

ระบบการทำความเย็นแบบแฟรงก์สก็๊นท์ก็ยังมีข้อจำกัดอยู่บ้าง ในเรื่องการควบแน่นของไอน้ำในอากาศ ดังนั้นเราต้องคำนึงถึงอุณหภูมิของพื้นผิวเพดานทำความเย็นไม่ให้ต่ำกว่าอุณหภูมิควบแน่นของอากาศ เพื่อป้องกันการเกิดการควบแน่นที่ผิวของเพดาน และยังคงคำนึงถึงอุณหภูมิของการแฟรงก์สก็๊นท์ ซึ่งมีผลต่อความรู้สึกสบายของคนเราด้วย รวมทั้งการติดตั้งระบบปรับอากาศ และทำความเย็นในอาคารสำนักงานต่างๆ นอกจากจะต้องคำนึงถึงเรื่องประสิทธิภาพแล้ว ยังอาจจะต้องคำนึงถึงความสวยงามทางด้านสถาปัตยกรรม และเรื่องของเสียงรบกวนอีกด้วย เป็นผลให้ระบบปรับอากาศแบบแฟรงก์สก็๊นท์ได้ถูกคิดค้นขึ้น โดยมีคุณสมบัติที่ดีหลายประการ ซึ่งก็เป็นอีกทางเลือกหนึ่งของระบบปรับอากาศที่น่าสนใจในอนาคต

## 1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์

- 1.2.1 เพื่อที่จะศึกษาและทำการทดลองวัดการกระจายตัวของอุณหภูมิที่พื้นผิวเพดาน
- 1.2.2 เพื่อที่จะนำผลที่ได้จากการทดลองวัดการกระจายตัวของพื้นผิวเพดาน มาเป็นข้อมูลในการออกแบบระบบทำความเย็นแบบแฟรงก์สก็๊นท์จากเพดาน
- 1.2.3 เพื่อที่จะศึกษาลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิโอเปอเรทีฟภายในห้องทดสอบจริง
- 1.2.4 เพื่อที่จะศึกษาหาอุณหภูมิค่าสุดที่เพดานสามารถทำได้โดยไม่เกิดการควบแน่นที่พื้นผิวเพดาน

## 1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

- 1.3.1 สร้างชุดเพดานทำความเย็นและติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิบนแผ่นเพดาน
- 1.3.2 ทำการทดลองวัดอุณหภูมิบนพื้นผิวแผ่นเพดานทำความเย็น และเก็บข้อมูลเพื่อจะศึกษาลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิ
- 1.3.3 ทำการสร้างเพดานทำความเย็นในห้องทดสอบ
- 1.3.4 หาความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิโอเปอเรทีฟ กับอัตราการไหลของน้ำที่เข้าห้องทดสอบเพื่อทำเปรียบเทียบกับระบบการทำความเย็นแบบแฟรงก์สก็๊นท์จากพื้น ในกรณีไม่มีภาระจากแสงมากระทำกับห้องทดสอบ

## 1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1.4.1 รับทราบถึงข้อดี และข้อเสียของระบบทำความเย็นแบบฝ้าเพดานทำความเย็น
- 1.4.2 นำไปเป็นข้อมูลในการออกแบบระบบทำความเย็นแบบฝ้าเพดานทำความเย็นสำหรับผู้ที่สนใจ
- 1.4.3 เป็นการนำเสนอระบบทำความเย็นแบบแฟรงก์สก็๊นท์ ซึ่งแตกต่างออกไปจากที่ใช้กันอยู่ทั่วไปในปัจจุบัน และผลักดันให้มีการนำระบบทำความเย็นแบบฝ้าเพดานทำความเย็นไปใช้จริง ในอนาคต

### 1.5 วิธีดำเนินการวิจัย

1.5.1 ศึกษา และรวบรวมข้อมูลที่ใช้ในการวิจัย

1.5.2 จัดสร้างชุดแผ่นพาดานทำความเข้าใจ

1.5.3 ทำการทดลองเพื่อศึกษาลักษณะการกระจายตัวของพื้นผิวพาดานทำความเข้าใจ

1.5.4 ทำการวิเคราะห์ผลที่ได้จากการทดลองเพื่อจัดสร้างระบบทำความเข้าใจแบบแผ่รังสีจากพาดานในห้องทดสอบ

1.5.5 ทำการทดลองเพื่อหาความสัมพันธ์ของการกระจายอุณหภูมิโอเปอเรทีฟภายในห้อง

1.5.6 จัดทำรายงาน และสรุปผลที่ได้จากการทดลอง



## บทที่ 2

### งานวิจัยเกี่ยวข้อง

#### 2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องต่อการทำความเย็นโดยการแผ่รังสีจากพาดานในต่างประเทศ

Jiang (1992) ได้ศึกษาผลของแหล่งความร้อนแผ่รังสี และฝ้าเพดานความเย็นที่มีต่อการเคลื่อนที่ของอากาศ ความแตกต่างของอุณหภูมิ และการกระจายของสารปนเปื้อนในห้องทำงานที่มีการติดตั้งหัวจ่ายลมด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลข

#### การทดลอง

1. ใช้ค่าของภาระความร้อนแผ่รังสีเป็น 20%
2. ใช้ค่าของภาระความร้อนแผ่รังสีเป็น 80%
3. เปลี่ยนปริมาณการระบายอากาศ 2.1 air change เป็น 4.2 air change
4. เติมนระบบฝ้าเพดานทำความเย็น กับ ไม่เติมนระบบ

#### ผลการทดลอง

จากการทดลองพบว่า การใช้ฝ้าเพดานทำความเย็น นอกจากจะช่วยลดความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้งได้แล้ว ยังช่วยเพิ่มการเคลื่อนที่ของกระแสอากาศด้วย ด้วยปริมาณภาระความร้อนรวมที่เท่ากัน การเพิ่มส่วนของภาระความร้อนแผ่รังสีจะช่วยเพิ่มการไหลของกระแสอากาศและการกระจายของสารปนเปื้อนได้ และอุณหภูมิของอากาศบริเวณกลางห้องยังต่ำกว่าในกรณีที่ไม่ได้ใช้ฝ้าเพดานทำความเย็นด้วย

Dale (1993) ทำการติดตั้งระบบผนังพื้นทำความร้อนแบบแผ่รังสี และระบบทำความร้อนโดยการพาความร้อนแบบบังคับในบ้านทดสอบเพื่อเก็บข้อมูล จากผลการที่ได้ชี้ให้เห็นว่าระบบทั้งสองไม่มีข้อแตกต่างในด้านประสิทธิภาพของพลังงานมากนัก โดยพลังงานรวมที่ใช้ในแต่ละระบบแตกต่างกันไม่เกิน 5 % แต่พบว่า ในการใช้ผนังทำความร้อนแบบแผ่รังสีจะมีอุณหภูมิโดยรวมสูง ซึ่งชี้ให้เห็นถึงอุณหภูมิแผ่รังสีเฉลี่ยที่สูงกว่า นอกจากนี้ยังพบว่า การกระจายของอุณหภูมิจากพื้นถึงเพดานมีรูปแบบที่แตกต่างกัน และที่ระดับพื้นและระดับเพดาน ระบบผนังทำความร้อนแบบแผ่รังสี สามารถสร้างอุณหภูมิได้สูงกว่าระบบระบบทำความร้อนโดยการพาความร้อนแบบบังคับ

Simmonds (1996) ทำการติดตั้งระบบผนังทำความเย็น ในงานวิจัยของเขาที่ทำในอาคารสำนักงานในประเทศจีน ผนังผิวทำความเย็นถูกต่อเข้ากับวงจรน้ำเย็น ซึ่งมีอุณหภูมิน้ำเข้า 13 °C และน้ำกลับ 17 °C อุณหภูมิเฉลี่ยของผนังผิวทำความเย็นคือ 15 °C อุณหภูมิของอากาศในห้องสามารถแปรเปลี่ยนระหว่าง 20 °C - 25 °C ดังนั้นที่ความสามารถสูงสุด ผนังผิวทำความเย็นสามารถดึงความร้อนจากอากาศได้

#### การคำนวณ

$$Q = \alpha(t_2 - t_1) \quad (2.1)$$

โดยที่

Q คือฟลักซ์ของการถ่ายเทความร้อน , W/m<sup>2</sup>

$\alpha$  คือสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนระหว่างผนังผิวทำความเย็น และอากาศ ซึ่งมีค่าระหว่าง 6 ถึง 8 , W/m<sup>2</sup>.°K สำหรับการทำความเย็น

$t_1$  คืออุณหภูมิน้ำเข้า , °C

$t_2$  คืออุณหภูมิน้ำกลับ , °C

Kochendorfer (1996) ได้ทำการทดสอบหาค่าปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทได้โดยผนังทำความเย็น โดยห้องทดสอบที่ถูกปิดล้อมจะถูกใช้ในการทดสอบปริมาณการถ่ายเทความร้อนที่ทำได้ ความร้อนที่ถูกดูดกลืนโดยผนังทำความเย็น

#### การคำนวณ

สามารถคำนวณได้โดยผลคูณของอัตราการไหล โดยมวล และความแตกต่างของเอนทัลปีของสารทำความเย็น โดยสมการแสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทได้ และความแตกต่างของอุณหภูมิสารทำความเย็น แสดงได้เป็น

$$Q = C \times \Delta T^n \quad (2.2)$$

ซึ่งค่าคงที่ (C) และ เลขชี้กำลัง (n) ขึ้นอยู่กับระบบผนังทำความเย็น โดยเป็นแบบเปิด และปิดมีเลขชี้กำลังประมาณ 1.1 สมการสำหรับความแตกต่างของอุณหภูมิสารทำความเย็นคือ

$$\Delta t = \frac{(t_2 - t_1)}{\ln \left[ \frac{t_{ref} - t_1}{t_{ref} - t_2} \right]} \quad (2.3)$$

โดยที่

- $t_1$  คืออุณหภูมิน้ำเข้า, °C  
 $t_2$  คืออุณหภูมิน้ำกลับ, °C  
 $t_{ref}$  คืออุณหภูมิที่ใช้อ้างอิง, °C

## 2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องต่อการทำความเย็นโดยการแผ่รังสีจากเพดานในประเทศไทย

Mr.Aryut Wattanawanichakorn (2001) ได้ทำการการศึกษาสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนของฝ้าเพดานทำความเย็น โดยในการทดลองจะมีตัวแปรที่พิจารณาคือ อุณหภูมิของน้ำเย็นที่จ่ายให้กับฝ้าเพดานทำความเย็น อัตราการไหลของน้ำเย็นที่จ่ายให้กับฝ้าเพดานทำความเย็น และภาระการทำความเย็นของฝ้าเพดานทำความเย็น

### การทดลอง

การทดลองทั้งหมดจะแบ่งออกเป็น 35 กรณีของการทดลองซึ่งมีตัวแปรที่ใช้วิเคราะห์ที่แตกต่างกันในแต่ละกรณี การทดลองคือ จะเริ่มทดลอง โดยควบคุมอุณหภูมิน้ำเย็นที่จ่ายให้กับเพดานทำความเย็นไว้ที่ 6.3 องศาเซลเซียส ซึ่งเป็นค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิในช่วงตัดต่อของเครื่องควบคุมอุณหภูมิ โดยที่จะใช้อุณหภูมิน้ำเย็นค่าหนึ่งๆ จะทำการทดลอง 7 กรณีดังนี้ คือ

1. ทำการทดลองที่อัตราการไหลเฉลี่ยของน้ำเย็น 0.5 ลิตรต่อนาที โดยไม่ใส่ภาระความร้อน
2. ทำการทดลองที่อัตราการไหลเฉลี่ยของน้ำเย็น 1.0 ลิตรต่อนาที โดยไม่ใส่ภาระความร้อน
3. ทำการทดลองที่อัตราการไหลเฉลี่ยของน้ำเย็น 1.5 ลิตรต่อนาที โดยไม่ใส่ภาระความร้อน
4. ทำการทดลองที่อัตราการไหลเฉลี่ยของน้ำเย็น 1.5 ลิตรต่อนาที โดยใส่ภาระความร้อนเป็นหลอดไฟโคมขนาด 40 วัตต์ จำนวน 1 ดวง
5. ทำการทดลองที่อัตราการไหลเฉลี่ยของน้ำเย็น 1.5 ลิตรต่อนาที โดยใส่ภาระความร้อนเป็นหลอดไฟโคมขนาด 40 วัตต์ จำนวน 2 ดวง
6. ทำการทดลองที่อัตราการไหลเฉลี่ยของน้ำเย็น 1.5 ลิตรต่อนาที โดยใส่ภาระความร้อนเป็นหลอดไฟโคมขนาด 40 วัตต์ จำนวน 3 ดวง
7. ทำการทดลองที่อัตราการไหลเฉลี่ยของน้ำเย็น 1.5 ลิตรต่อนาที โดยใส่ภาระความร้อนเป็นหลอดไฟโคมขนาด 40 วัตต์ จำนวน 4 ดวง

เมื่อทำการทดลองตามขั้นตอนที่กล่าวมาครบในทุกกรณีแล้ว จะเปลี่ยนอุณหภูมิของน้ำเย็นที่จ่ายให้กับฝ้ายพาดานทำความเย็นเป็น 8.5 องศาเซลเซียส แล้วทำการทดลองในกรณีที่ 1 - 7 จากนั้นจะเปลี่ยนอุณหภูมิน้ำเย็นที่จ่ายให้กับฝ้ายพาดานทำความเย็นเป็น 11.1 องศาเซลเซียส 14.4 องศาเซลเซียส และ 16.3 องศาเซลเซียส ในแต่ละค่าของอุณหภูมิน้ำเย็นจะทำการทดลองในกรณีที่ 1 - 7 ตามลำดับ จนครบทุกกรณี จากนั้นนำผลการทดลองที่ได้ทุกกรณีมาวิเคราะห์ แบ่งตามเงื่อนไขการทดลองดังนี้

1. ผลของอุณหภูมิน้ำเย็นที่จ่ายให้กับฝ้ายพาดานทำความเย็น
2. ผลของอัตราการไหลของน้ำเย็นที่จ่ายให้กับฝ้ายพาดานทำความเย็น
3. ผลของปริมาณภาระความร้อน
4. ผลของอัตราการถ่ายเทความร้อนของฝ้ายพาดานทำความเย็น

### สรุปผลการทดลอง

1. อุณหภูมิของน้ำเย็นที่จ่ายให้กับฝ้ายพาดานทำความเย็น จะมีผลต่ออุณหภูมิของพื้นผิวพาดานทำความเย็น และอุณหภูมิของห้องที่สภาวะคงตัว โดยที่การจ่ายน้ำเย็นให้กับฝ้ายพาดานทำความเย็นที่อุณหภูมิต่ำจะทำให้ อุณหภูมิพื้นผิวของฝ้ายพาดานทำความเย็น และอุณหภูมิของห้องที่สภาวะคงตัวอยู่ในระดับต่ำกว่าการจ่ายน้ำเย็น ให้กับฝ้ายพาดานทำความเย็นที่อุณหภูมิสูงในกรณีที่มีภาระความร้อนเดียวกัน
2. อัตราการไหลของน้ำเย็นที่จ่ายให้กับฝ้ายพาดานทำความเย็น จะไม่มีผลต่อระดับอุณหภูมิพื้นผิวของฝ้ายพาดานทำความเย็นและอุณหภูมิของห้องที่สภาวะคงตัวอย่างเด่นชัด แต่จะมีผลต่อระยะเวลาในการเข้าสู่สภาวะคงตัวของอุณหภูมิพื้นผิวของฝ้ายพาดานทำความเย็นและอุณหภูมิของห้อง โดยที่การจ่ายน้ำเย็นให้กับฝ้ายพาดานทำความเย็นที่อัตราการไหลสูง จะทำให้อุณหภูมิพื้นผิวของฝ้ายพาดานทำความเย็นและอุณหภูมิของห้องเข้าสู่สภาวะคงตัวได้เร็วกว่าการจ่ายน้ำเย็นให้กับฝ้ายพาดานทำความเย็นที่อัตราการไหลต่ำ
3. ปริมาณภาระความร้อนจะมีผลต่อระดับของอุณหภูมิพื้นผิวของฝ้ายพาดานทำความเย็น และอุณหภูมิของห้องที่สภาวะคงตัว คือ เมื่อมีภาระความร้อนสูงขึ้นอุณหภูมิพื้นผิวของฝ้ายพาดานทำความเย็นและอุณหภูมิของห้องที่สภาวะคงตัวจะสมดุลที่ระดับอุณหภูมิสูงขึ้น
4. อัตราการถ่ายเทความร้อนของฝ้ายพาดานทำความเย็น จะขึ้นอยู่กับระดับของอุณหภูมิน้ำเย็นที่จ่ายให้กับฝ้ายพาดานทำความเย็น โดยที่การจ่ายน้ำเย็นที่อุณหภูมิต่ำจะทำให้ฝ้ายพาดานทำความเย็นมีสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าในกรณีที่การจ่ายน้ำเย็นที่อุณหภูมิสูง ในทางตรงกันข้ามอัตราการไหลของน้ำเย็นที่จ่ายให้กับฝ้ายพาดานทำความเย็นจะไม่มีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนรวมของฝ้ายพาดานทำความเย็นที่สภาวะคงตัวอย่างเด่นชัด นั่นคือการเพิ่มอัตราการไหลของน้ำเย็นที่จ่ายให้กับฝ้ายพาดานทำความเย็นจะไม่แสดงอิทธิพลต่อการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนของฝ้ายพาดานทำความเย็นที่สภาวะคงตัว แต่จะมีผลต่อระยะเวลาในการเข้าสู่สภาวะคงตัว เมื่อไม่มีภาระความร้อนภายในห้องจำลอง

## บทที่ 3

### ทฤษฎีและการคำนวณ

#### 3.1 ลักษณะพื้นฐานของการปรับอากาศ

มนุษย์จะรู้สึกสบายเมื่ออยู่ในสภาพแวดล้อมที่ร่างกายสามารถตอบสนองกับความเสถียรของสภาวะนั้นได้ ก็คือเมื่ออุณหภูมิสูงสุดที่มนุษย์ทนรับได้ทั้งร้อน และหนาวจะขึ้นอยู่กับภูมิประเทศของแต่ละพื้นที่ ซึ่งช่วงอุณหภูมิที่มนุษย์รู้สึกสบายขึ้นอยู่กับการสวมใส่เสื้อผ้าและค่าความชื้นในบรรยากาศ แต่สำหรับในที่ร่มแล้ว การทำกิจกรรมที่ไม่มากนัก ช่วงอุณหภูมิจะเป็นตัวบอกถึงอุณหภูมิที่มนุษย์รู้สึกสบาย ซึ่งมนุษย์ส่วนใหญ่จะรู้สึกสบายถ้าอุณหภูมิอากาศอยู่ระหว่าง 22 – 27 องศาเซลเซียส ความชื้นสัมพัทธ์ที่เหมาะสมอยู่ในช่วง 30 – 70 %RH การเคลื่อนไหวของอากาศก็มีความสำคัญต่อความรู้สึกสบาย ดังนั้น เพื่อความรู้สึกสบาย ความเร็วอากาศควรมีค่าประมาณ 0.1 – 0.3 m/s

ในความเป็นจริงแล้วช่วงอุณหภูมินี้จะแตกต่างกันในแต่ละฤดู เนื่องจากปัจจัยหนึ่งคือการสวมใส่เสื้อผ้าที่แตกต่างในแต่ละสภาพพื้นที่ บางแห่งพื้นที่ที่มีอุณหภูมิและความชื้นสูงความจำเป็นที่ใช้การปรับอากาศมาช่วยให้มนุษย์รู้สึกสบายก็มีผลอย่างมาก

การปรับอากาศไม่เพียงแต่การควบคุมอุณหภูมิเพียงอย่างเดียว แต่จะครอบคลุมไปถึงลักษณะของอากาศที่มีผลต่อความรู้สึกของมนุษย์<sup>(1)</sup> ด้วย ดังนี้

1. อุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม (Temperature of Surrounding) หรืออุณหภูมิอากาศปกติ (Ambient Air)
2. ความชื้นอากาศ (Humidity of Air)
3. ปริมาณอากาศบริสุทธิ์ (Air purity)
4. การเคลื่อนที่ของอากาศ (Air movement)

โดยการปรับอากาศที่แท้จริงนั้น ได้รวมความหมายตาม 4 ลักษณะข้างต้นไว้ด้วยกัน

#### 3.2 กระบวนการปรับอากาศ

##### 3.2.1 อุณหภูมิ (Temperature)

ความหมายของอุณหภูมิเป็นที่คุ้นเคยกันดีว่าเป็นเพียงคุณสมบัติที่ใช้บ่งบอกว่าร้อน หรือเย็นของวัตถุ นั้นๆ แต่เราก็ไม่สามารถที่จะบอกระดับของอุณหภูมิที่ได้จากความรู้สึกนั้น และยังทำให้เกิดการพิจารณาที่ผิดพลาดได้เพราะเป็นค่าที่เกิดจากความรู้สึกของเพียงอย่างเดียว

(1) บทที่ 1 บทนำ, การปรับอากาศ Air Condition, อัครเดช สิมรูกัก

จากการที่สมบัติของสสารจะเกิดการเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิ โดยทิศทางและขนาดที่แน่นอน จึงสามารถนำหลักการดังกล่าวมาใช้เป็นเกณฑ์การวัดค่าอุณหภูมิที่มีค่าที่แน่นอนได้ โดยเครื่องมือที่ใช้วิธีนี้เรียกว่า “เทอร์โมมิเตอร์”

สเกลอุณหภูมิที่ใช้ในระบบเอสไอ คือ องศาเซลเซียส ( $^{\circ}\text{C}$ ) ซึ่งถูกกำหนดโดย A.Celsius นักดาราศาสตร์ชาวสวีเดน ในช่วงปี ค.ศ. 1701-1744 ส่วนสเกลอุณหภูมิที่ใช้ในระบบอังกฤษ คือ องศาฟาเรนไฮต์ ( $^{\circ}\text{F}$ ) กำหนดโดย G.Fahrenheit นักประดิษฐ์ชาวเยอรมัน ในช่วงปี ค.ศ. 1686-1736 สเกลอุณหภูมิมักจะถูกกำหนดอ้างอิงหลักจุดสองจุด คือ จุดน้ำแข็ง (Ice point) และจุดไอน้ำ (Steam point) ของน้ำ ในสเกล

เซลเซียสมีการกำหนดให้จุดน้ำแข็งและจุดไอน้ำมีระดับอุณหภูมิเป็น 0 และ 100 องศาเซลเซียส ในขณะที่สเกลฟาเรนไฮต์เป็นค่า 32 และ 212 องศาฟาเรนไฮต์

ส่วนสเกลอุณหภูมิในทางเทอร์โมไดนามิกส์จะมีสเกลอุณหภูมิที่ไม่ขึ้นสมบัติของสสารใดๆ เรียกว่า สเกลอุณหภูมิทางเทอร์โมไดนามิกส์ ในระบบเอสไอ คือ สเกลเคลวิน (Kelvin scale) กำหนดโดย Lord Kelvin ในปี ค.ศ. 1824-1907 โดยใช้สัญลักษณ์ K และในระบบอังกฤษ คือ สเกลแรงกิน (Rankine scale) R กำหนดโดย William Rankine ในปี ค.ศ. 1820-1872

### 3.2.2 ลักษณะของความร้อน

ที่อุณหภูมิปกติ โมเลกุลจะมีการเคลื่อนที่โดยเฉลี่ยแล้วด้วยความเร็วคงที่ แต่ไม่จำเป็นต้องทุกๆ โมเลกุลที่เคลื่อนที่ด้วยความเร็วเดียวกัน เป็นผลมาจากพลังงานภายในมีค่าแตกต่างกันในการชนระหว่าง โมเลกุล เป็นสาเหตุให้ความเร็วเปลี่ยนไป ซึ่งในขณะที่ได้มีการถ่ายเทพลังงานไปอีกโมเลกุลหนึ่ง ซึ่งโมเลกุลที่ชนกันจำนวนพลังงานความร้อนทั้งหมดที่มีอยู่ในวัตถุ คือผลรวมของพลังงานที่อยู่ใน โมเลกุลทั้งหมด เพราะว่าพลังงานในแต่ละ โมเลกุลขึ้นอยู่กับมวลของสารนั้น และความเร็วเฉลี่ยของโมเลกุล

พื้นฐาน 3 ข้อในการทำความเข้าใจเกี่ยวกับการปรับอากาศที่สำคัญ<sup>(2)</sup> ดังนี้

1. ความร้อนอยู่ในรูปของพลังงาน จำนวนพลังงานความร้อนทั้งหมดที่มีอยู่ในสสาร คือผลรวมของพลังงานที่มีอยู่ในโมเลกุลทั้งหมด
2. อุณหภูมิของสสารหรือองศาของความร้อนเป็นสิ่งที่แสดงถึงความเร็วเฉลี่ยของโมเลกุลทั้งหมดในสสาร
3. โมเลกุลของสสาร สมมติว่าเคลื่อนที่แบบความเร็วที่กระจายบางโมเลกุลอาจจะอยู่กับที่ ในช่วงขณะหนึ่ง และอาจจะเคลื่อนที่อยู่ภายใต้อุณหภูมิจุดเยือกแข็ง หรืออาจจะเคลื่อนที่ที่ความเร็วเหนือจุดเดือดและจะเคลื่อนที่ด้วยความเร็วที่สูงมากที่อุณหภูมิไอร้อนยิ่งยวด

(2) บทที่ 2 พื้นฐานความรู้ที่สำคัญในการปรับอากาศ, การปรับอากาศ Air Condition, อัครเดช สิ้นสุภัท

**3.2.3 ความหนาแน่น (Density)** คือ มวลต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของวัตถุ

**3.2.4 ความถ่วงจำเพาะ (Specific Gravity)** คืออัตราส่วนของความหนาแน่นของของเหลวต่อความหนาแน่นของน้ำบริสุทธิ์ที่สภาวะมีมาตรฐาน

**3.2.5 ปริมาตรจำเพาะ (Specific Volume)** คือ ปริมาตรของของไหลต่อหนึ่งหน่วยมวล

**3.2.6 ปริมาณความชื้นในอากาศ (Moisture Content of Air-Humidity)**

อากาศเกือบทั้งหมดประกอบด้วยความชื้นต่างๆ และเมื่ออากาศมีปริมาณไอน้ำทั้งหมดจนถึงจุดสมดุลที่เรียกว่า อิ่มตัว (Saturated) โดยทั่วไปของปริมาณความชื้นในอากาศ คือ ความชื้น (Humidity) โดยมีความหมาย 2 ความหมายคือ ความชื้นจำเพาะ (Specific Humidity) และความชื้นสัมพัทธ์ (Relative Humidity)

**3.2.6.1 ความชื้นจำเพาะ** คือมวลของไอน้ำที่มีอยู่ในหนึ่งหน่วยมวลของอากาศแห้ง

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = 0.622 \frac{P_v}{P_a} \quad (3.1)$$

โดยที่

$\omega$  คือความชื้นจำเพาะ, kg water vapor/kg dry air

$m_v$  คือมวลของไอน้ำ, kg water vapor

$m_a$  คือมวลของอากาศแห้ง, kg dry air

$P_v$  คือความดันของไอน้ำ, Pa

$P_a$  คือความดันของอากาศแห้ง, Pa

**3.2.6.2 ความชื้นสัมพัทธ์ (Relative Humidity, RH)** เป็นการวัดระดับของการอิ่มตัวของอากาศที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งใดๆ (Dry-Bulb Temperature) ซึ่งแสดงเป็นเปอร์เซ็นต์ของการอิ่มตัว โดยที่ 100 เปอร์เซ็นต์ของความชื้นสัมพัทธ์แสดงถึงอากาศอิ่มตัวและ 0 เปอร์เซ็นต์ของความชื้นสัมพัทธ์แสดงถึง อากาศแห้งสมบูรณ์ ส่วนค่าความชื้นสัมพัทธ์(RH) เป็นค่าของอัตราส่วน ความดันของไอน้ำที่เกิดขึ้นจริงต่อความดันรวมของไอน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งใดๆ

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v}{P_g} \quad (3.2)$$

โดยที่

$\phi$  คือความชื้นสัมพัทธ์

$m_v$  คือปริมาณความชื้นที่เกิดขึ้นจริง, kg

$m_g$  คือปริมาณความชื้นที่มากที่สุดที่มีอยู่ได้ในอากาศ, kg

$P_v$  คือความดันของไอน้ำที่เกิดขึ้นจริง, Pa

$P_g$  คือความดันร่วมของไอน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งใดๆ, Pa

### 3.2.7 อุณหภูมิจุดน้ำค้าง

อุณหภูมิจุดน้ำค้าง (Dew-Point Temperature,  $T_{dp}$ ) คืออุณหภูมิที่เริ่มมีการควบแน่นเกิดขึ้นเมื่ออากาศถูกทำให้เย็นตัวลงที่ความดันคงที่ หรือค่า  $T_{dp}$  คืออุณหภูมิอิ่มตัวของน้ำที่ความดันไอของน้ำ

## 3.3 การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer)

### 3.3.1 ลักษณะการถ่ายเทความร้อน

ในทางเทอร์โมไดนามิกส์ พลังงานที่ใช้ในระบบโดยเป็นที่ทราบกันดีว่าพลังงานนั้นไม่สามารถที่จะสร้างขึ้นใหม่หรือทำลายได้ เพียงแต่สามารถเปลี่ยนจากรูปหนึ่งไปเป็นอีกรูปหนึ่งได้ ความสัมพันธ์ระหว่างความร้อนและรูปแบบอื่นๆ ของพลังงาน ความรู้เกี่ยวกับการวิเคราะห์หาอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นกับระบบ การถ่ายเทความร้อนจะมีการไหลของความร้อนจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า การไหลของความร้อนเกิดขึ้นได้เมื่อมีความแตกต่างของอุณหภูมิในระบบ พลังงานความร้อนก็จะเคลื่อนที่จากแห่งหนึ่งหรือจากวัตถุหนึ่งไปยังอีกบริเวณหนึ่ง การเคลื่อนที่ของพลังงานความร้อนนี้ คือ การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer) สามารถแบ่งแยกออกได้ 3 แบบ คือ การนำความร้อน การพาความร้อน และการแผ่รังสี แต่ความจริงแล้วเนื่องจากการกระจายอุณหภูมิในตัวกลางหนึ่งจะถูกควบคุมโดยอิทธิพลของการถ่ายเทความร้อนทั้ง 3 แบบ เพื่อความสบายในการวิเคราะห์จะแยกพิจารณาเป็นแบบใดแบบหนึ่ง

### 3.3.2 การนำความร้อน (Conduction)

เป็นรูปแบบหนึ่งของการถ่ายเทความร้อน ในลักษณะของการแลกเปลี่ยนพลังงานจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำ โดยเคลื่อนแบบจลน์ (Kinetic motion) หรือการชนกันโดยตรงของโมเลกุลซึ่งเป็นลักษณะที่เกิดขึ้นในของไหลที่หนืดหนึ่ง ส่วนในกรณีของโลหะนั้นจะเป็นการไหลของกระแสอิเล็กตรอน สำหรับของแข็งที่เป็นตัวนำไฟฟ้าที่ดี จะมีจำนวนอิเล็กตรอนอิสระมากมายที่เคลื่อนไหวอยู่ภายในโครงสร้างของ โมเลกุล (Lattice) ซึ่งอาจกล่าวได้ว่าวัตถุที่เป็นตัวนำไฟฟ้าที่ดี จะเป็นตัวนำความร้อนที่ดีด้วย ยกตัวอย่างเช่น ทองแดง เงิน เหล็ก ฯลฯ อันเป็นผลจากการนำหรือถ่ายเทพลังงานความร้อนโดยอิเล็กตรอนอิสระเหล่านี้

**ตารางที่ 3-1 แสดงค่าสภาพการนำความร้อนของวัสดุ (W/mK)**

| ชนิดของวัสดุ  | ค่าสภาพการนำความร้อนของวัสดุ (W/mK) |
|---|-------------------------------------|
| Carbon Steel (AISI 1020)                            | 52                                  |
| Copper  | 390                                 |
| Aluminum  | 237                                 |
| Red Brass (85 Cu-15 Zn)                             | 159                                 |
| Stainless Steel (AISI 202)                          | 163                                 |
| Low density Polyethylene (LDPE)                     | 0.31                                |
| High density Polyethylene (HDPE)                    | 0.42                                |
| Cross linked Polyethylene (VPE or PEX)              | 0.38                                |
| Textile reinforced Rubber Heat Transfer Hose (HTRH) | 0.29                                |
| Polypropylene Block Copolymer (PP-C)                | 0.23                                |
| Polypropylene Random Copolymer (PP-RC)              | 0.24                                |
| Polybutylene (PB)                                   | 0.23                                |

### 3.3.3 การพาความร้อน (Convection)

เมื่อของไหลไหลผ่านวัสดุที่เป็นของแข็งหรือไหลผ่านภายในช่องทางการไหล โดยที่อุณหภูมิของของไหลและผิวของของแข็งมีค่าแตกต่างกัน การถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลและผิวของแข็งจะเกิดขึ้น เมื่อของไหลเคลื่อนที่สัมผัสกับผิวของของแข็ง กลไกการถ่ายเทความร้อนแบบนี้เรียกว่า “การพาความร้อน” ถ้าการเคลื่อนที่ของของไหลเกิดขึ้นโดยการทำขึ้นเองโดยใช้ปั๊มหรือพัดลมเป็นทำให้เกิดแรงกระทำทำให้ของของไหลไหลผ่านบนพื้นผิว การถ่ายเทความร้อนแบบนี้เรียกว่า “การพาความร้อนแบบบังคับ (Forced convection)” ถ้าการเคลื่อนที่ของของไหลเกิดจากแรงลอยตัว ซึ่งมีผลมาจากความแตกต่างของความหนาแน่นที่เกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิภายในของไหล การถ่ายเทความร้อนแบบนี้เรียกว่า “การพาความร้อนแบบอิสระหรือการพาความร้อนแบบธรรมชาติ (Free or natural convection)”

**ตารางที่ 3-2 แสดงค่าตัวอย่างของสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )**

| ชนิดของการไหล  | สัมประสิทธิ์การพาความร้อน<br>( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ) |
|--|---|
| <p><b>การพาแบบอิสระที่ <math>\Delta T = 25^\circ C</math></b></p> <p>แผ่นเรียบแนวตั้ง 0.25 เมตร ใน :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- อากาศบรรยากาศ 5</li> <li>- น้ำมันเครื่องยนต์ (น้ำ) 37 (440)</li> </ul> <p>ทรงกระบอกแนวนอน O.D. 0.02 เมตร ใน :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- อากาศบรรยากาศ 8</li> <li>- น้ำมันเครื่องยนต์ (น้ำ) 62 (741)</li> </ul> <p>ทรงกลมเส้นผ่าศูนย์กลาง 0.02 เมตร ใน :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- อากาศบรรยากาศ 9</li> <li>- น้ำมันเครื่องยนต์ (น้ำ) 60 (606)</li> </ul> |   |
| <p><b>การพาความร้อนแบบบังคับ</b></p> <p>อากาศบรรยากาศ <math>25^\circ C</math>, <math>U_\infty = 10</math> m/s ผ่านแผ่นเรียบ :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- <math>L = 0.1</math> m 39</li> <li>- <math>L = 0.5</math> m 17</li> </ul> <p>การไหลที่ 5 m/s ผ่านทรงกระบอกเส้นผ่าศูนย์กลาง 0.01 เมตร :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- อากาศบรรยากาศ 85</li> <li>- น้ำมันเครื่องยนต์ 1800</li> <li>- น้ำที่ 1 kg/s ภายในท่อ 0.025 เมตร 10500</li> </ul>  |   |
| <p><b>การเดือดของน้ำที่ 1 atm</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- การเดือดในภาชนะ 3000</li> <li>- การเดือดที่ฟลักซ์ความร้อนสูงสุด 35000</li> <li>- การเดือดเป็นฟิล์ม 300</li> </ul>   |   |
| <p><b>การกลั่นตัวของไอน้ำที่ 1 atm</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- การกลั่นตัวเป็นแผ่นบางๆ บนท่อแนวนอน 9000 – 25000</li> <li>- การกลั่นตัวเป็นแผ่นบางๆ บนท่อแนวตั้ง 4000 - 11000</li> </ul>   |   |

### 3.3.4 การแผ่รังสีความร้อน (Radiation Heat Transfer)

พลังงานถูกส่งออกไปโดยสารซึ่งอยู่ที่อุณหภูมิจำกัดแน่นอน การส่งออกของรังสีอาจเกิดขึ้นได้จากของเหลวและก๊าซ ดังนั้นโดยไม่คำนึงถึงรูปแบบของสาร การส่งออกของรังสีเชื่อว่าเป็นการเปลี่ยนการจัดเรียงตัวของอิเล็กตรอนขององค์ประกอบอะตอมหรือโมเลกุล พลังงานของสนามการแผ่รังสีนั้นจะถูกนำออกไปโดยคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า (หรือเรียกว่าโฟตอน) ในขณะที่การถ่ายเทพลังงานโดยการนำหรือการพาต้องการวัตถุตัวกลาง แต่การแผ่รังสีไม่ต้องการ ในความเป็นจริง การถ่ายเทโดยการแผ่รังสีเกิดขึ้นอย่างมีประสิทธิภาพมากที่สุดที่สุดในสูญญากาศ

ตารางที่ 3-3 แสดงค่าสภาพการเปล่งรังสีความร้อนเฉลี่ยของผิวหนัง

| ชนิดของวัตถุ     | อุณหภูมิ (K) | สภาพเปล่งรังสี |
|------------------|--------------|----------------|
| แอสเบสทอส        | 300          | 0.96           |
| อิฐ              | 300          | 0.8            |
| คอนกรีต          | 300          | 0.88 – 0.94    |
| แก้ว             | 300          | 0.90 – 0.95    |
| ยางอ่อน          | 300          | 0.86           |
| ยางแข็ง          | 300          | 0.93           |
| กระดาษสีขาว      | 300          | 0.90           |
| ผิวหนังมนุษย์    | 300          | 0.95           |
| ผนังทาสีคัลเลอร์ | 300          | 0.88           |
| ผนังทาสีน้ำมัน   | 300          | 0.92 – 0.96    |

### 3.4 ทัศนคติความสบาย (Human Comfort)

เมื่อลักษณะของอากาศภายนอกหรือหนาวจัดมากเกินไป ไม่เพียงแต่จะเหมาะสมกับมนุษย์แล้ว ยังจะมีผลต่อสภาวะสุขภาพของมนุษย์ด้วย ร่างกายของมนุษย์สามารถถูกมองได้เหมือนกับกลจักรความร้อน (Heat Engine) ที่มีการป้อนพลังงานเข้าซึ่งพลังงานที่วานี้คือ อาหาร และในทำนองเดียวกันกับกลจักรความร้อน ร่างกายของเราก็ต้องมีการปล่อยความร้อนที่เปล่าประโยชน์สู่สิ่งแวดล้อมเช่นเดียวกัน เช่น การถ่ายเทความร้อนของร่างกายจะขึ้นอยู่กับความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของร่างกายกับสิ่งแวดล้อม ครั้งหนึ่งของความร้อน

ที่ออกจากร่างกายจะถูกปล่อยโดยการหายใจในรูปของความร้อนแฝง (Latent Heat) และอีกครั้งหนึ่งจะถูกปล่อยโดยกลไกการพา และการแผ่รังสีในรูปของความร้อนสัมผัส (Sensible Heat)

ปัจจัยสำคัญที่มีผลต่อความรู้สึกสบายของร่างกายมนุษย์ คือ เสื้อผ้าที่มนุษย์สวมใส่ ระดับการทำกิจกรรม อุณหภูมิอากาศ อุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ย ความชื้นสัมพัทธ์ และการเคลื่อนที่ของอากาศ (ความเร็วอากาศ) โดยอุณหภูมิที่รู้สึกสบายของมนุษย์อยู่ในช่วง 20 - 27 องศาเซลเซียส ค่าความชื้นสัมพัทธ์อยู่ในช่วง 50 - 60 %RH และความเร็วของอากาศประมาณ 0.1 - 0.3 เมตรต่อวินาที ตามมาตรฐานของ (American Society of Heating, Refrigerating and Air Condition Engineers) ASHRAE 1992; ISO 1994

### 3.4.1 อุณหภูมิโอเปอเรทีฟ (Operative Temperature)

เป็นอุณหภูมิที่มนุษย์รู้สึกได้ ที่เกิดจากการที่มีการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในช่วงต่างๆ เช่น เวลาเที่ยงวันอุณหภูมิอากาศจะมีค่าที่สูง แต่ค่า Operative Temperature จะมีค่าที่สูงกว่าอุณหภูมิของอากาศรอบตัว โดยสมมติว่ามนุษย์ที่ได้รับอุณหภูมิรอบๆ ตัวเป็นอุณหภูมิที่มีการสวมใส่เสื้อผ้าของมนุษย์ด้วย สูตรที่ใช้คำนวณ คือ

$$T_{op} = \frac{h_r T_{MRT} + h_c T_{air}}{h_r + h_c} \quad (3.3)$$

โดยที่

$T_{op}$  คืออุณหภูมิที่มนุษย์รู้สึกได้, °C

$h_r$  คือ Linearized Radiant,  $W/m^2 \cdot ^\circ C$

$h_c$  คือสัมประสิทธิ์การพาความร้อน,  $W/m^2 \cdot ^\circ C$

$T_{air}$  คืออุณหภูมิอากาศ, °C

$T_{MRT}$  คืออุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ย (Mean Radiant Temperature), °C

ใช้เมื่อมีอุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ย 50 องศาเซลเซียส และเมื่อมีความเร็วลมที่ 0.4 เมตรต่อวินาที โดยจะค่าสัมประสิทธิ์ของพาความร้อน และค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนมาใช้ในการคำนวณด้วย แต่ในช่วงสภาวะที่มีอุณหภูมิการแผ่รังสีเฉลี่ยน้อยกว่า 50 องศาเซลเซียส และความเร็วลมน้อยกว่า 0.4 เมตรต่อวินาที จะใช้อุณหภูมิของการแผ่รังสีเฉลี่ยและอุณหภูมิของอากาศเป็นค่าเฉลี่ยกัน โดยค่าสัมประสิทธิ์ของพาความร้อน และค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนจะมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับอุณหภูมิ จะได้สูตรคำนวณ

$$T_{op} = \frac{T_{MRT} + T_{air}}{2} \quad (3.4)$$

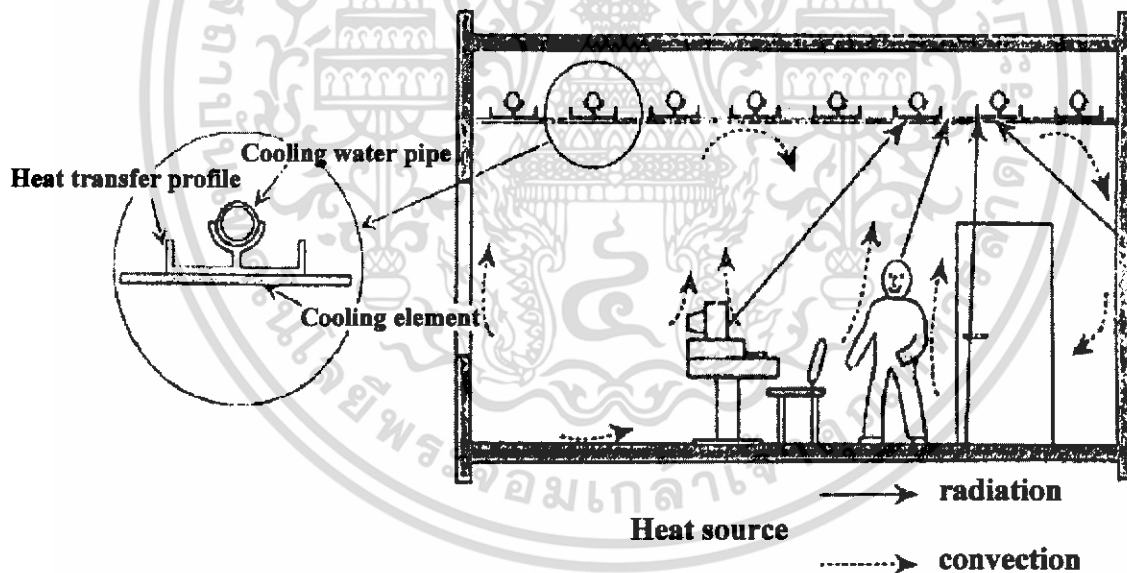
### 3.5 การออกแบบและการคำนวณ

ระบบผนังแผ่รังสีเป็นระบบทำความร้อน หรือทำความเย็นที่อาศัยการควบคุมอุณหภูมิพื้นผิวของผนัง เพดาน หรือพื้นที่จะทำหน้าที่เป็นผนังแผ่รังสี โดยอาศัยการไหลเวียนของน้ำ อากาศ หรือใช้ กระแสไฟฟ้า โดยผนังแผ่รังสีนี้จะทำหน้าที่เป็นแหล่งความร้อน หรือความเย็นหลักให้กับบริเวณปรับ อากาศ และมีกลไกถ่ายเทความร้อนที่สำคัญ 2 อย่าง คือ การแผ่รังสีความร้อน และการพาความร้อนแบบ ธรรมชาติซึ่งระบบผนังแผ่รังสีที่ใช้ในระบบทำความเย็นโดยทั่วไปแล้วมีอยู่ 2 รูปแบบ คือ

- 1.แบบฝ้าเพดานโลหะ
- 2.แบบฝังท่อในเพดาน กำแพง หรือพื้น

แต่ในที่นี้จะขอก้าวถึงแบบฝ้าเพดานทำความเย็นแต่เพียงอย่างเดียว

#### 3.5.1 ลักษณะและการทำงานของฝ้าเพดานโลหะทำความเย็น

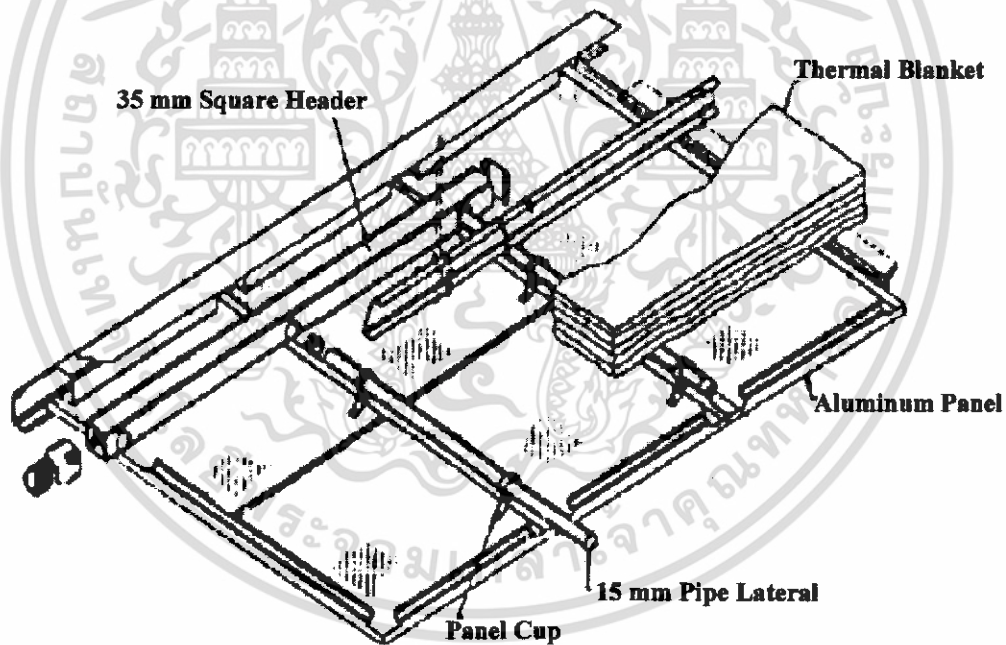


รูปที่ 3-1 แสดงกลไกการถ่ายเทความร้อนของฝ้าเพดานทำความเย็น

ฝ้าเพดานทำความเย็นเป็นระบบทำความเย็นที่อาศัยกลไกการรับการแผ่รังสีความร้อน โดยตรงจาก ผนังห้องในส่วนที่ไม่ได้ติดตั้งท่อที่มีสารทำความเย็นอยู่ภายใน รวมทั้งวัตถุ และบุคคลที่อยู่ภายในห้องด้วย และกลไกที่สำคัญอีกอย่างหนึ่งคือการพาความร้อนแบบธรรมชาติ ซึ่งเกิดขึ้นบริเวณชั้นอากาศที่อยู่ชิดกับผนัง

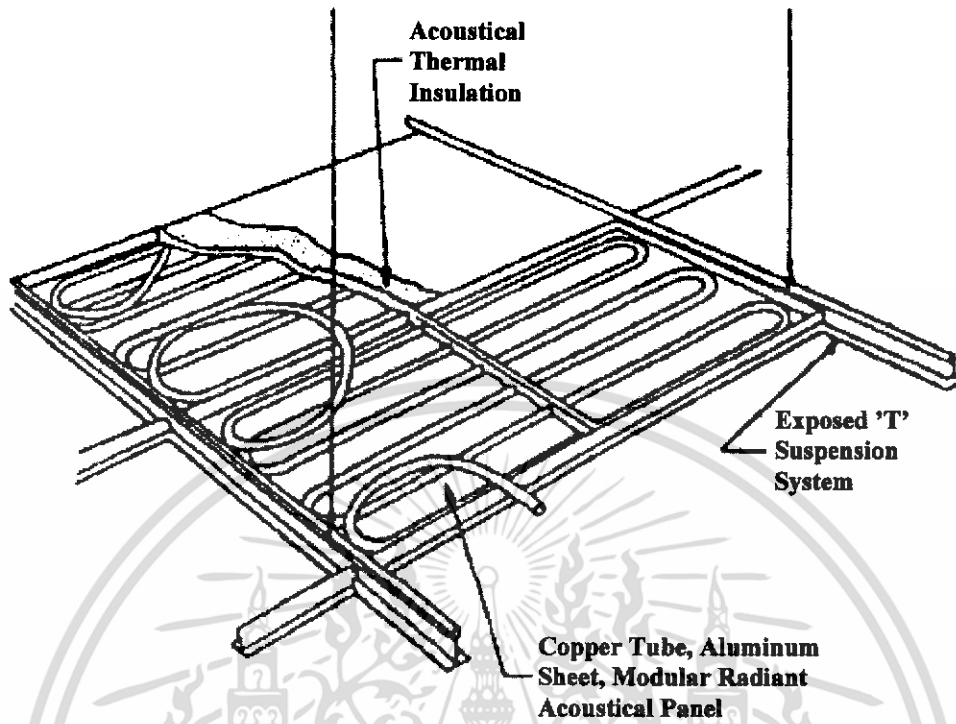
ทำความเย็น แล้วอากาศที่ได้รับการถ่ายเทความร้อนนี้เกิดการเคลื่อนตัวเข้าผสมกับอากาศที่อยู่ภายในห้องด้วยแรงลอยตัว กลไกที่เกิดขึ้นทั้งหมดนี้เกิดจากฝาเพดานทำความเย็นที่อุณหภูมิต่ำ ซึ่งอาศัยอุปกรณ์ที่สำคัญคือ ท่อโลหะที่มีสารทำความเย็นไหลเวียนอยู่ภายในซึ่งสารทำความเย็นที่นิยมนำมาใช้คือน้ำ นำมาอัดติดกับแผ่นโลหะน้ำหนักเบา แล้วอาศัยการนำความร้อนจากผนังทำความเย็นที่ได้รับจากการแผ่รังสีความร้อนจากผนังวัตถุ และบุคคลภายในห้อง และการพาความร้อนจากอากาศภายในห้อง ผ่านท่อโลหะไปสู่ น้ำหรือ สารทำความเย็นภายใน จากนั้นอาศัยเครื่องสูบน้ำเพื่อหมุนเวียนน้ำไปสู่เครื่องทำความเย็นและไหลเวียนในระบบต่อไป

ฝาเพดานโลหะทั่วไปมีอยู่ 3 แบบ แบบที่หนึ่งแสดงไว้ในรูปที่ 3-2 ซึ่งเป็นตัวอย่างฝาเพดานโลหะทำความเย็นที่ใช้ท่อน้ำเย็นขนาด 15 มิลลิเมตร วางห่างกัน 150 , 300 หรือ 600 มิลลิเมตร และเพดานทำความเย็นหนา 2 มิลลิเมตร โดยต่อท่อน้ำเย็นแบบขนาน และจะมีแผ่นอลูมิเนียมเบาซึ่งถูกยึดด้วยคลิป์ติดกับท่อน้ำเย็นเหล่านี้และทำหน้าที่เป็นผนังทำความเย็นเมื่อน้ำเย็นไหลผ่านในท่อที่อยู่ด้านหลัง ส่วนทางด้านหลังจะมีฉนวนกันความร้อนปิดทับเพื่อลดการสูญเสียพลังงาน



**รูปที่ 3-2 แสดงส่วนประกอบของฝาเพดานโลหะแบบที่หนึ่ง**

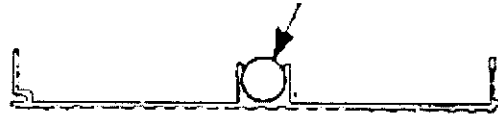
ฝาเพดานโลหะแบบที่สองประกอบด้วยขดท่อทองแดง ยึดติดกับแผ่นอลูมิเนียมที่ใช้ปิดหน้าเพื่อจัดรูปแบบเป็นผนังโมดูลาร์ ในรูปที่ 3-3 แสดงตัวอย่างฝาเพดานโลหะที่ใช้ท่อทองแดงฝังตัวในกรอบอลูมิเนียม อย่างไรก็ตามวิธีอื่นๆ ที่ใช้ยึดท่อทองแดงก็ได้รับการพิสูจน์แล้วว่ามีประสิทธิภาพเท่าเทียมกัน



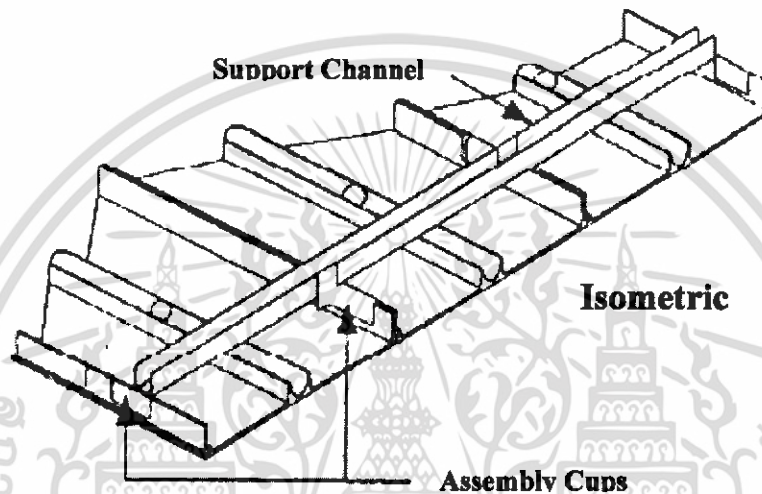
**รูปที่ 3-3 แสดงส่วนประกอบของฝ้าเพดานโลหะแบบที่สอง**

ฝ้าเพดานโลหะแบบที่สามเป็นแผ่นอลูมิเนียมสำเร็จรูป ซึ่งมีรางสำหรับยึดท่อทองแดงอยู่ด้านหลังดัง  
แสดงในรูปที่ 3-4

### Copper Tube Reformed into Saddle



### Cross Sections



รูปที่ 3-4 แสดงส่วนประกอบของฝักคานโลหะแบบที่สาม

#### 3.5.2 ข้อดีของระบบผนังแผ่รังสี

1. ระดับความสบายดีกว่าระบบปรับอากาศแบบเดิม เนื่องจากภาระความร้อนแบบแผ่รังสีถูกกำจัดโดยตรง และการเคลื่อนที่ของอากาศในบริเวณปรับอากาศอยู่ในระดับความเร็วในการระบายอากาศตามปกติ

2. ไม่มีอุปกรณ์ในระบบที่จำเป็นจะต้องติดตั้งที่ด้านบนของกำแพง ซึ่งจะช่วยให้การออกแบบอาคารให้ง่ายขึ้น และเกิดความสวยงาม

3. อุปกรณ์ทางกลเกือบทั้งหมดของระบบสามารถติดตั้งให้อยู่รวมกัน ซึ่งเป็นการง่ายต่อการเดินระบบและการซ่อมบำรุง

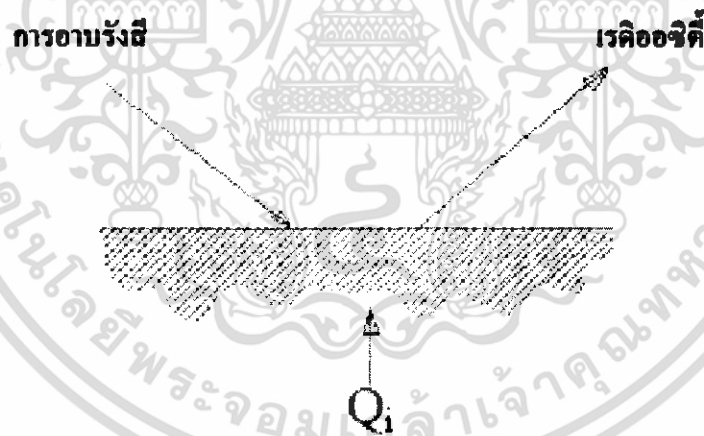
4. ไม่ต้องการพื้นที่สำหรับติดตั้งอุปกรณ์ทางกลภายในห้องปรับอากาศ ซึ่งเป็นประโยชน์อย่างยิ่งในการใช้งานในบริเวณพื้นที่จำกัดหรือจำเป็นเพื่อการใช้งานอื่น และ บริเวณที่ต้องการความสะอาด

5. ภาระทำความเย็นสูงสุดจะลดลงเนื่องจากการเก็บสะสมความเย็นภายในโครงสร้างของระบบ

### 3.5.3 การแลกเปลี่ยนพลังงานการแผ่รังสีในพื้นที่ผิวล้อมรอบปิด

การพิจารณาการถ่ายเทความร้อน โดยการแผ่รังสีของผิวเปิดทำได้โดยอาศัย การวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนรังสีระหว่างพื้นผิวล้อมรอบปิดซึ่งเป็นเรื่องที่ซับซ้อน แต่สามารถวิเคราะห์ได้ง่าย ขึ้นโดยอาศัยสมมติฐานดังต่อไปนี้

1. ทุกพื้นผิวมีอุณหภูมิคงที่สม่ำเสมอ
2. ฟลักซ์การอาบรังสี (Irradiation,  $G$ ) และเรดิออซิตี (Radiosity,  $J$ ) มีค่าคงที่สม่ำเสมอบนแต่ละพื้นผิว
3. แต่ละพื้นผิวพิจารณาเป็นพื้นผิวแผ่รังสีแบบแพร่กระจายสม่ำเสมอ และเป็นพื้นผิวสะท้อนรังสีแบบแพร่กระจายสม่ำเสมอ และเป็นพื้นผิวเทา กล่าวคือสภาพเปล่งรังสี (Emissivity,  $\epsilon$ ) สภาพสะท้อนรังสี (Reflectivity,  $\rho$ ) และสภาพดูดกลืนรังสี (Absorptivity,  $\alpha$ ) ของแต่ละพื้นผิวมีค่าคงที่สม่ำเสมอไม่ขึ้นอยู่กั ทิศทาง และความยาวคลื่น
4. ทุกพื้นผิวเป็นผิวทึบแสง
5. สิ่งแวดล้อมหรือแก๊สในพื้นที่ผิวล้อมรอบปิดไม่มีผลต่อการแผ่รังสี



รูปที่ 3-5 แสดงสมดุลการแผ่รังสีของพื้นผิว ; ตามสมการที่ 3.5

พิจารณาสมดุลการแผ่รังสีของพื้นผิว  $i$  ดังแสดงในรูปที่ 3-5 เมื่อ  $Q_i$  เป็นอัตราของพลังงานซึ่งถูก ถ่ายเทให้กับพื้นผิวโดยตัวกลางอื่น เพื่อรักษาอุณหภูมิของพื้นผิวให้คงที่ ซึ่ง  $Q_i$  นี้จะมีค่าเท่ากับอัตรารังสีสุทธิที่ แผล่ออกจากพื้นผิว  $i$  คือมีค่าเท่ากับผลต่างระหว่างเรดิออซิตี และการอาบรังสีของพื้นผิว

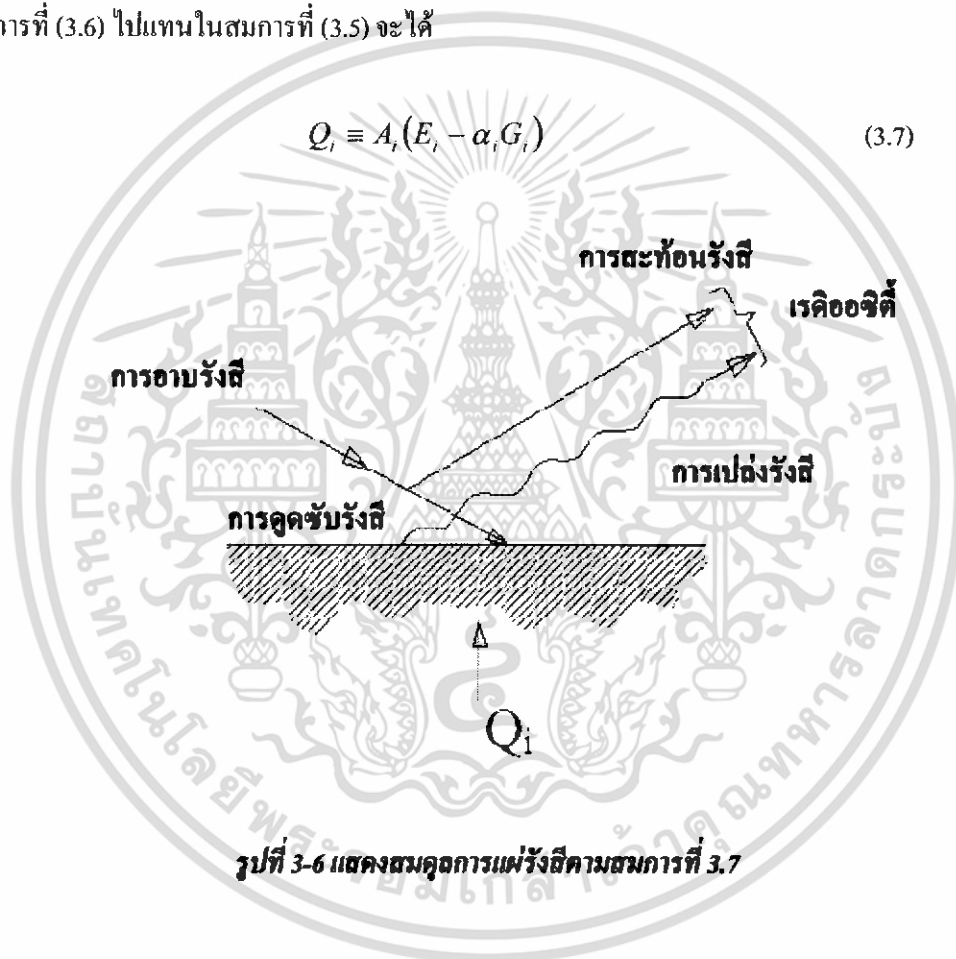
$$Q_i = A_i (J_i - G_i) \quad (3.5)$$

จากนิยามของเรดิออซิตี คือผลรวมของรังสีที่ถูกปลดปล่อยออกจากพื้นผิวเองกับรังสีที่ถูกสะท้อนออกโดยพื้นผิว

$$J_i \equiv E_i + \rho_i G_i \quad (3.6)$$

นำสมการที่ (3.6) ไปแทนในสมการที่ (3.5) จะได้

$$Q_i \equiv A_i (E_i - \alpha_i G_i) \quad (3.7)$$



รูปที่ 3-6 แสดงสมดุลการแผ่รังสีตามสมการที่ 3.7

โดยที่

- $Q_i$  คืออัตราของพลังงานซึ่งถูกถ่ายเทให้กับพื้นผิว, W
- $G_i$  คือฟลักซ์การแผ่รังสีของพื้นผิว,  $W/m^2$
- $J_i$  คือเรดิออซิตีของพื้นผิว,  $W/m^2$
- $E_i$  คือรังสีที่ถูกปลดปล่อย,  $W/m^2$
- $\rho_i$  คือสภาพสะท้อนรังสีของพื้นผิว
- $A_i$  คือพื้นผิว,  $m^2$

$\alpha_i$  คือสภาพดูดกลืนรังสีของพื้นผิวซึ่งมีค่าเท่ากับ  $1 - \rho_i$

สำหรับพื้นที่ผิวที่บดแสง แผ่รังสีแบบแพร่กระจายสม่ำเสมอ และเป็นพื้นผิวเทา เรดิออซิตีจะแสดงได้เป็น

$$J_i = \varepsilon_i E_i + (1 - \varepsilon_i) G_i \quad (3.8)$$

แก้สมการหาค่า  $G_i$  และแทนกลับในสมการที่ 3.7 จะได้ว่า

$$Q_i = A_i \left( J_i - \frac{J_i - \varepsilon_i E_{bi}}{1 - \varepsilon_i} \right) \quad (3.9)$$

$$Q_i = \frac{E_{bi} - J_i}{(1 - \varepsilon_i) / \varepsilon_i A_i} \quad (3.10)$$

หรือ

$$q_i = \frac{E_{bi} - J_i}{(1 - \varepsilon_i) / \varepsilon_i} \quad (3.11)$$

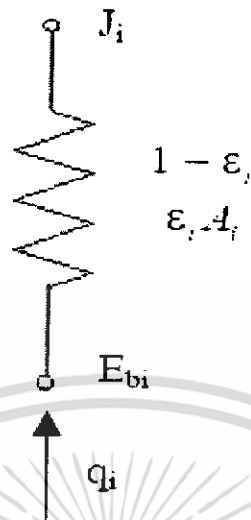
โดยที่

$E_{bi}$  คือกำลังการแผ่รังสีของวัตถุดำ,  $W/m^2$  (มีค่าเท่ากับ  $\alpha_i T_i^4$ )

$\varepsilon_i$  คือสภาพเปล่งรังสีของพื้นผิว

$q_i$  คืออัตราการแผ่รังสีต่อหน่วยพื้นที่ของพื้นผิว,  $W/m^2$

สมการที่ 3.11 เป็นสมการแสดงค่าอัตราการแผ่รังสีจากพื้นผิว เมื่อพิจารณาจากสมการจะพบว่าอัตราการแผ่รังสีนี้เกิดขึ้นด้วยค่าความแตกต่างของกำลังการแผ่รังสีของวัตถุดำที่อุณหภูมิพื้นผิว และเรดิออซิตีของพื้นผิว  $(E_{bi} - J_i)$  และมีค่าความต้านทานการแผ่รังสีของพื้นผิวคือ  $(1 - \varepsilon_i) / \varepsilon_i A_i$  ซึ่งสามารถนำไปเปรียบเทียบกับวงจรทางไฟฟ้าได้ดังแสดงในรูปที่ 3-7



รูปที่ 3-7 แสดงการเปรียบเทียบการแผ่รังสีของพื้นผิวด้วยวงจรทางไฟฟ้า

ในสมการที่ 3.11 การหาอัตราการแผ่รังสีของพื้นผิวหนึ่งจะต้องทราบค่าเรดิเอชันของพื้นผิวนั้น ซึ่งในการหาค่าเรดิเอชัน จำเป็นต้องพิจารณาการแลกเปลี่ยนรังสีระหว่างพื้นผิวในบริเวณล้อมรอบปิดทั้งหมดพร้อมกันดังนี้

การอาบรังสีของพื้นผิว  $i$  สามารถหาได้จากเรดิเอชันของพื้นผิวทั้งหมดในบริเวณล้อมรอบปิด ซึ่งนิยามของตัวประกอบรูปร่างอัตราการแผ่รังสีรวมของทุกพื้นผิวที่ไปสู่พื้นผิว  $i$  (รวมพื้นผิวดำมันเองด้วย) คือ

$$A_i G_i = \sum_{j=1}^N F_{ji} A_j J_j \quad (3.12)$$

จากความสัมพันธ์กลับไปมา

$$A_i G_i = \sum_{j=1}^N A_i F_{ij} J_j \quad (3.13)$$

ขจัดค่า  $A_i$  และแทนค่า  $G_i$  ลงในสมการที่ 3.7 จะได้

$$Q_i = A_i \left( J_i - \sum_{j=1}^N F_{ji} J_j \right) \quad (3.14)$$

หรือ

$$q_i = \left( J_i - \sum_{j=1}^N F_{ji} J_j \right) \quad (3.15)$$

โดยที่

$F_{ji}$  คือค่าวิวแฟกเตอร์

### 3.5.4 การถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสี

การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีของผิวด้านทำความเย็น จะอาศัยสมการพื้นฐานการวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนรังสีระหว่างพื้นผิวล้อมรอบปิดสมการที่ 3.14 นี้เมื่อพิจารณาพื้นผิว  $i$  คือพื้นผิวผิวด้านทำความเย็น

$$q_r = \left( J_p - \sum_{j=1}^n F_{pj} J_j \right) \quad (3.16)$$

โดยที่

- $q_r$  คือการถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีสุทธิต่อพื้นที่โดยผิวด้านทำความเย็น,  $W/m^2$
- $J_p$  คือเรดิเอชันที่รวมที่ปลดปล่อยออกจากพื้นผิวผิวด้านทำความเย็น,  $W/m^2$
- $J_j$  คือเรดิเอชันจากพื้นผิวอื่นที่ไม่ทำความเย็นในห้อง,  $W/m^2$
- $F_{pj}$  คือตัวประกอบมุมการแผ่รังสีระหว่างผิวด้านทำความเย็น และพื้นผิวอื่นๆ ที่ไม่ทำความเย็นในห้อง
- $n$  คือจำนวนพื้นผิวที่ไม่ทำความเย็นภายในห้อง

การพิจารณาค่าการถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีสุทธิของผิวด้านทำความเย็นด้วยสมการที่ 3.16 จำเป็นต้องคำนวณค่าเรดิเอชัน และตัวประกอบมุมการแผ่รังสีของแต่ละพื้นผิว แต่อย่างไรก็ดี วิธีการหลายวิธีถูกพัฒนาขึ้นเพื่อความสะดวกในการคำนวณการแลกเปลี่ยนรังสีระหว่างพื้นผิวล้อมรอบปิด วิธีการหนึ่งถูกเสนอโดย Walton (1980) ซึ่งได้เสนอวิธีหาค่าการแลกเปลี่ยนรังสีระหว่างพื้นผิวล้อมรอบปิดด้วยวิธีอุณหภูมิแผ่รังสีเฉลี่ย (Mean Radiant Temperature) โดยการลดพื้นผิวที่มีอยู่หลายพื้นผิว แทนที่โดยประมาณด้วยสองพื้นผิว ในกรณีของการแลกเปลี่ยนรังสีของผนังภายในห้อง พื้นผิวหนึ่งคือพื้นผิวของผิวด้านทำความเย็น อีกพื้นผิวหนึ่งคือพื้นผิวอื่นๆ ที่ไม่ใช่ผิวด้านทำความเย็นที่ประกอบรวมเป็นพื้นผิวล้อมรอบปิด ถูกสมมติรวมเป็นพื้นผิวเดียวกันซึ่งมีอุณหภูมิสม่ำเสมอเท่ากับ  $T_r$  โดยพื้นผิวที่สมมติขึ้นนี้จะมีพื้นที่การแผ่รังสีเท่ากับผลรวมของพื้นผิวอื่นๆ ที่ไม่ใช่ผิวด้านทำความเย็นที่ประกอบรวมเป็นพื้นผิวล้อมรอบปิด และมีอุณหภูมิของ

พื้นผิว ที่ทำให้เกิดปริมาณการถ่ายเทความร้อนแบบแผ่รังสีจากพื้นผิวที่สมมติขึ้นเท่ากับพื้นผิวที่มีหลายพื้นผิวที่เป็นพื้นผิวจริง ซึ่งสมการที่ได้จากวิธีอุณหภูมิจำลองแผ่รังสีเฉลี่ย นี้คือ

$$q_r = \sigma F_r [T_p^4 - T_r^4] \quad (3.17)$$

โดยที่

- $q_r$  คือฟลักซ์ของการถ่ายเทความร้อนสุทธิโดยการแผ่รังสีของพื้นผิวฝ้าเพดานทำความเย็น,  $W/m^2$   
 $F_r$  คือตัวประกอบการแลกเปลี่ยนการแผ่รังสี  
 $T_p$  คืออุณหภูมิของพื้นผิวฝ้าเพดานทำความเย็น, K  
 $T_r$  คืออุณหภูมิของพื้นผิวสมมติ, K  
 $\sigma$  คือค่าคงที่สเตฟานซ์ - โบลทซ์มานน์ =  $5.669 \times 10^{-8}$ ,  $W/(m^2 \cdot K^4)$

โดยอุณหภูมิของพื้นผิวที่สมมติขึ้นคำนวณได้โดยใช้ค่าเฉลี่ยถ่วงน้ำหนักพื้นที่ และสภาพเปล่งรังสีของทุกพื้นผิวที่ไม่ได้ทำความเย็นดังแสดงในสมการ

$$T_r = \frac{\sum_{j \neq p}^n A_j \varepsilon_j T_j}{\sum_{j \neq p}^n A_j \varepsilon_j} \quad (3.18)$$

โดยที่

- $A_j$  คือพื้นที่ของแต่ละพื้นผิวที่ไม่ใช่ฝ้าเพดานทำความเย็น,  $m^2$   
 $\varepsilon_j$  คือสภาพเปล่งรังสีของแต่ละพื้นผิวที่ไม่ใช่ฝ้าเพดานทำความเย็น  
 $T_j$  คืออุณหภูมิของแต่ละพื้นผิวที่ไม่ใช่ฝ้าเพดานทำความเย็น, K

เมื่อค่าของสภาพเปล่งรังสีของแต่ละพื้นผิวมีค่าใกล้เคียงกันแล้ว สมการที่ 3.18 จะกลายเป็นอุณหภูมิเฉลี่ยถ่วงน้ำหนักพื้นที่ของพื้นผิวที่ไม่ทำความเย็น (AUST) ซึ่งจะใช้เป็นอุณหภูมิตัวแทนของพื้นผิวทั้งหมดดังกล่าว

ส่วนตัวประกอบการแลกเปลี่ยนการแผ่รังสีของสองพื้นผิวคือ ฝ้าเพดานทำความเย็น และพื้นผิวสมมติคือ

$$F_r = \frac{1}{\frac{1}{F_{p-r}} + \left(\frac{1}{\varepsilon_p} - 1\right) + \frac{A_p}{A_r} \left(\frac{1}{\varepsilon_r} - 1\right)} \quad (3.19)$$

โดยที่

$F_{p-r}$  คือตัวประกอบรูปร่างของฝ้าเพดานทำความเย็นสู่พื้นผิวสมมติ

$A_p$  คือพื้นที่ของฝ้าเพดานทำความเย็น,  $m^2$

$A_r$  คือพื้นที่ของพื้นผิวสมมติ,  $m^2$

$\varepsilon_p$  คือสภาพเปล่งรังสีของพื้นผิวฝ้าเพดานทำความเย็น

$\varepsilon_r$  คือสภาพเปล่งรังสีของพื้นผิวสมมติ

ในทางปฏิบัติค่าของสภาพเปล่งรังสีของพื้นผิวที่ไม่ใช่โลหะ หรือพื้นผิวโลหะที่ทาสีแล้วจะมีค่าประมาณ 0.9 เมื่อนำค่าของสภาพเปล่งรังสีนี้ไปใช้ในสมการที่ 3.19 ตัวประกอบการแลกเปลี่ยนการแผ่รังสีจะมีค่าประมาณ 0.87 สำหรับห้องส่วนใหญ่ แทนค่านี้ลงในสมการที่ 3.17 ค่า  $\sigma F_r$  จะมีค่าประมาณ  $5 \times 10^{-8}$  ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีของฝ้าเพดานทำความเย็นมีค่าเท่ากับ

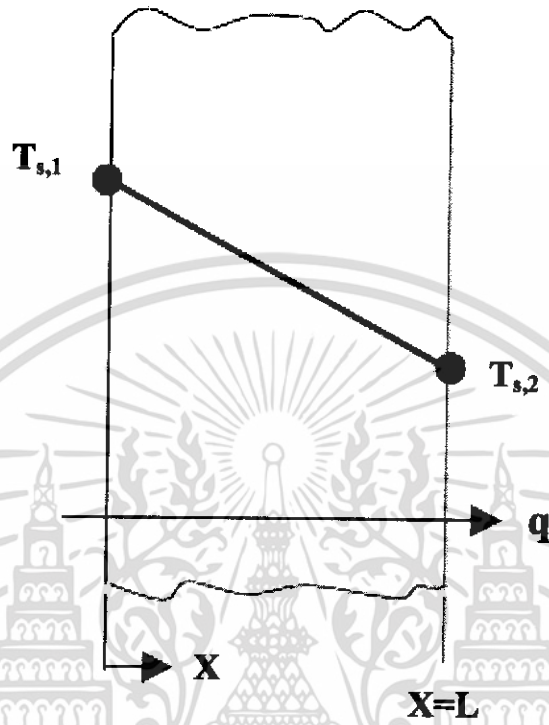
$$q_r = 5 \times 10^{-8} [(AUST + 273)^4 - (t_p + 273)^4] \quad (3.20)$$

โดยที่

$t_p$  คืออุณหภูมิของพื้นผิวฝ้าเพดานทำความเย็น,  $^{\circ}C$

AUST คืออุณหภูมิเฉลี่ยถ่วงน้ำหนักพื้นที่ของพื้นผิวที่ไม่ทำความเย็น,  $^{\circ}C$

### 3.5.5 การนำความร้อนผ่านผนัง



รูปที่ 3-8 การนำความร้อนผ่านแผ่นเรียบ

สำหรับการนำความร้อนในหนึ่งมิติของผนังเรียบ อุณหภูมิจะเป็นฟังก์ชันของโคออร์ดิเนต  $x$  และการส่งผ่านความร้อนพิจารณาเฉพาะในทิศทางนี้ ในรูปที่ 3-8 การกระจายของอุณหภูมิในแนวความลึกผนังพิจารณาได้โดยใช้สมการการฟุ้งกระจายของความร้อน สำหรับกรณีสภาวะคงตัว และไม่มีการสร้างความร้อนภายในผนัง สมการจะลดรูปเป็น

$$\frac{d}{dx} \left( k \frac{dT}{dx} \right) = 0 \quad (3.21)$$

และถ้าสมมติ สภาพการนำความร้อนของผนังมีค่าคงที่สม่ำเสมอ โดยการอินทิเกรต 2 ครั้ง จะได้คำตอบทั่วไปเป็น

$$T(x) = C_1 x + C_2 \quad (3.22)$$

โดยใช้เงื่อนไขขอบเขตตามรูปที่ 3-8

$$T(0) = T_{s,1} \text{ และ } T(L) = T_{s,2} \quad (3.23)$$

แทนลงในสมการที่ 3.22 จะได้

$$C_1 = \frac{T_{s,2} - T_{s,1}}{L}$$

$$C_2 = T_{s,1}$$

นำค่า  $C_1$  และ  $C_2$  แทนลงในสมการ 3.22 จะได้การกระจายอุณหภูมิในแนวความลึกของผนังคือ

$$T(x) = (T_{s,2} - T_{s,1}) \frac{x}{L} + T_{s,1} \quad (3.24)$$

จากสมการฟูเรียร์จะได้อัตราการนำความร้อนผ่านผนังเป็น

$$q = -kA \frac{dT}{dx} = \frac{kA}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \quad (3.25)$$

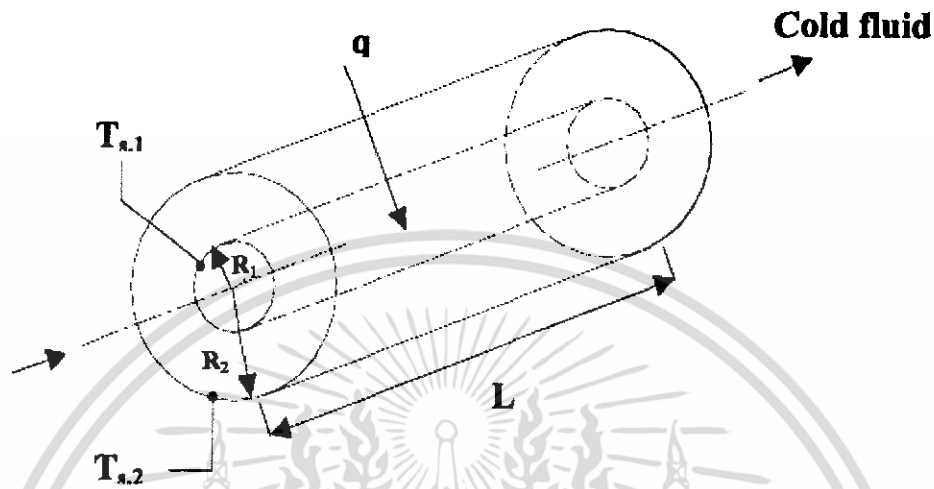
เมื่อ  $A$  คือพื้นที่ตั้งฉากกับทิศทางของการถ่ายเทความร้อน และจะได้อัตราการนำความร้อนผ่านผนังต่อหน่วยพื้นที่เป็น

$$q'' = \frac{q}{A} = \frac{k}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \quad (3.26)$$

ดังนั้นความต้านทานทางความร้อนของผนังหนึ่งหน่วยพื้นที่แสดงได้เป็น

$$r_{t,cond} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q_s} = \frac{L}{k} \quad (3.27)$$

### 3.5.6 การนำความร้อนผ่านผนังท่อทรงกระบอกกลม



รูปที่ 3-9 การนำความร้อนผ่านผนังท่อทรงกระบอก

ตัวอย่างธรรมดาทั่วไปเป็นทรงกระบอกกลวงซึ่งผิวภายใน และภายนอกสัมผัสกับของไหลที่อุณหภูมิแตกต่างกันตามรูปที่ 3-9 สำหรับท่อทรงกระบอกที่สภาวะคงตัว และไม่มีการสร้างความร้อนภายใน สมการความร้อนในพิกัดทรงกระบอกคือ

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( kr \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (3.28)$$

การกระจายของอุณหภูมิในผนังท่อตามแนวรัศมีหาได้โดยการแก้สมการที่ 3.28 ซึ่งมีสมมติฐานว่าค่าสภาพการนำความร้อนของผนังที่มีค่าคงที่สม่ำเสมอ ทำการอินทิเกรตสมการที่ 3.28 สองครั้ง จะได้คำตอบทั่วไปเป็น

$$T(r) = C_1(\ln r) + C_2 \quad (3.29)$$

และใช้เงื่อนไขขอบเขตตามรูป จะได้ว่า

$$T(r_1) = T_{s,1} \text{ และ } T(r_2) = T_{s,2}$$

แทนเงื่อนไขลงในสมการ 3.29 จะได้

$$T_{s,1} = C_1(\ln r_1) + C_2 \text{ และ } T_{s,2} = C_1(\ln r_2) + C_2$$

แก้สมการหาค่า  $C_1$  และ  $C_2$  จะได้

$$C_1 = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\ln \frac{r_1}{r_2}}$$

$$C_2 = T_{s,2} - \frac{(T_{s,1} - T_{s,2})(\ln(r_2))}{\ln \frac{r_1}{r_2}}$$

แล้วแทนกลับไปในสมการ 3.29 จะได้การกระจายอุณหภูมิในผนังท่อตามแนวรัศมีเป็น

$$T_r = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\ln \left( \frac{r_1}{r_2} \right)} \ln \left( \frac{r}{r_2} \right) + T_{s,2} \quad (3.30)$$

แทนสมการของการกระจายของอุณหภูมิลงในสมการฟูเรียร์

$$q = -kA \frac{dT}{dr} = -2\pi r L k \frac{dT}{dr} \quad (3.31)$$

จะได้อัตราการนำความร้อนผ่านผนังท่อเป็น

$$q = \frac{-2\pi r L k (T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right)} \quad (3.32)$$

ดังนั้นความต้านทานทางความร้อนของผนังท่อทรงกระบอกแสดงได้เป็น

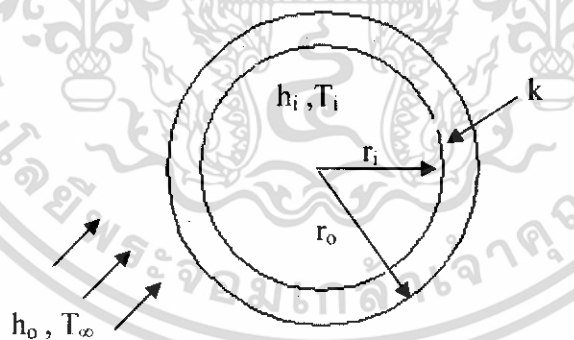
$$R_{t,cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi Lk} \quad (3.33)$$

### 3.5.7 ความหนาวิกฤติของฉนวน

การลดอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ผ่านเข้าหรือออก จากทรงกระบอกโดยการหุ้มฉนวนนั้นในบางครั้งอาจเป็นผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงขึ้นมาก ทั้งนี้ เพราะการหุ้มฉนวนที่จะเป็นการเพิ่มรัศมีท่อ ซึ่งเป็นผลทำให้พื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น ถึงแม้ว่าอุณหภูมิที่ผิวจะลดลงตามสมการการถ่ายเทความร้อนที่ผิว  $q_c = hA(T_w - T_\infty)$  ในที่นี้เราจะวิเคราะห์หว่ามีกรณีใดบ้างที่การหุ้มฉนวนที่จะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น

พิจารณาท่อทรงกระบอกกึ่งกลางตามรูปที่ 3-10 ซึ่งภายนอกหุ้มฉนวนความร้อน เราสามารถหาอัตราการถ่ายเทความร้อนเข้า หรือออกจากท่อได้จากสมการ

$$q = \frac{(T_i - T_\infty)}{\sum R} \quad (3.34)$$



รูปที่ 3-10 ท่อกระบอกกึ่งกลางหุ้มฉนวน

โดยที่

$$\sum R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.35)$$

โดยปกติ ความต้านทานความร้อนของผนังท่อมี่ค่าน้อย จึงไม่ต้องนำมาคิดและภายในท่อมักเป็นของเหลว หรือก๊าซ ซึ่งมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสูงมาก ( $h_i$ ) เป็นผลให้ความต้านทานมีค่าน้อย ( $1/h_i$ ) ตัดทิ้งได้ นั่นคือ

$$R = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.36)$$

เมื่อแทนสมการ 3.36 ลงในสมการ 3.35 แล้วดิฟเฟอเรนเชียลเทียบกับ  $r_o$  แล้วให้คเท่ากับศูนย์

$$\frac{dq}{dr_o} = -\frac{2\pi kL(T_i - T_\infty)}{[\ln(r_o/r_i) + k/(h_o r_o)]} [1/r_o - k/h_o r_o^2] = 0 \quad (3.37)$$

คำตอบของสมการ 3.37 สำหรับ  $r_o$  ให้ค่ารัศมีวิกฤต (Critical Radius) ของฉนวนที่อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด

$$r_{cr} = \frac{k}{h_o} \quad (3.38)$$

โดยที่

$r_{cr}$  คือรัศมีวิกฤต, m

$h_o$  คือสัมประสิทธิ์การพาความร้อน,  $W/m^2 \cdot ^\circ C$  (มีค่าเท่ากับ  $12 W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

$k$  คือสภาพการนำความร้อนของฉนวน,  $W/m \cdot ^\circ C$  (มีค่าเท่ากับ  $0.26 \text{ BTU} \cdot \text{in} / \text{ft}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ F = 0.0208 W/m \cdot ^\circ C$ )

แทนค่าลงในสมการ 3.37

$$r_{cr} = \frac{0.0208 W / m \cdot ^\circ C}{12 W / m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$r_{cr} = 0.018 m = 18 mm$$

ดังนั้นเราใช้ฉนวนความหนา 18 มิลลิเมตร คุ้มท่อ

### 3.5.8 การคำนวณหาขนาดท่อทองแดง

ในงานทางวิศวกรรมที่เกี่ยวข้องกับการไหลของของไหล เช่น น้ำหรือแก๊สที่ผ่านระบบท่อแล้ว ข้อต่อ ข้อเสี้ยว ลูกสูบ เครื่องอัดอากาศ กังหันไอน้ำ กังหันแก๊ส เป็นต้น ภายใต้การวัดอัตราการไหลเพื่อใช้

ประเมินการทำงานในแต่ละอุปกรณ์ จะพิจารณาจากการไหลในสภาวะคงตัวขณะไหลผ่านอุปกรณ์นั้นๆ การไหลในสภาวะคงตัวนี้จะกำหนดโดยที่จะไม่เปลี่ยนแปลงของมวลภายในอุปกรณ์ พบว่าอัตราการไหลโดยปริมาตรเท่ากับผลคูณของพื้นที่กับความเร็ว

$$Q = AV \quad (3.39)$$

ซึ่ง

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

นำ A แทนลงในสมการที่ 3.39 จะได้

$$Q = \left( \frac{\pi D^2}{4} \right) V \quad (3.40)$$

โดยที่

Q คืออัตราการไหลโดยปริมาตร,  $\text{m}^3/\text{s}$  (มีค่าเท่ากับ  $0.00025 \text{ m}^3/\text{s}$ )

A คือพื้นที่ท่อทองแดง,  $\text{m}^2$

D คือเส้นผ่าศูนย์กลางภายในท่อทองแดง, m

V คือความเร็ว,  $\text{m/s}$  (มีค่าเท่ากับ  $1.25 \text{ m/s}$ )

แทนค่า

$$0.00025 = \left( \frac{\pi D^2}{4} \right) * 1.25$$

$$D = 0.0162 \text{ m}$$

$$= 17 \text{ mm}$$

ดังนั้นเราเลือกใช้ท่อทองแดงขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน 17 มิลลิเมตร

### 3.5.9 การคำนวณหาการถ่ายเทความร้อน

3.5.9.1 อุณหภูมิน้ำเข้าอยู่ที่ 13 องศาเซลเซียส จะได้อุณหภูมิห้อง ( $T_{\text{room}}$ ) 24 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิพื้นผิวเพดาน ( $T_{\text{ceiling}}$ ) 20.31 องศาเซลเซียส อัตราการไหล 5.5 ลิตรต่อวินาที

กำหนดให้ อุณหภูมิน้ำออก ( $T_{\text{return}}$ ) : 15.7 °C

อุณหภูมิน้ำเข้า ( $T_{\text{supply}}$ ) : 13 °C

ดังนั้นผลต่างของอุณหภูมิห้องและอุณหภูมิพื้นผิวเพดาน:  $\Delta T$

$$\begin{aligned}\Delta T &= T_{room} - T_{ceiling} \\ \Delta T &= 24 - 20.13 \\ \Delta T &= 3.87^{\circ}C\end{aligned}$$

และอุณหภูมิน้ำเฉลี่ย ( $T_w$ )

$$\begin{aligned}T_w &= \frac{T_{return} + T_{supply}}{2} \\ T_w &= \frac{15.7 + 13}{2} \\ T_w &= 14.35^{\circ}C\end{aligned}$$

หาการถ่ายเทความร้อนจากสมการ

$$q_{cond} = \frac{\dot{m}_f C_p \Delta T}{A} \quad (3.41)$$

พิจารณาช่วงเวลาที่เพดานไม่ได้รับภาระรังสีความร้อนจากแสงอาทิตย์

เมื่อ

$$\begin{aligned}\dot{m}_f &= 5.5L/min = \left(\frac{5.5}{60} kg/s\right) = 0.0917 kg/s \\ C_p &= 4.18 \quad kJ/kg^{\circ}C\end{aligned}$$

แทนค่าในสมการที่ 3.41

$$\begin{aligned}q_{cond} &= \frac{\dot{m}_f C_p \Delta T}{A} \\ q_{cond} &= \frac{(0.0917 kg/s)(4.18 \times 1000 J/kg^{\circ}C)(3.87^{\circ}C)}{(19.35 m^2)} \\ q_{cond} &= 76.66 W/m^2\end{aligned}$$

3.5.9.2 อุณหภูมิน้ำเข้าอยู่ที่ 11 องศาเซลเซียส จะได้อุณหภูมิห้อง ( $T_{room}$ ) 24 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิพื้นผิวเพดาน ( $T_{ceiling}$ ) 19.14 องศาเซลเซียส อัตราการไหล 5.5 ลิตรต่อนาที

กำหนดให้ อุณหภูมิน้ำออก ( $T_{return}$ ) : 13.5 °C  
 อุณหภูมิน้ำเข้า ( $T_{supply}$ ) : 11 °C

ดังนั้นผลต่างของอุณหภูมิห้องและอุณหภูมิพื้นผิวเพดาน:  $\Delta T$

$$\Delta T = T_{room} - T_{ceiling}$$

$$\Delta T = 24 - 19.14$$

$$\Delta T = 4.86^\circ\text{C}$$

และอุณหภูมิน้ำเฉลี่ย ( $T_w$ )

$$T_w = \frac{T_{return} + T_{supply}}{2}$$

$$T_w = \frac{13.5 + 11}{2}$$

$$T_w = 12.25^\circ\text{C}$$

พิจารณาช่วงเวลาที่เพดานไม่ได้รับการรังสีความร้อนจากแสงอาทิตย์  
 เมื่อ

$$m_f = 5.5 \text{ L/min} = \left( \frac{5.5}{60} \text{ kg/s} \right) = 0.0917 \text{ kg/s}$$

$$C_p = 4.18 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

แทนค่าในสมการที่ 3.41

$$q_{cond} = \frac{m_f C_p \Delta T}{A}$$

$$q_{cond} = \frac{(0.0917 \text{ kg/s})(4.18 \times 1000 \text{ J/kg}^\circ\text{C})(4.86^\circ\text{C})}{(19.35 \text{ m}^2)}$$

$$q_{cond} = 96.27 \text{ W/m}^2$$

3.5.9.3 อุณหภูมิน้ำเข้าอยู่ที่ 9 องศาเซลเซียส จะได้อุณหภูมิห้อง 24 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิพื้นผิวเพดาน 17.22 องศาเซลเซียส อัตราการไหล 5.5 ลิตรต่อนาที

กำหนดให้ อุณหภูมิน้ำออก ( $T_{return}$ ) : 12.1 °C

อุณหภูมิน้ำเข้า ( $T_{supply}$ ) : 9 °C

ดังนั้นผลต่างของอุณหภูมิห้องและอุณหภูมิพื้นผิวเพดาน:  $\Delta T$

$$\Delta T = T_{room} - T_{ceiling}$$

$$\Delta T = 24 - 17.22$$

$$\Delta T = 6.78^\circ C$$

และอุณหภูมิน้ำเฉลี่ย ( $T_w$ )

$$T_w = \frac{T_{return} + T_{supply}}{2}$$

$$T_w = \frac{12.1 + 9}{2}$$

$$T_w = 10.55^\circ C$$

พิจารณาช่วงเวลาที่เพดานไม่ได้รับภาระรังสีความร้อนจากแสงอาทิตย์

เมื่อ

$$m_f = 5.5 L / \text{min} = \left( \frac{5.5}{60} \text{ kg} / \text{s} \right) = 0.0917 \text{ kg} / \text{s}$$

$$C_p = 4.18 \text{ kJ} / \text{kg}^\circ C$$

แทนค่าในสมการที่ 3.41

$$q_{cond} = \frac{m_f C_p \Delta T}{A}$$

$$q_{cond} = \frac{(0.0917 \text{ kg} / \text{s})(4.18 \times 1000 \text{ J} / \text{kg}^\circ C)(6.78^\circ C)}{(19.35 \text{ m}^2)}$$

$$q_{cond} = 134.31 \text{ W} / \text{m}^2$$

3.5.9.4 อุณหภูมิน้ำเข้าอยู่ที่ 8 องศาเซลเซียส จะได้อุณหภูมิห้อง 24 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิพื้นผิวเพดาน 15.68 องศาเซลเซียส อัตราการไหล 5.5 ลิตรต่อนาที

กำหนดให้ อุณหภูมิน้ำออก ( $T_{return}$ ) : 11.5 °C

อุณหภูมิน้ำเข้า ( $T_{supply}$ ) : 8 °C

ดังนั้นผลต่างของอุณหภูมิห้องและอุณหภูมิพื้นผิวเพดาน:  $\Delta T$

$$\Delta T = T_{room} - T_{ceiling}$$

$$\Delta T = 24 - 15.68$$

$$\Delta T = 8.32^{\circ}\text{C}$$

และอุณหภูมิน้ำเฉลี่ย ( $T_w$ )

$$T_w = \frac{T_{return} + T_{supply}}{2}$$

$$T_w = \frac{11.5 + 8}{2}$$

$$T_w = 9.75^{\circ}\text{C}$$

พิจารณาช่วงเวลาที่เพดานไม่ได้รับการรังสีความร้อนจากแสงอาทิตย์  
เมื่อ

$$m_f = 5.5 \text{ L/min} = \left( \frac{5.5}{60} \text{ kg/s} \right) = 0.0917 \text{ kg/s}$$

$$C_p = 4.18 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C}$$

แทนค่าในสมการที่ 3.41

$$q_{cond} = \frac{m_f C_p \Delta T}{A}$$

$$q_{cond} = \frac{(0.0917 \text{ kg/s})(4.18 \times 1000 \text{ J/kg}^{\circ}\text{C})(8.32^{\circ}\text{C})}{(19.35 \text{ m}^2)}$$

$$q_{cond} = 164.81 \text{ W/m}^2$$

### 3.5.10 การคำนวณหาอัตราการสูญเสียในท่อ (Friction Loss in Copper Tube)

พลังงานที่สูญเสียในท่อนั้นจะเกิดขึ้นในหลายส่วนด้วยกันทั้งนี้จะแบ่งการสูญเสียพลังงานออกเป็น 2 ส่วนด้วยกันคือส่วนที่เป็นการสูญเสียหลักและส่วนการสูญเสียรอง โดยที่การสูญเสียหลักนั้นจะมีปัจจัยที่เกี่ยวข้องคือ ความยาวของท่อ ขนาดของท่อ และความเร็วของของไหลที่ไหลผ่านท่อ โดยในที่นี้เราจะเลือกอัตราการไหลที่ 15 ลิตร/นาที หรือ 0.00025 เมตร<sup>3</sup>/วินาที เป็นอัตราการไหลที่สูงที่สุดที่สามารถทำการปรับได้ ส่วนการสูญเสียรองนั้นจะเป็นส่วนของข้อต่อที่ใช้เชื่อมต่อระหว่างท่อ

จากสมการที่ 3.40

$$Q = \left( \frac{\pi D^2}{4} \right) V$$

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (3.42)$$

แทนค่า

$$V = \frac{4 \times 0.00025}{\pi (0.017)^2}$$

$$V = 1.25 \text{ m/s}$$

### 3.5.10.1 พลังงานสูญเสียหลัก

หาค่า The relative roughness :  $\frac{\varepsilon}{D}$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.0005 \text{ mm}}{17} = 2.95 \times 10^{-5} \quad (3.43)$$

หาค่า Reynolds Number

$$\text{Re} = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (3.44)$$

$$\text{Re} = \frac{(999 \text{ kg/m}^3)(1.25 \text{ m/s})(0.017 \text{ m})}{1.14 \times 10^{-3}}$$

$$\text{Re} = 18622$$

จะเห็นว่าค่า Reynolds Number ที่ได้มีค่ามากกว่า 4000 แสดงว่าเป็นการไหลแบบปั่นป่วนเพราะฉะนั้นสามารถหาค่า  $f$  ได้จากสูตร

$$f = 0.25 \left( \log \left( \frac{\varepsilon / D}{3.7} + \frac{5.74}{\text{Re}^{0.9}} \right) \right)^{-2} \quad (3.45)$$

แทนค่า

$$f = 0.25 \left( \log \left( \frac{2.95 \times 10^{-5}}{3.7} + \frac{5.74}{(18622)^{0.9}} \right) \right)^{-2}$$

$$f = 0.0264$$

พลังงานหลักที่สูญเสียในท่อ โดยที่ท่อยาว 76 เมตร

$$h_f = \frac{fLV^2}{2Dg} \quad (3.46)$$

แทนค่า

$$h_f = \frac{(0.0264)(76m)(1.25m/s)^2}{2(0.017m)(9.81m/s^2)}$$

$$h_f = 9.4m$$

### 3.5.10.2 พลังงานสูญเสียรองที่เกิดขึ้นในข้อต่อ

โดยที่ข้อโค้งแต่ละค่าจะมีค่า K ไม่เท่ากัน หากเป็นข้อต่อ 180° จะมีค่า K = 1.5 มีจำนวน 14 ตัว ส่วนข้อต่อเนียนจะมีค่า K = 0.08 มี 56 ตัว ส่วนข้อต่อสามทางจะมีค่า K = 2.0 มี 2 ตัว ส่วนข้อต่อ 90° แบบเกลียวจะมีค่า K = 1.5 มี 10 ตัว ซึ่งสูตรที่ใช้ในการคำนวณคือ

$$h_m = \frac{\left( \sum k \right) V^2}{2g} \quad (3.47)$$

แทนค่า

$$h_m = \frac{((1.5 \times 14) + (0.08 \times 56) + (2 \times 2) + (1.5 \times 10))(1.25m/s)^2}{2(9.81m/s^2)}$$

$$h_m = 3.54m$$

เพราะฉะนั้นจะมีพลังงานที่สูญเสียในท่อทั้งหมด

$$h_{\text{ceiling}} = h_f + h_m \quad (3.48)$$

แทนค่า

$$h_{T_{critical}} = 9.4 + 3.54$$

$$h_{T_{critical}} = 12.98m$$

ตารางที่ 3-4 แสดงค่า K สำหรับการไหลผ่านข้อต่อในแบบต่างๆ

| อุปกรณ์ในระบบท่อ                                   | K    |
|--|------|
| <b>ข้องอ (Elbow)</b>                               |      |
| - ข้องอ 90° (ปกติ), แบบหน้าแปลน                    | 0.3  |
| - ข้องอ 90° (ปกติ), แบบเกลียว                      | 1.5  |
| - ข้องอ 90° (รัศมียาว), แบบหน้าแปลน                | 0.2  |
| - ข้องอ 90° (รัศมียาว), แบบเกลียว                  | 0.7  |
| - ข้องอ 45° (เกลียว), แบบหน้าแปลน                  | 0.2  |
| - ข้องอ 45° (ปกติ), แบบเกลียว                      | 0.4  |
| <b>ข้อโค้งกลับ (Return Bend)</b>                   |      |
| - ข้องอ 180° แบบหน้าแปลน                           | 0.2  |
| - ข้องอ 180° แบบเกลียว                             | 1.5  |
| <b>ข้อต่อสามทาง (Tee)</b>                          |      |
| - ไหลในแนวเดิม, แบบหน้าแปลน                        | 0.2  |
| - ไหลในแนวเดิม, แบบเกลียว                          | 0.9  |
| - ไหลแยก, แบบหน้าแปลน                              | 1.0  |
| - ไหลแยก, แบบเกลียว                                | 2.0  |
| <b>ข้อต่อเยเนียน (Union), แบบเกลียว (Threaded)</b> | 0.08 |
| <b>วาล์ว (Valve)</b>                               |      |
| - โกลบวาล์ว, เปิดเต็มที่                           | 10   |
| - แองเกิลวาล์ว (Angle Valve), เปิดเต็มที่          | 2    |
| - เกตวาล์ว (Gate Valve), เปิดเต็มที่               | 0.15 |
| - เกตวาล์วปิด 1/4                                  | 0.26 |
| - เกตวาล์วปิด 3/8                                  | 0.81 |
| - เกตวาล์วปิด 1/2                                  | 2.06 |
| - เกตวาล์วปิด 5/8                                  | 5.52 |
| - เกตวาล์วปิด 3/4                                  | 17.0 |

|  |      |
|--|------|
| - เกตวาล์วเปิด 7/8                                 | 97.8 |
| - วาล์วกันกลับ (Check Valve) แบบสวิง (Swing Type)  | 2.5  |
| - วาล์วกันกลับ (Check Valve) แบบลูกปืน (Ball Type) | 70.0 |

### 3.5.11 การคำนวณหาขนาดปั๊ม

เราสามารถหาขนาดของปั๊มได้จากสูตร

$$Power = (\rho g Q h_{T_{ceiling}}) \quad (3.49)$$

แทนค่า

$$P = (999 \text{ kg/m}^3)(9.81 \text{ m/s}^2)(0.00025 \text{ m}^3/\text{s})(12.98 \text{ m})$$

$$P = 63.9 \text{ W}$$

โดยที่

|                   |  |
|-------------------|--|
| $Q$               | คืออัตราการไหล, $\text{m}^3/\text{s}$          |
| $A$               | คือพื้นที่หน้าตัดของท่อทองแดง, $\text{m}^2$    |
| $V$               | คือความเร็ว, $\text{m/s}$                      |
| $\epsilon$        | คือความขรุขระสัมบูรณ์, $\text{m}$              |
| $D$               | คือเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อทองแดง, $\text{m}$    |
| $Re$              | คือ Reynolds Number                            |
| $\rho$            | คือความหนาแน่นของน้ำ, $\text{kg/m}^3$          |
| $\mu$             | คือความหนืด, $\text{Pa}\cdot\text{s}$          |
| $f$               | คือตัวประกอบความเสียดทาน                       |
| $h_f$             | คือพลังงานสูญเสียหลัก, $\text{m}$              |
| $h_m$             | คือพลังงานสูญเสียรอง, $\text{m}$               |
| $P$               | คือกำลังของปั๊ม, $\text{W}$                    |
| $g$               | คือแรงโน้มถ่วงของโลกมีค่า $9.81 \text{ m/s}^2$ |
| $h_{T_{ceiling}}$ | คือพลังงานที่สูญเสียในท่อทั้งหมด, $\text{m}$   |
| $k$               | คือค่า Loss Coefficient                        |

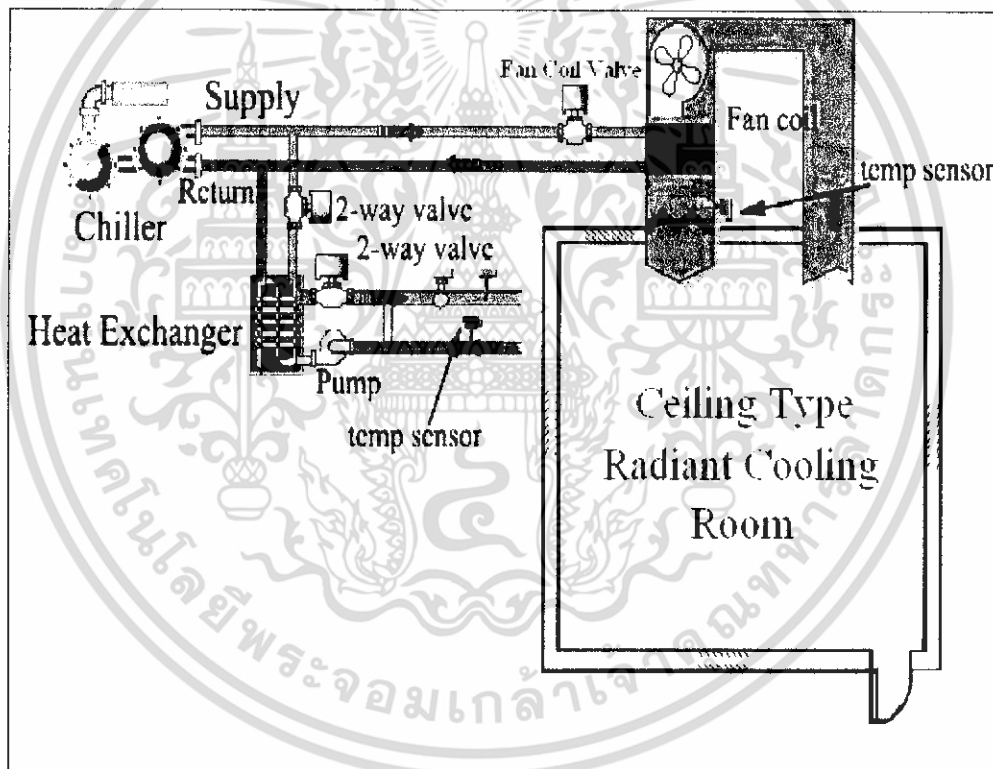
## บทที่ 4

### อุปกรณ์และขั้นตอนการการทดลอง

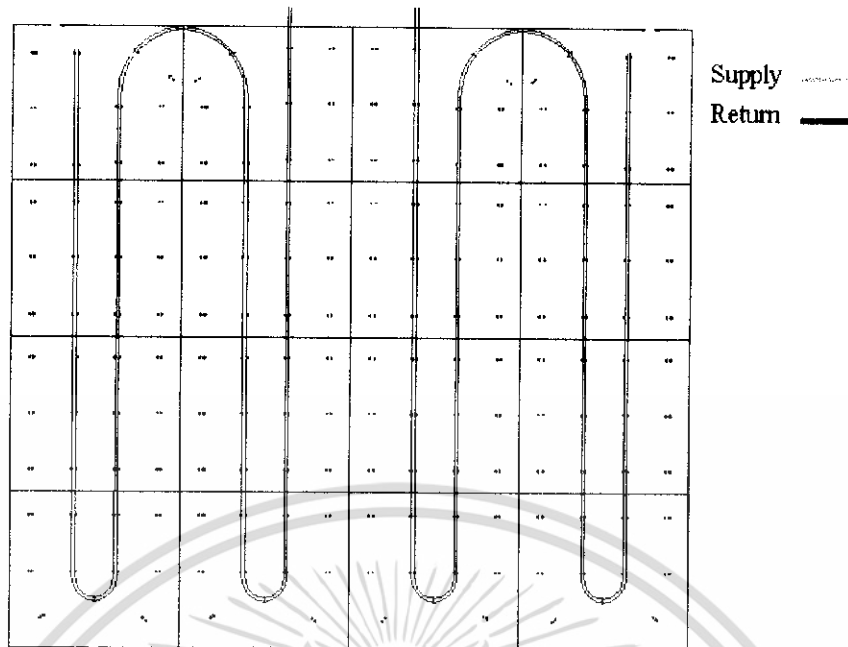
#### 4.1 อุปกรณ์การทดลองที่ใช้ในห้องทดลอง

##### 4.1.1 ห้องทดลอง

ขนาดกว้าง 4.5 เมตร ยาว 4.3 เมตร และความสูงจากพื้นถึงเพดาน 2.7 เมตร มีพื้นที่ในการทำความเย็นที่พื้นประมาณ 19.35 ตารางเมตร ประกอบด้วยแผ่นเพดานทำความเย็นที่ต่อขนานกัน 4 ชุด ทางด้านบนโดยแต่ละชุดเป็นการต่ออนุกรมกัน 2 แผ่นเพดานทำความเย็น โดยมีอยู่ 2 ชุด และชุดคอยล์เย็น โดยเป็นการจำลองระบบทำความเย็นภายในอาคารขนาดเล็ก



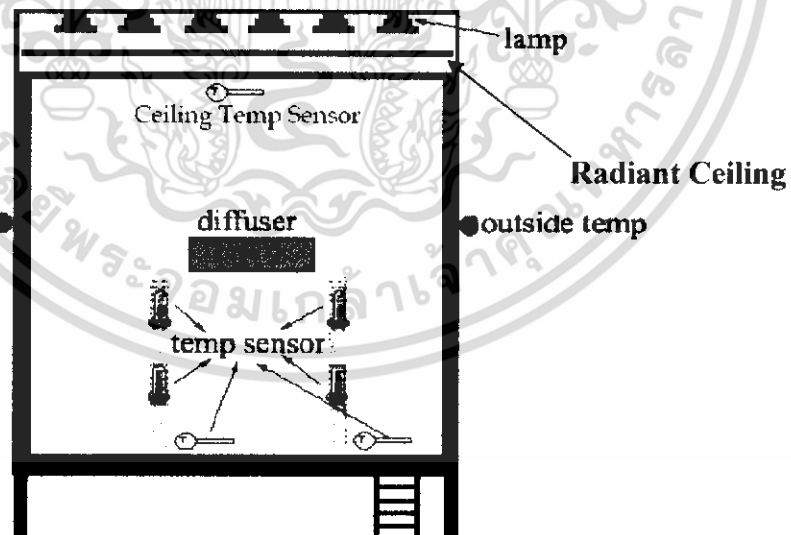
รูปที่ 4-1 แสดงลักษณะของระบบการทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากเพดาน



รูปที่ 4-2 แสดงลักษณะการวางท่อน้ำไว้ด้านบนห้องทดสอบ

#### 4.1.2 เซนเซอร์

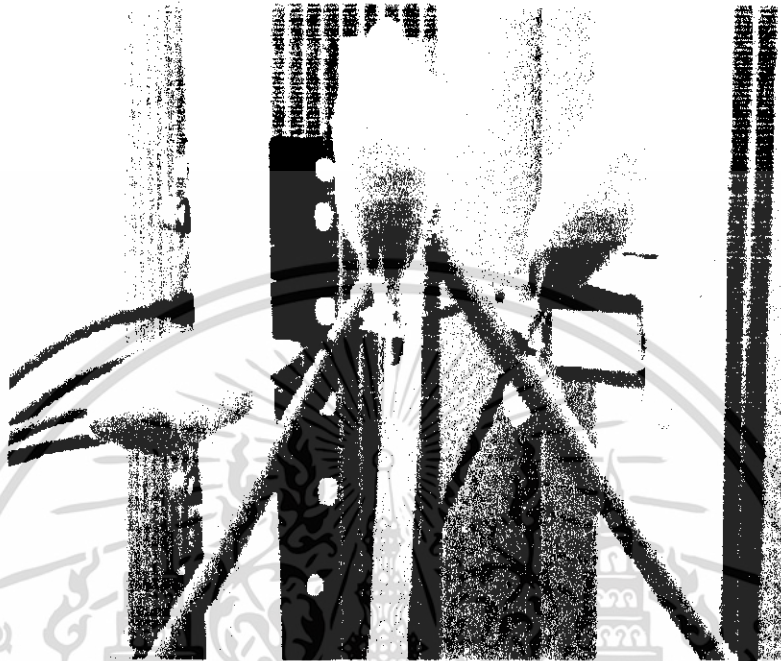
เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดค่าต่างๆ เช่น อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ ความชื้นที่ตำแหน่งต่างๆ ภายในและภายนอกห้องดังรูปที่ 4-3



รูปที่ 4-3 แผนผังแสดงตำแหน่งของเซนเซอร์ของระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากเพดาน

#### 4.1.3 อุปกรณ์วัดค่าอุณหภูมิโอเปอร์ทีฟ

โอเปอร์ทีฟเป็นอุณหภูมิความรู้สึกของมนุษย์ที่สัมผัส การทดลองได้จำลองอุปกรณ์ที่ใช้วัดค่ามีลักษณะเป็นรูปทรงไข่มุกด้วยผ้าสีเทาโดยมีเซนเซอร์วัดค่าอุณหภูมิอยู่ภายในวัสดุ



รูปที่ 4-4 ภาพแสดงอุปกรณ์วัดค่าอุณหภูมิโอเปอร์ทีฟ

#### 4.1.4 ปังน้ำ

เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ส่งน้ำขึ้นบนแผ่นเพดานทำความเย็น

- SPERONI TYPE CA 198 แบบเซนติฟูกัลขนาด 1.5 แรงม้า

- มอเตอร์แบบเหนี่ยวนำ แรงดันไฟฟ้า 290 – 400 โวลต์ กระแส 5.8 – 9.4 A กำลังไฟ 1.1 kW

ความเร็วรอบ 2800 รอบต่อนาที

- ท่อด้านส่ง และด้านดูดขนาด 1 นิ้ว

- หัวน้ำในการส่งสูงสุด 58 เมตร หัวน้ำด้านดูด 18 เมตร

- อัตราการไหลสูงสุด 80 ลิตรต่อนาที

#### 4.1.5 ท่อน้ำและข้อต่อต่างๆ

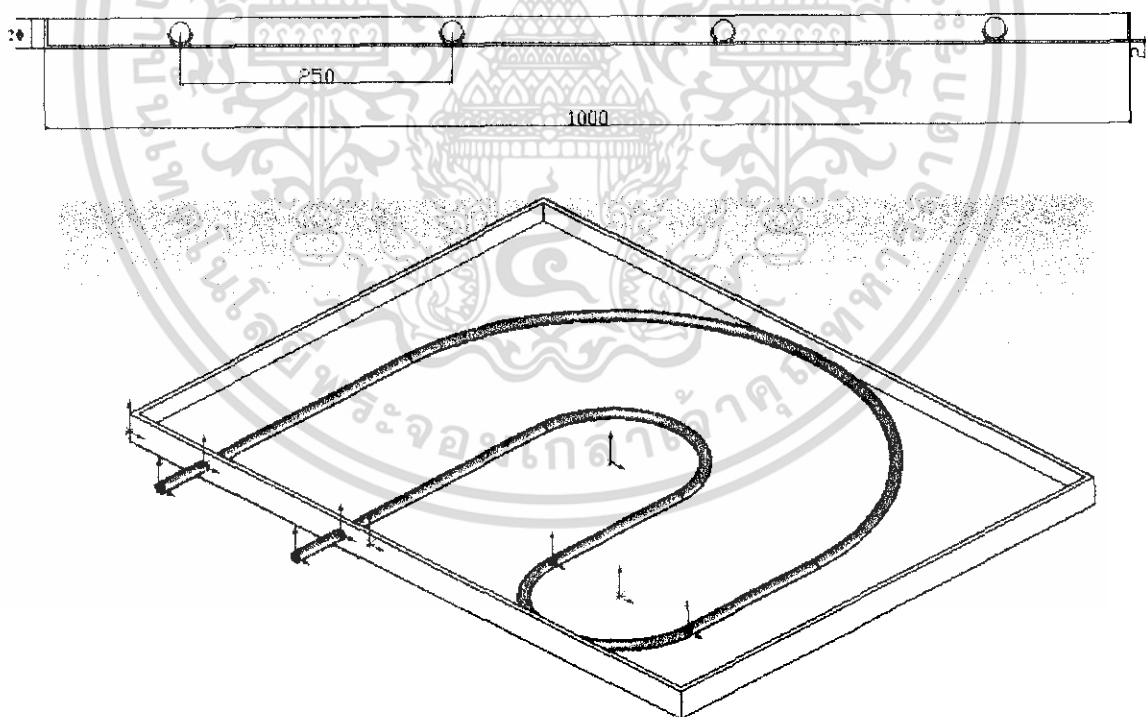
ในการทดลองนี้จะใช้ท่อน้ำและข้อต่อ PVC CLASS 13.5 2 ขนาดคือ 1 นิ้ว และ 0.5 นิ้ว โดยท่อน้ำและข้อต่อต่างๆขนาด 1 นิ้ว ใช้ในช่วงท่อส่งน้ำกลับ จนถึงช่วงท่อส่งน้ำเข้าสู่ฝ้าเพดานทำความเย็น ส่วนท่อน้ำและข้อต่อต่างๆ ขนาด 0.5 นิ้ว ใช้ในช่วงแยกส่งน้ำเย็นให้กับแผ่นเพดานทำความเย็น

#### 4.1.6 ฉนวนกันความร้อน

ในการทดลองนี้ใช้ฉนวนยางความหนาแน่น 5 ปอนด์/ลูกบาศก์ฟุต มีสภาพการนำความร้อน 0.26 BTU.in / ft<sup>2</sup>-hr-°F (0.038 W/mK) ความหนา  $\frac{3}{4}$  นิ้ว (20 มิลลิเมตร) ใช้หุ้มท่อส่งน้ำเย็น ส่วนบนของฝ้าเพดานทำความเย็น และปิดทับบริเวณพื้นผิวด้านบนของแผ่นเพดานทำความเย็นเพื่อป้องกันการรั่วบวมเนื่องจากอุณหภูมิอากาศ

#### 4.1.7 แผ่นจำลองเพดานทำความเย็นที่ใช้ทดสอบหาระยะระหว่างท่อทองแดง

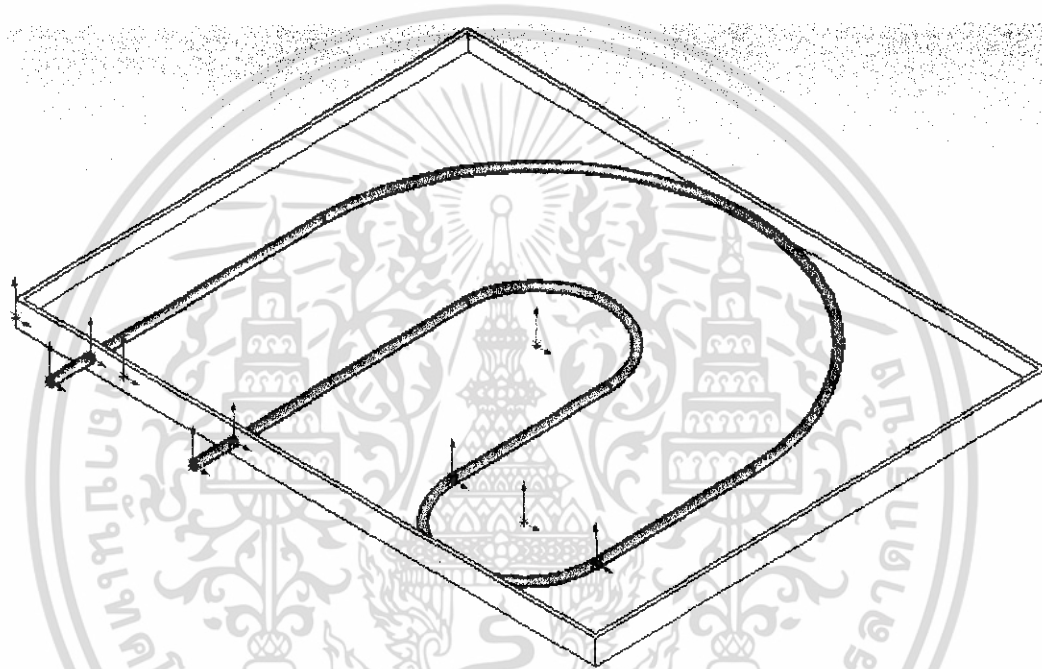
แผ่นเพดานทำความเย็นที่ใช้ในการทดลองทำจากแผ่นอลูมิเนียมหนา 2 มิลลิเมตร พับขึ้นรูปมีขนาด 84 เซนติเมตร x 100 เซนติเมตร และมีท่อทองแดงสำหรับน้ำเย็นไหลผ่านขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 17 มิลลิเมตร เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 19 มิลลิเมตร ยึดติดทางด้านหลังแล้วปิดทับด้วยฉนวนยาง



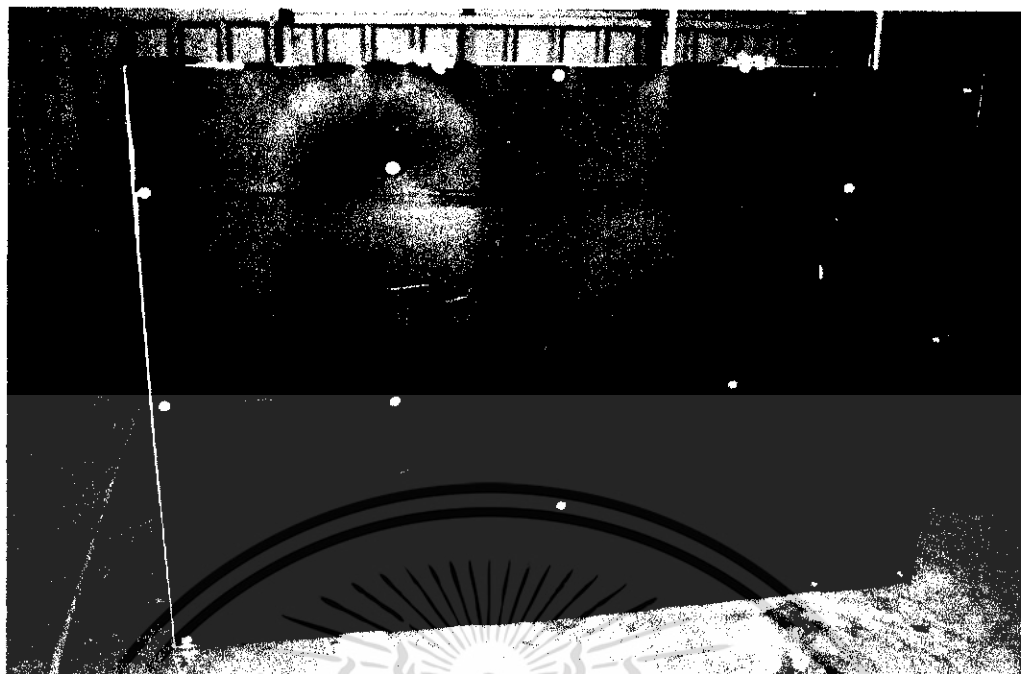
รูปที่ 4-5 แสดงขนาดของแผ่นจำลองเพดานทำความเย็นที่ใช้ทดสอบหาระยะห่างระหว่างท่อทองแดง

#### 4.2 ขั้นตอนในการดำเนินงาน

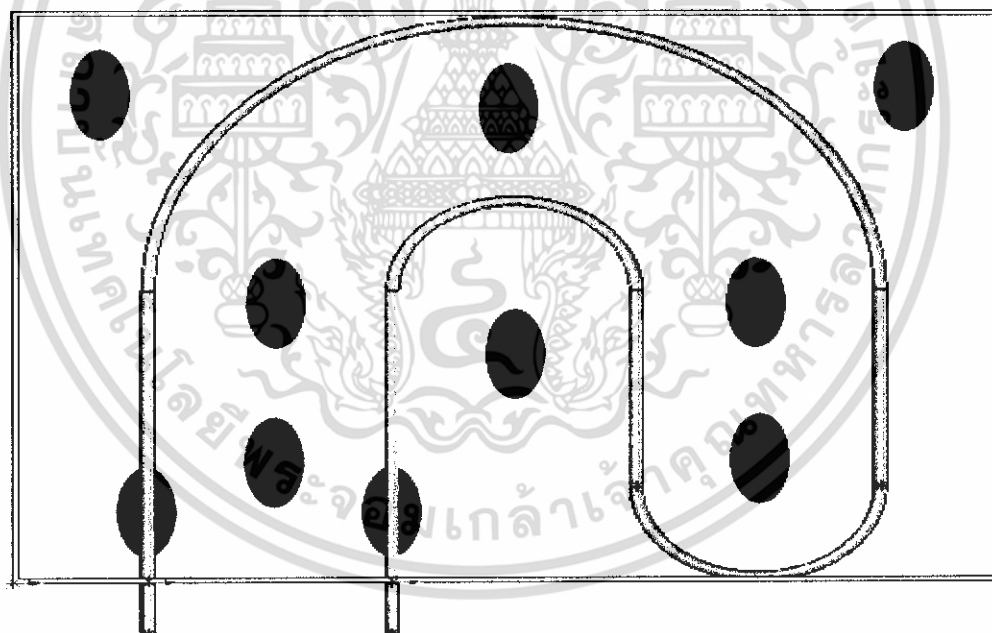
1. ศึกษาทฤษฎี ข้อดี และรวบรวมข้อมูลที่ใช้ในการออกแบบระบบการทำความเย็นแบบแผ่รังสี
2. ทดลองสร้างชุดเพดานทำความเย็น เพื่อที่จะทดสอบการกระจายตัวของอุณหภูมิทั่วทั้งแผ่นทดสอบที่ระยะห่างระหว่างท่อทองแดงที่ระยะ 350 มิลลิเมตร ดังรูปที่ 4-6
3. ทำการติดตั้งแผ่นฉนวนบนแผ่นเพดานทำความเย็นเพื่อป้องกันการรบกวนเนื่องจากอุณหภูมิอากาศ รวมทั้งติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆของแผ่นทดสอบจำนวน 10 จุด ดังรูปที่ 4-6 และ รูปที่ 4-7
4. ทำการทดสอบหาการกระจายตัวของอุณหภูมิของแผ่นเพดานทำความเย็นโดยใช้อัตราการไหลคงที่ที่ 15 ลิตรต่อนาที และใช้อุณหภูมิน้ำเข้าแผ่นเพดานทำความเย็นที่อุณหภูมิ 14 15 และ 16 องศาเซลเซียส



รูปที่ 4-6 ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง 350 มิลลิเมตร



รูปที่ 4-7 ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง 350 มิลลิเมตร ที่ถูกหุ้มด้วยฉนวนแล้ว

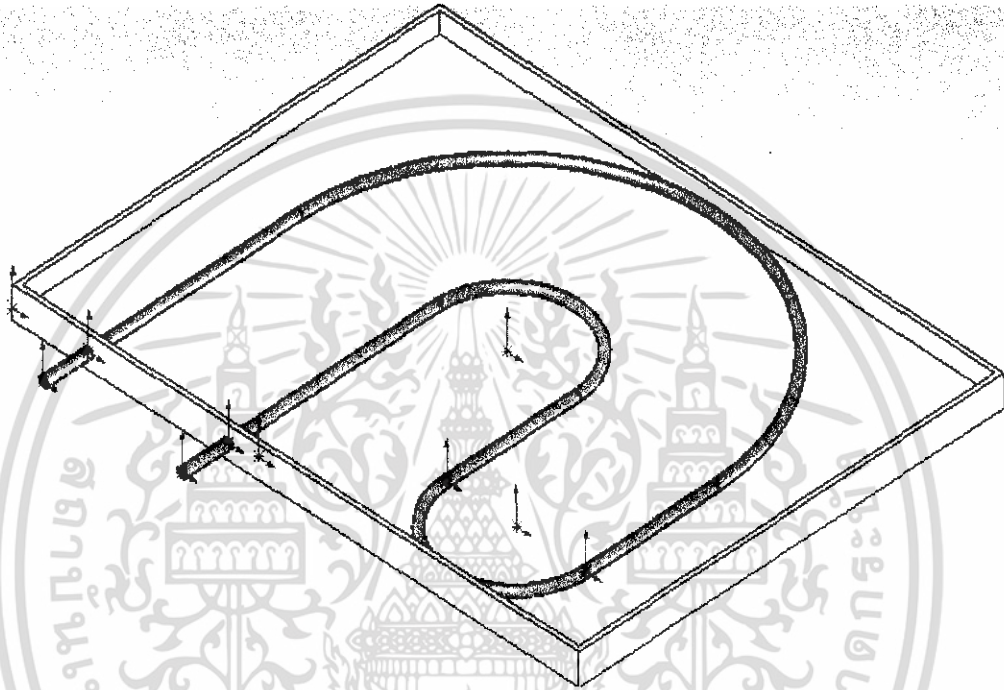


รูปที่ 4-8 ตำแหน่งที่ทำการติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ 10 ตำแหน่ง  
ของระยะห่างท่อทองแดงที่ 350 มิลลิเมตร

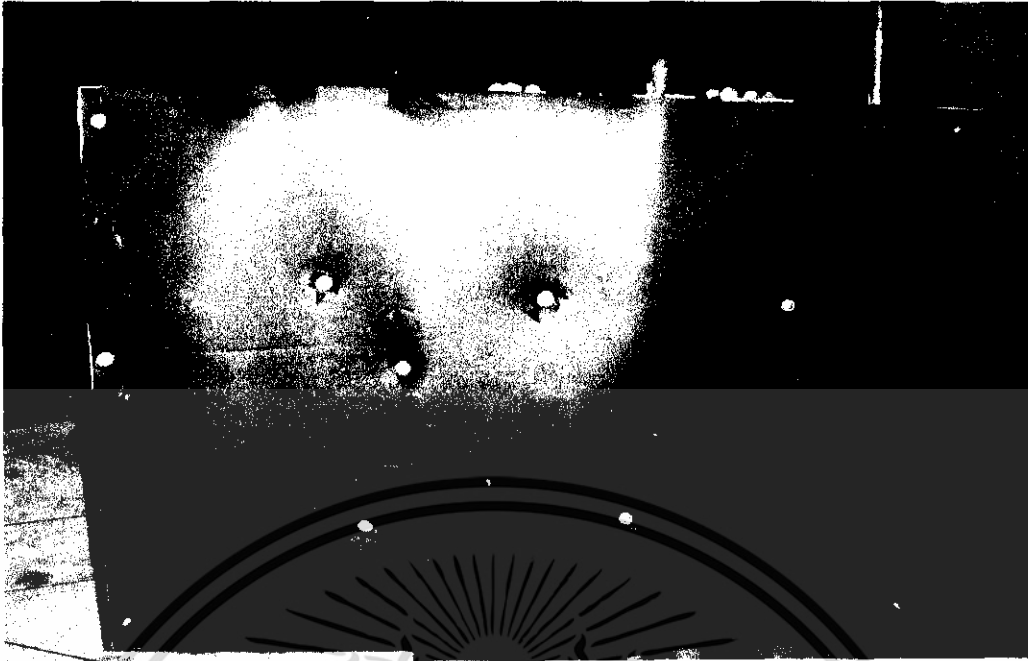
5. ทดลองสร้างชุดเพดานทำความเย็น เพื่อที่จะทดสอบการกระจายตัวของอุณหภูมิทั่วทั้งแผ่นทดสอบ ที่ระยะห่างระหว่างท่อทองแดงที่ระยะ 300 มิลลิเมตร ดังรูปที่ 4-9

6. ทำการติดตั้งแผ่นฉนวนบนแผ่นเพดานทำความเย็นเพื่อป้องกันการรบกวนเนื่องจากอุณหภูมิอากาศ รวมทั้งติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆของแผ่นทดสอบจำนวน 10 จุด ดังรูปที่ 4-10 และรูปที่ 4-11

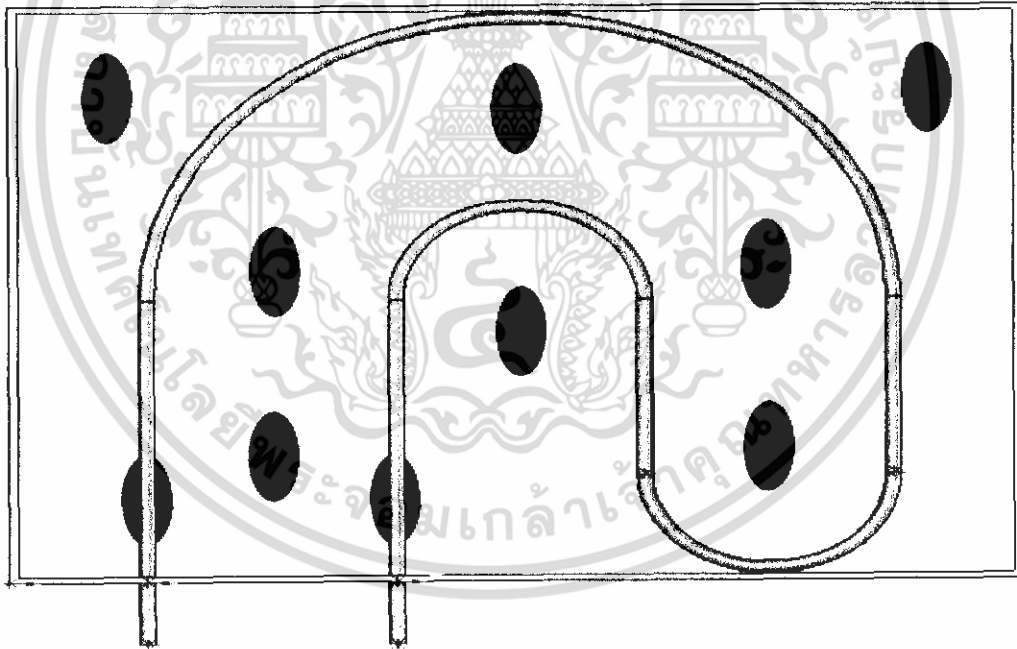
7. ทำการทดลองหาการกระจายตัวของอุณหภูมิของแผ่นเพดานทำความเย็น โดยใช้อัตราการไหลคงที่ ที่ 15 ลิตรต่อนาที และใช้อุณหภูมิน้ำเข้าแผ่นเพดานทำความเย็นที่อุณหภูมิ 14 15 และ 16 องศาเซลเซียส



รูปที่ 4-9 ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง 300 มิลลิเมตร



รูปที่ 4-10 ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง 300 มิลลิเมตร ที่ถูกหุ้มด้วยฉนวนแล้ว

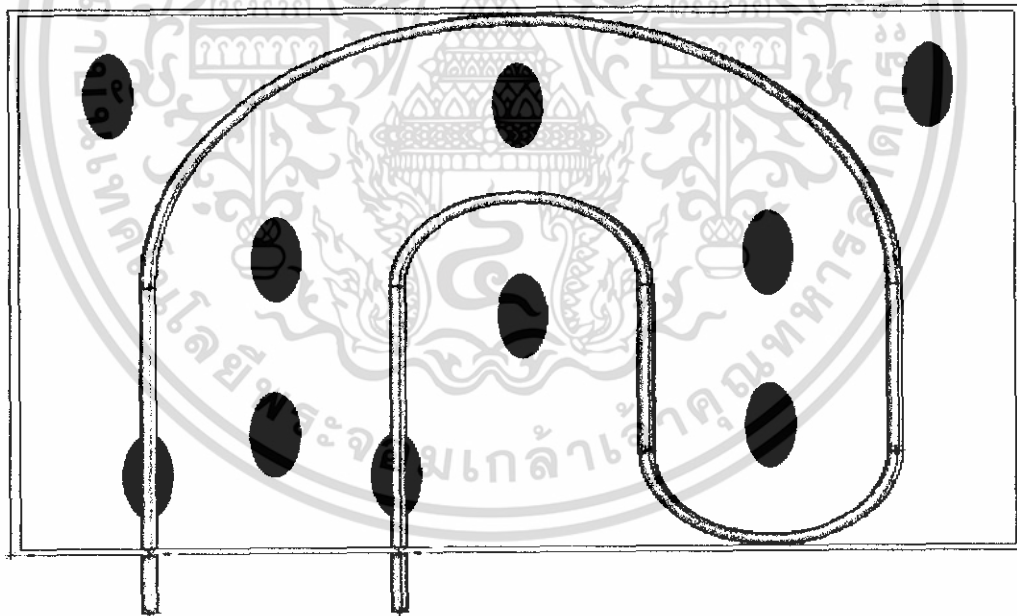


รูปที่ 4-11 ตำแหน่งที่ทำการติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ 10 ตำแหน่ง  
ของระยะห่างท่อทองแดงที่ 300 มิลลิเมตร





รูปที่ 4-13 ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง 250 มิลลิเมตร ที่ถูกหุ้มด้วยฉนวนแล้ว



250

รูปที่ 4-14 ตำแหน่งที่ทำการติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ 10 ตำแหน่ง  
ของระยะห่างท่อทองแดงที่ 250 มิลลิเมตร

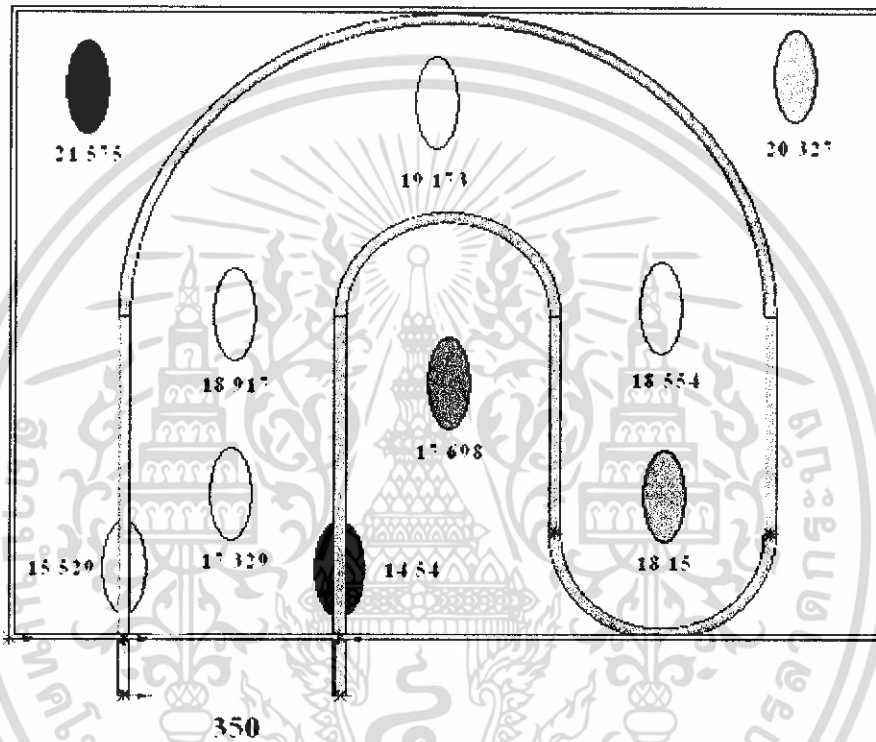
11. นำผลการทดลองที่ได้มาวิเคราะห์ เพื่อสร้างระบบการทำความเข้าใจแบบแผ่รังสีจากเขตนานในห้องทดสอบจริง
12. ทำการทดลองเพื่อหาการกระจายตัวของอุณหภูมิโอเปอเรทีฟภายในห้อง ในกรณีที่ไม่มีการจากแสงมากระทำในห้องทดสอบ
13. ทำการทดลองเพื่อหาอุณหภูมิที่ทำให้พื้นผิวเขตนานเกิดการควบแน่น โดยให้อัตราการไหลคงที่



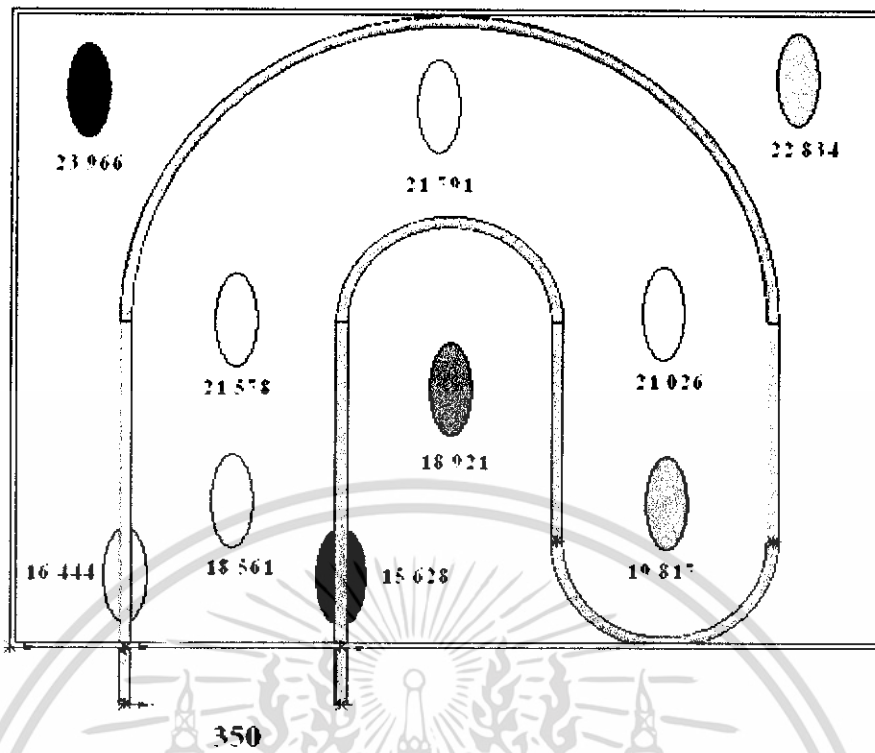
## บทที่ 5

### ผลการทดลอง

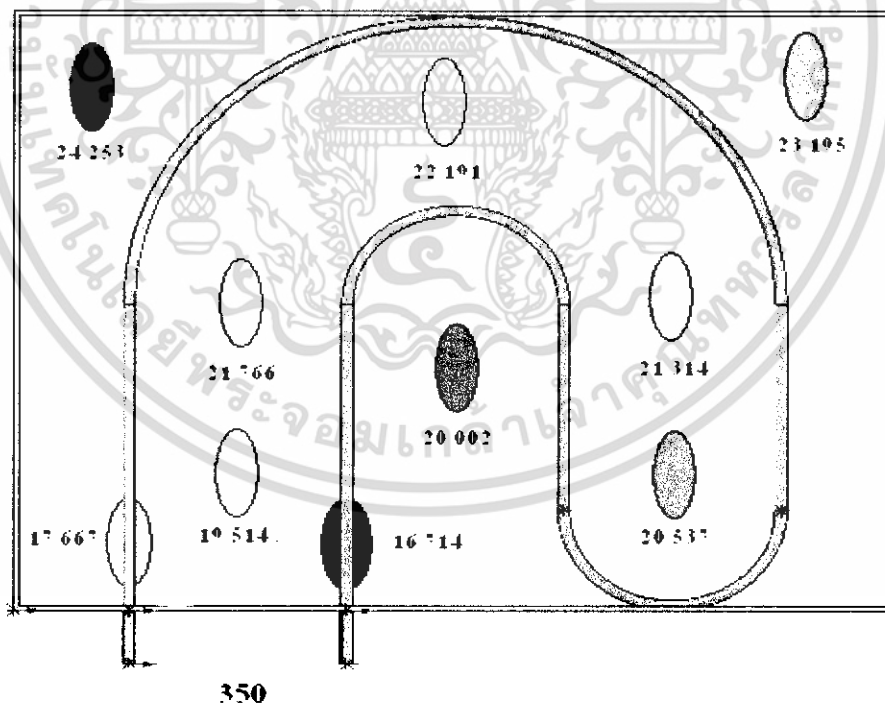
1. ที่ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง 350 มิลลิเมตร วัดที่อัตราการใช้พลังงานที่ 15 ลิตร/นาที อุณหภูมิน้ำเข้าผ่านเพดานที่ 14 15 และ 16 °C ได้ผลการทดลองดังรูปที่ 5-1 5-2 และ 5-3 ตามลำดับ



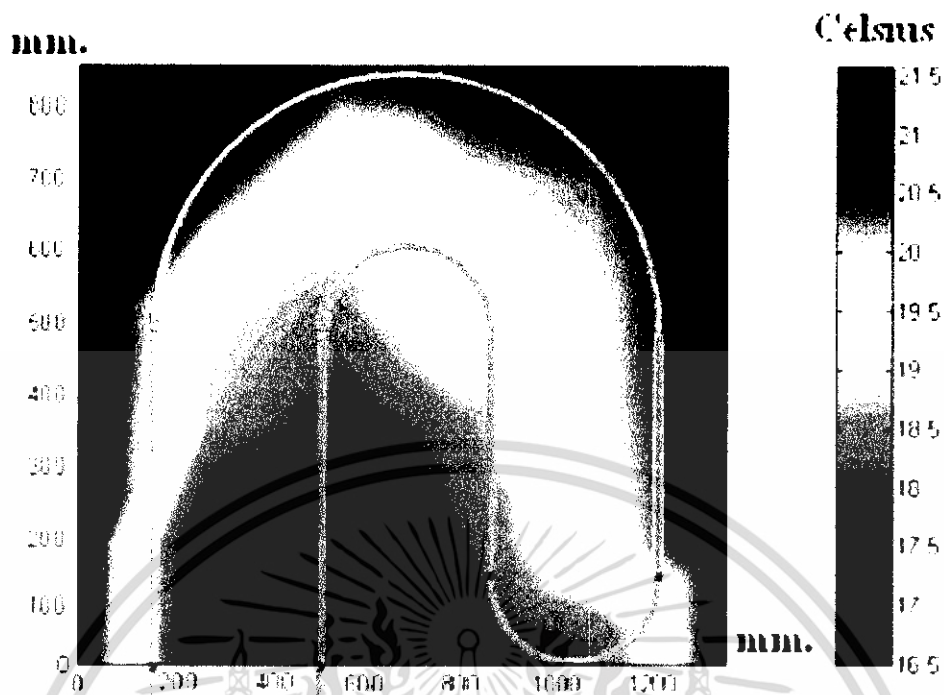
รูปที่ 5-1 ผลการทดลองที่ระยะห่างท่อทองแดง 350 มิลลิเมตร อุณหภูมิน้ำเข้าเพดาน 14 °C



รูปที่ 5-2 ผลการทดลองที่ระยะห่างท่อทองแดง 350 มิลลิเมตร อุณหภูมิน้ำเข้าเตา 15 °C



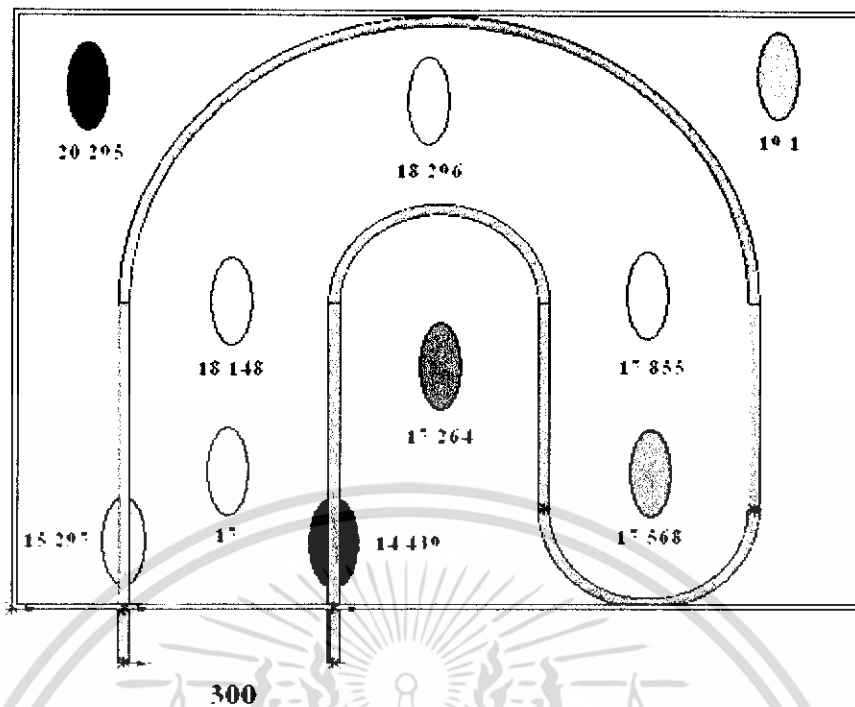
รูปที่ 5-3 ผลการทดลองที่ระยะห่างท่อทองแดง 350 มิลลิเมตร อุณหภูมิน้ำเข้าเตา 16 °C



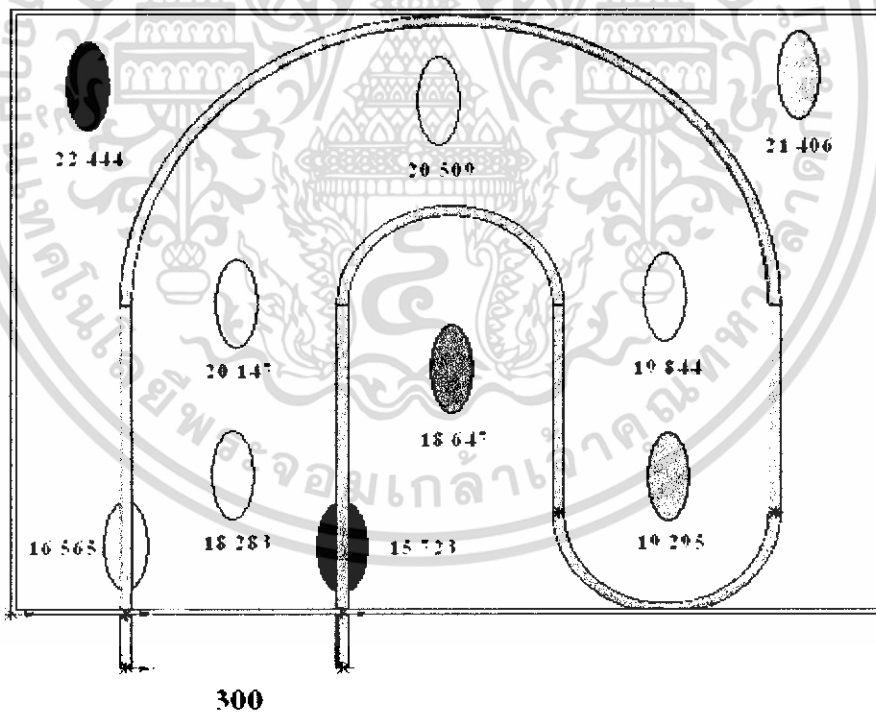
รูปที่ 5-4 ผลการทดลองการกระจายอุณหภูมิที่ระยะห่างท่อทองแดง 350 มิลลิเมตร

จากรูปที่ 5-4 ผลการทดสอบการกระจายตัวของอุณหภูมิของพื้นผิวเพดาน โดยใช้เซ็นเซอร์วัดตามตำแหน่งต่างๆ 10 ตำแหน่ง ปรากฏว่าที่ระยะห่างระหว่างท่อทองแดงที่ระยะ 350 มิลลิเมตร พบว่าตำแหน่งที่มีอุณหภูมิต่ำสุด (สีน้ำเงิน) จะอยู่ตรงบริเวณทางเข้า และอุณหภูมิจะเริ่มสูงขึ้นเรื่อยๆ จนสูงสุด (สีแดงเข้ม) ที่บริเวณทางโค้งก่อนที่น้ำจะออกจากระบบ ซึ่งพบว่าการกระจายตัวของอุณหภูมิของพื้นผิวเพดานมีค่าแตกต่างกัน 4 - 5 องศาเซลเซียส

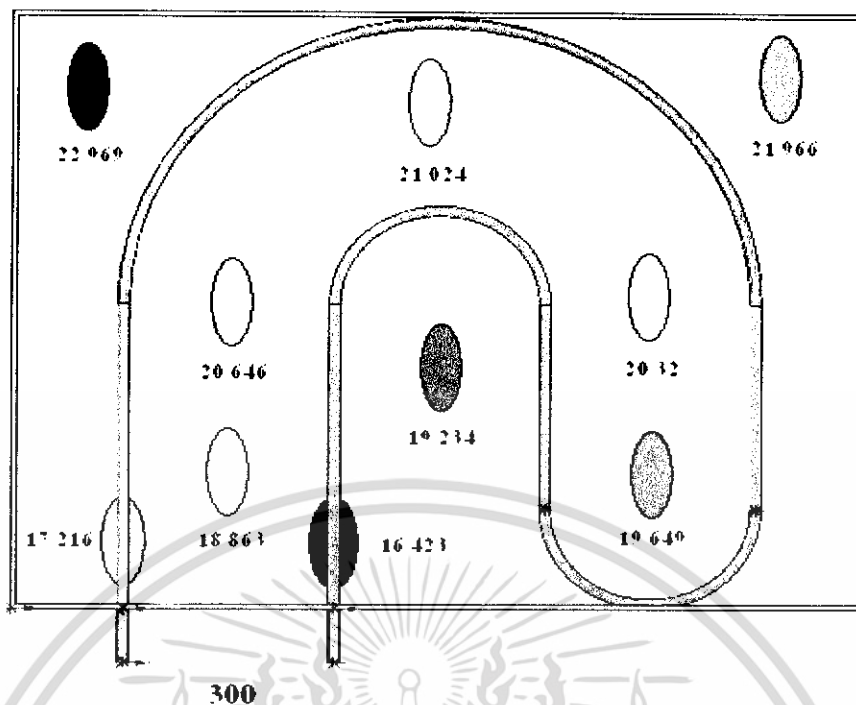
2. ที่ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง 300 มิลลิเมตร วัดที่อัตราการไหลคงที่ที่ 15 ลิตร/นาที อุณหภูมิน้ำเข้าแผ่นเพดานที่ 14 15 และ 16 °C ได้ผลการทดลองดังรูปที่ 5-5 5-6 และ 5-7



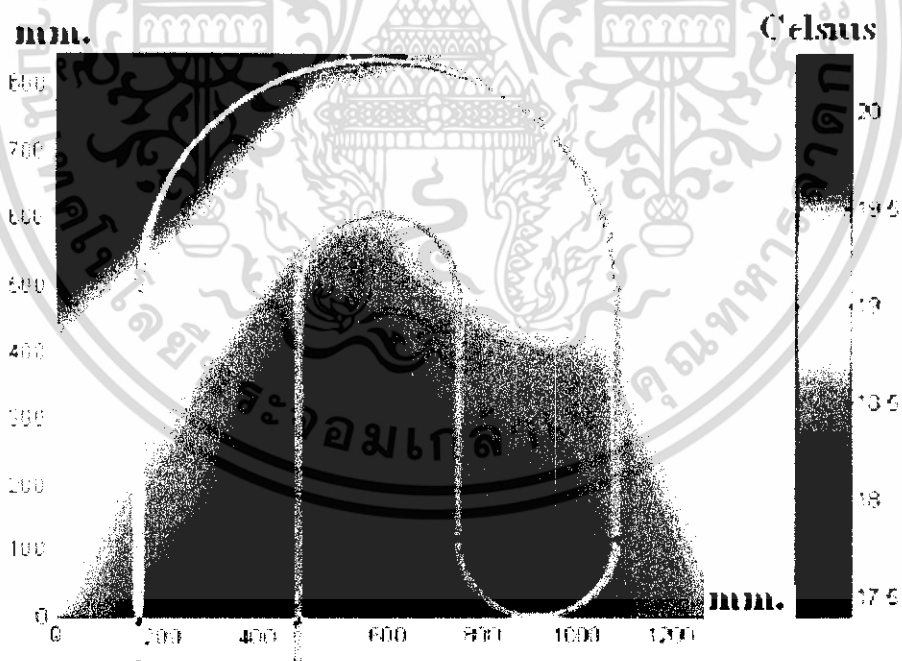
รูปที่ 5-5 ผลการทดลองที่ระยะห่างท่อทองแดง 300 มิลลิเมตร อุณหภูมิน้ำเข้าเตทาน  $14^{\circ}C$



รูปที่ 5-6 ผลการทดลองที่ระยะห่างท่อทองแดง 300 มิลลิเมตร อุณหภูมิน้ำเข้าเตทาน  $15^{\circ}C$



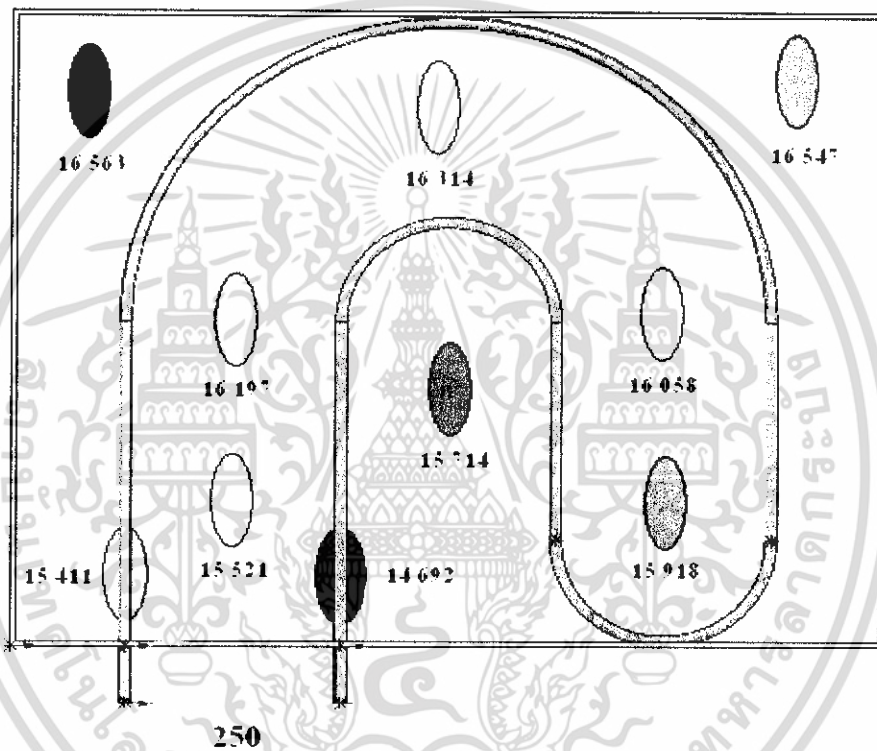
รูปที่ 5-7 ผลการทดลองที่ระยะห่างท่อแดง 300 มิลลิเมตร อุณหภูมิหน้าเข้าพลาสมา 16 °C



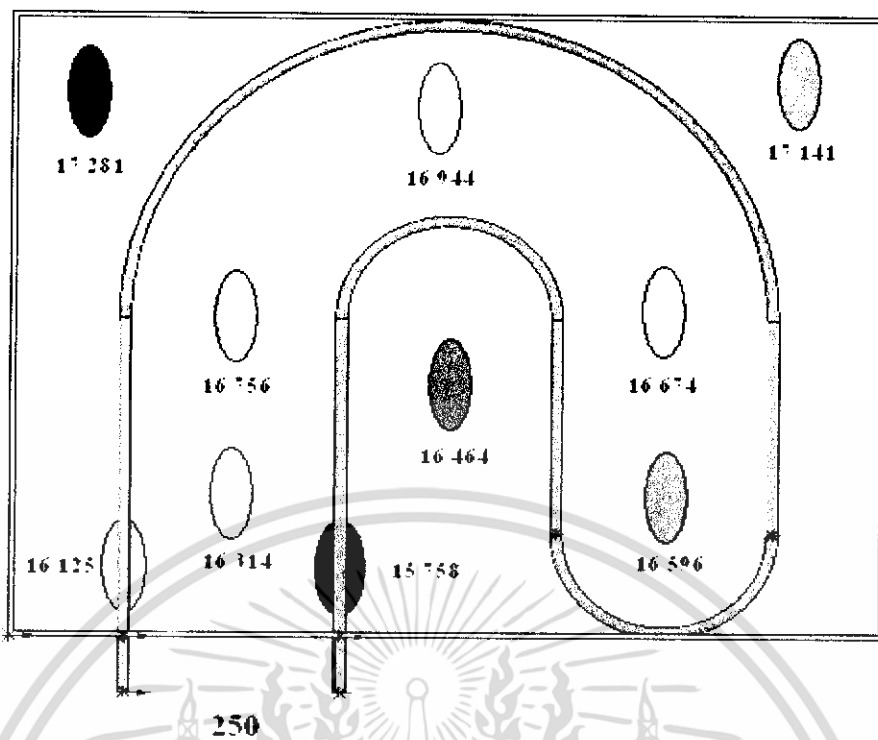
รูปที่ 5-8 ผลการทดลองการกระจายอุณหภูมิที่ระยะห่างท่อแดง 300 มิลลิเมตร

จากรูปที่ 5-8 ผลการทดสอบการกระจายตัวของอุณหภูมิของพื้นผิวเพดาน โดยใช้เซ็นเซอร์วัดตาม ตำแหน่งต่างๆ 10 ตำแหน่ง ปรากฏว่าที่ระยะห่างระหว่างท่อทองแดงที่ระยะ 300 มิลลิเมตร พบว่าตำแหน่งที่มี อุณหภูมิต่ำสุด (สีน้ำเงิน) จะอยู่ตรงบริเวณทางเข้า และอุณหภูมิจะเริ่มสูงขึ้นเรื่อยๆ จนสูงสุด (สีแดงเข้ม) ที่ บริเวณทางโค้งก่อนที่น้ำจะออกจากระบบ ซึ่งพบว่าการกระจายตัวของอุณหภูมิของพื้นผิวเพดานค่าแตกต่างกัน 3 - 4 องศาเซลเซียส

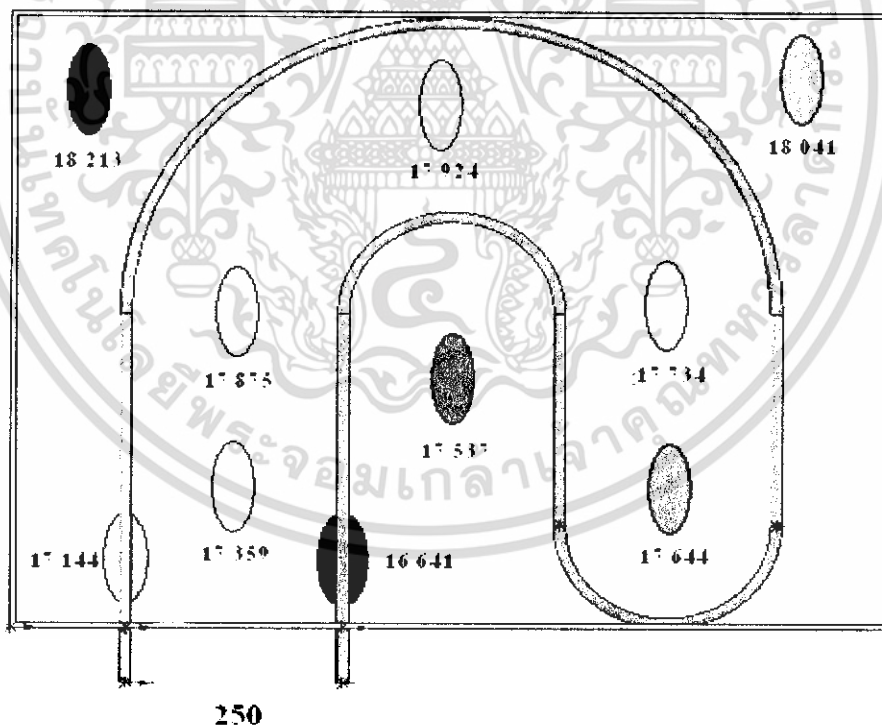
3. ที่ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง 250 มิลลิเมตร วัดที่อัตราการไหลของน้ำที่ 15 ลิตร/นาที่ อุณหภูมิ น้ำ เข้าผ่านเพดานที่ 14, 15 และ 16 °C ได้ผลการทดลองดังรูปที่ 5-9, 5-10 และ 5-11 ตามลำดับ



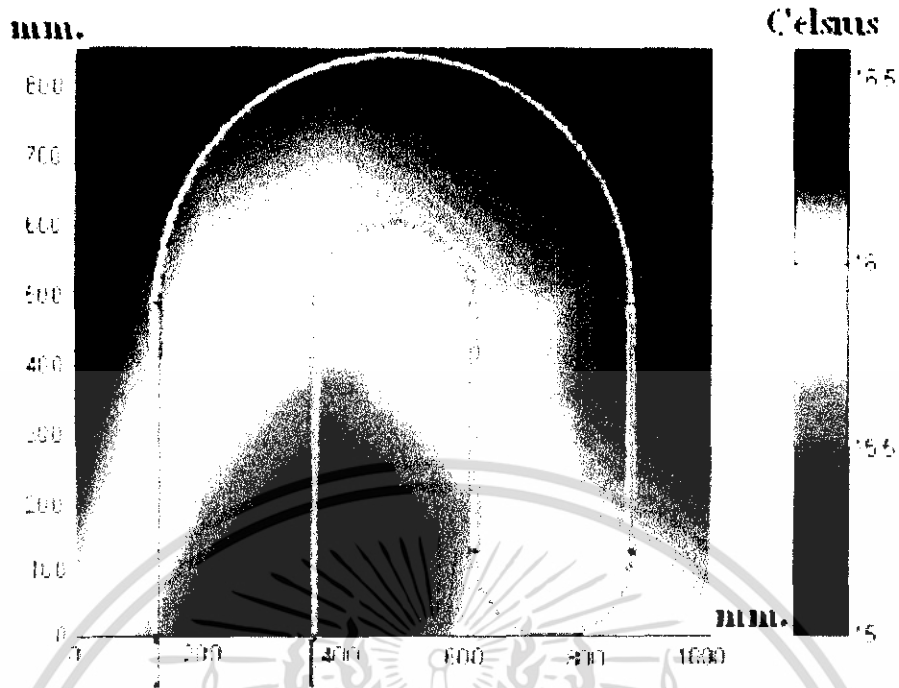
รูปที่ 5-9 ผลการทดลองที่ระยะห่างท่อทองแดง 250 มิลลิเมตร อุณหภูมิ น้ำ เข้าผ่าน 14 °C



รูปที่ 5-10 ผลการทดลองที่ระยะห่างท่อทองแดง 250 มิลลิเมตร อุณหภูมิน้ำเข้าเตา 15 °C

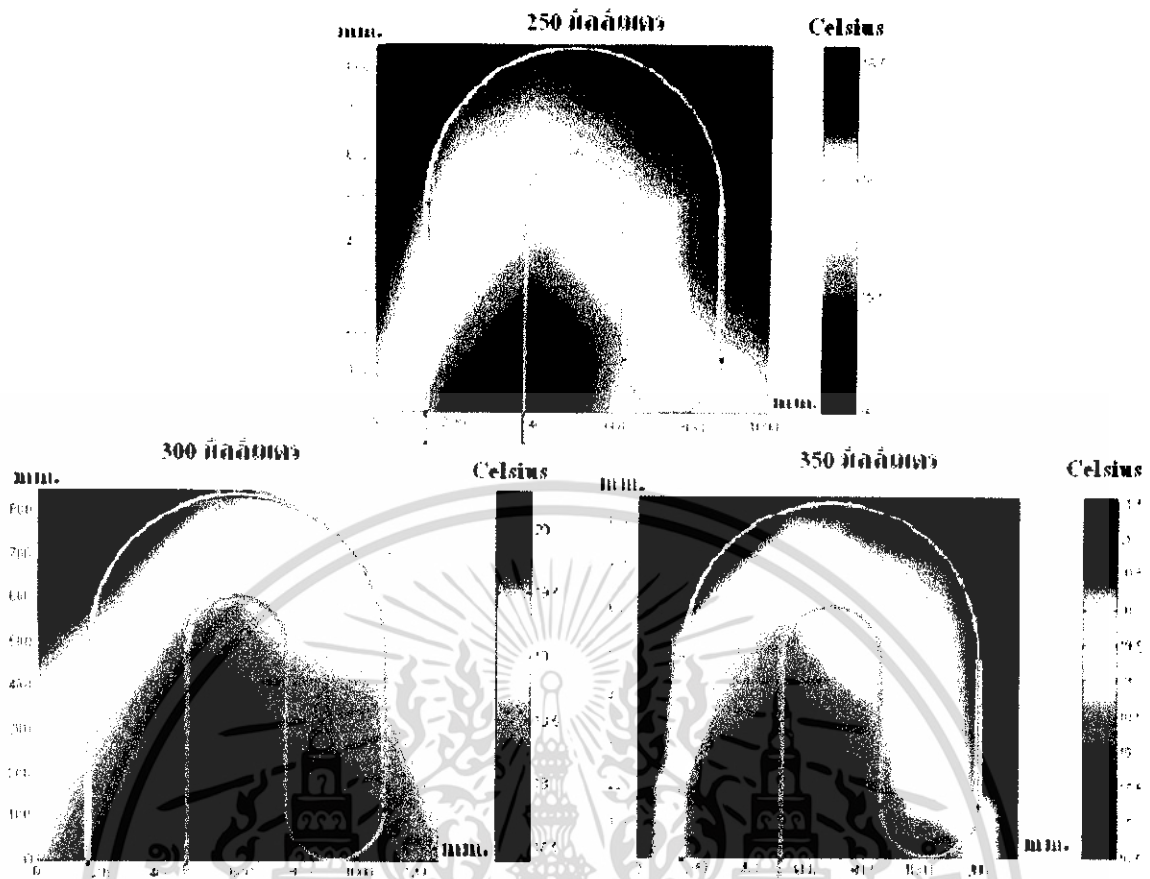


รูปที่ 5-11 ผลการทดลองที่ระยะห่างท่อทองแดง 250 มิลลิเมตร อุณหภูมิน้ำเข้าเตา 16 °C



รูปที่ 5-12 ผลการทดลองการกระจายอุณหภูมิที่ระยะห่างท่อทองแดง 250 มิลลิเมตร

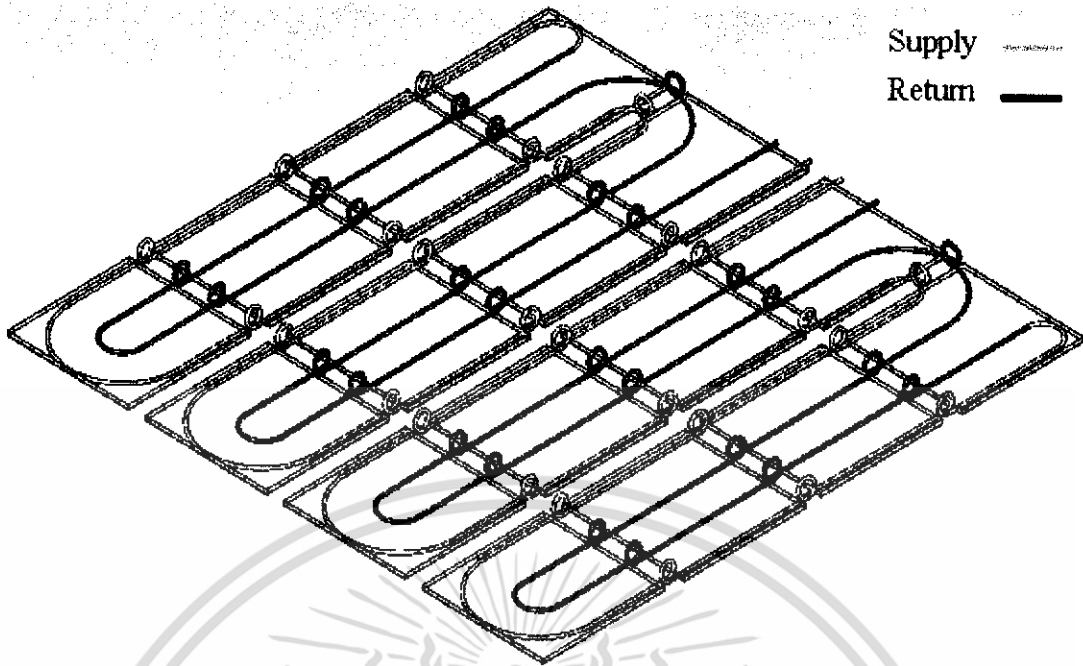
จากรูปที่ 5-12 ผลการทดสอบการกระจายตัวของอุณหภูมิของพื้นผิวเพดาน โดยใช้เซ็นเซอร์วัดตามตำแหน่งต่างๆ 10 ตำแหน่ง ปรากฏว่าที่ระยะห่างระหว่างท่อทองแดงที่ระยะ 250 มิลลิเมตร พบว่าตำแหน่งที่มีอุณหภูมิต่ำสุด (สีน้ำเงิน) จะอยู่ตรงบริเวณทางเข้า และอุณหภูมิจะเริ่มสูงขึ้นเรื่อยๆ จนสูงสุด (สีแดงเข้ม) ที่บริเวณทางโค้งก่อนที่น้ำจะออกจากระบบ ซึ่งพบว่าการกระจายตัวของอุณหภูมิของพื้นผิวเพดานค่าแตกต่างกัน 1 องศาเซลเซียส



รูปที่ 5-13 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายอุณหภูมิของพื้นผิวพาดานทำความเย็น

จากรูปที่ 5-13 ผลการทดสอบและเปรียบเทียบการกระจายตัวของอุณหภูมิของพื้นผิวพาดาน โดยใช้เซ็นเซอร์วัดตามตำแหน่งต่างๆ 10 ตำแหน่ง ปรากฏว่าที่ระยะห่างระหว่างท่อทองแดงที่ระยะ 250 มิลลิเมตร พบว่าตำแหน่งที่มีอุณหภูมิต่ำสุดมีค่าต่างกับตำแหน่งที่มีอุณหภูมิสูงสุด 1 องศาเซลเซียส ซึ่งมีค่าที่ดีกว่าที่ต่ำกว่าระยะห่างระหว่างท่อทองแดง 350 และ 300 มิลลิเมตร ดังนั้นการกระจายตัวของพื้นผิวพาดานทำความเย็นกระจายตัวสม่ำเสมอ

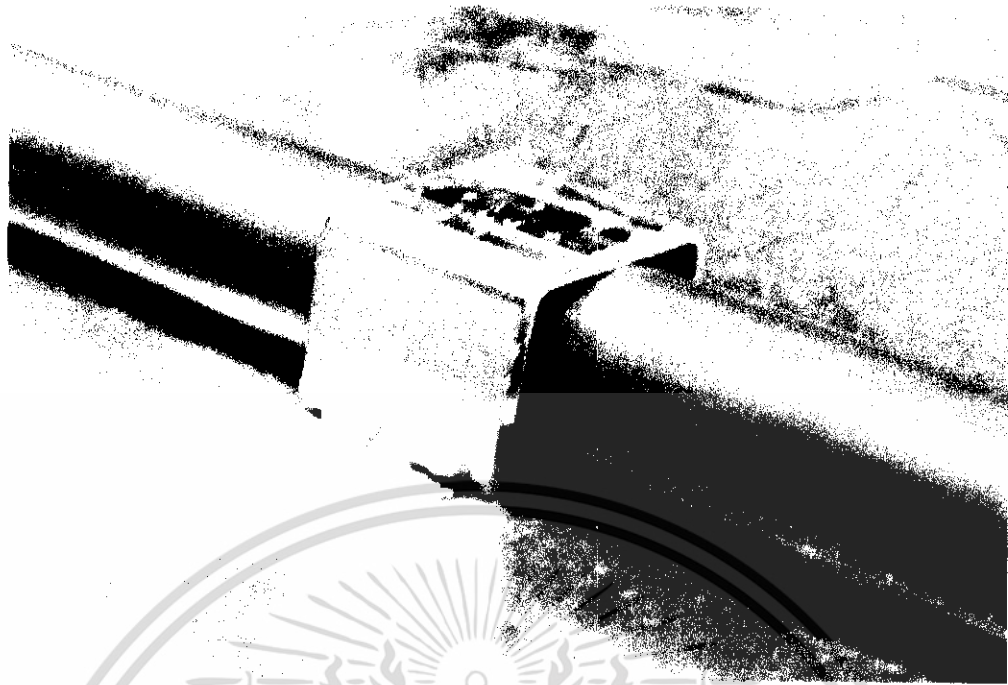
ดังนั้นจากผลการทดลองที่ได้ การกระจายตัวที่สม่ำเสมอของพื้นผิวพาดานที่ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง 250 มิลลิเมตร จึงนำไปสร้างแผ่นพาดานทำความเย็นที่ห้องทดลองขนาดกว้าง 4.5 เมตร ยาว 4.3 เมตร และความสูงจากพื้นถึงพาดาน 2.7 เมตร มีพื้นที่ในการทำความเย็นที่พื้นประมาณ 19.35 ตารางเมตร ประกอบด้วยแผ่นพาดานทำความเย็นที่ต่อขนานกัน 4 ชุด ทางด้านบนโดยแต่ละชุดเป็นการต่ออนุกรมกัน 2 แผ่นพาดานทำความเย็น โดยมีอยู่ 2 ชุด ดังรูปที่ 5-14



รูปที่ 5-14 แสดงแผ่นเพดานที่ออกแบบเพื่อติดตั้งบนห้องทดสอบ



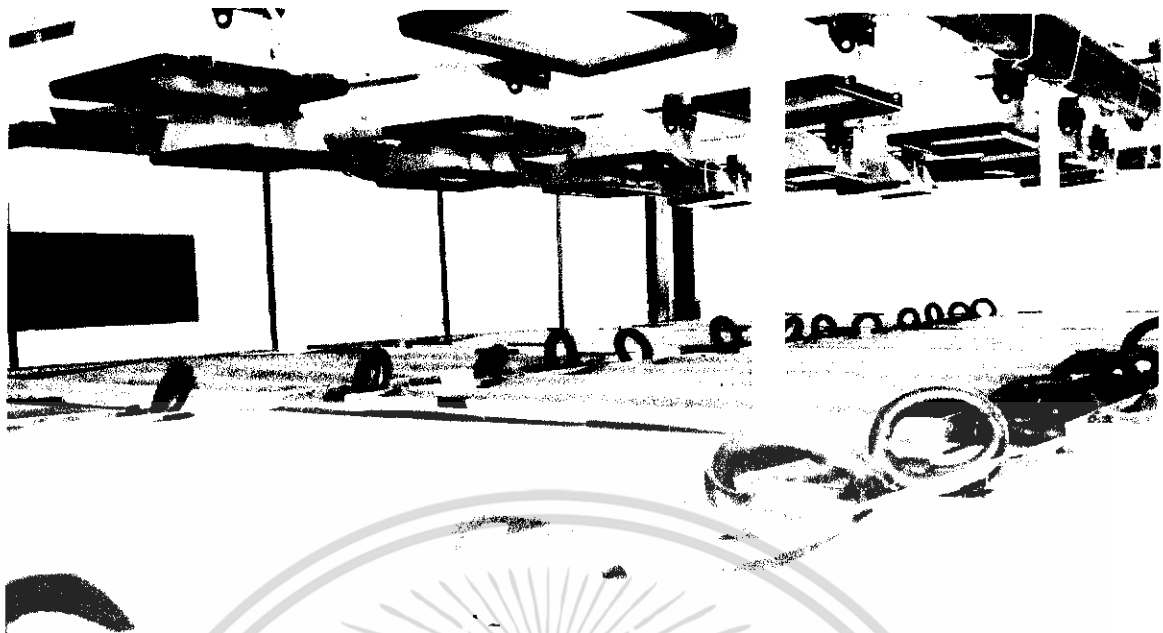
รูปที่ 5-15 แสดงรูปการติดตั้งของทองแดงกับแผ่นอลูมิเนียม



รูปที่ 5-16 แสดงศิลปอดุมิเนียมที่ใช้ยึดท่อทองแดงกับแผ่นอดุมิเนียม



รูปที่ 5-17 แสดงการติดตั้งบนห้องทดสอบ 1



รูปที่ 5-18 แสดงการติดตั้งบนห้องทดสอบ 2

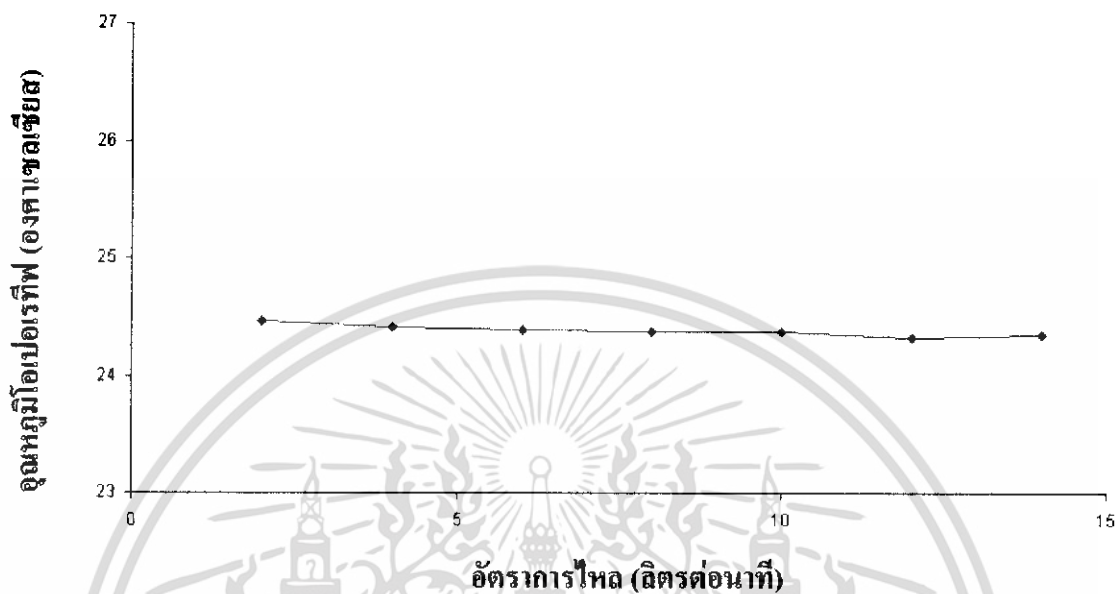
4. ทดลองหาอุณหภูมิโอเปอร์ทีฟ ในกรณีที่ไม่มีภาระจากแสงมากระทำกับห้องทดสอบ ได้ผลดังตารางที่ 5-1

ตารางที่ 5-1 แสดงผลการทดลองอุณหภูมิโอเปอร์ทีฟ ในกรณีที่ไม่มีภาระจากแสงมากระทำกับห้องทดสอบ

| อัตราการไหล (ลิตร/นาที) | อุณหภูมิโอเปอร์ทีฟ (องศาเซลเซียส) |
|-------------------------|-----------------------------------|
| 2                       | 24.472                            |
| 4                       | 24.442                            |
| 6                       | 24.39                             |
| 8                       | 24.382                            |
| 10                      | 24.375                            |
| 12                      | 24.329                            |
| 14                      | 24.35                             |

และเมื่อนำค่าอุณหภูมิโอเปอเรทีฟ ที่ได้มาเขียนกราฟระหว่างอัตราการไหลกับอุณหภูมิโอเปอเรทีฟ จะได้กราฟดังนี้

### กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิโอเปอเรทีฟกับอัตราการไหล



#### รูปที่ 5-19 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิโอเปอเรทีฟกับอัตราการไหลในระดับต่างๆ

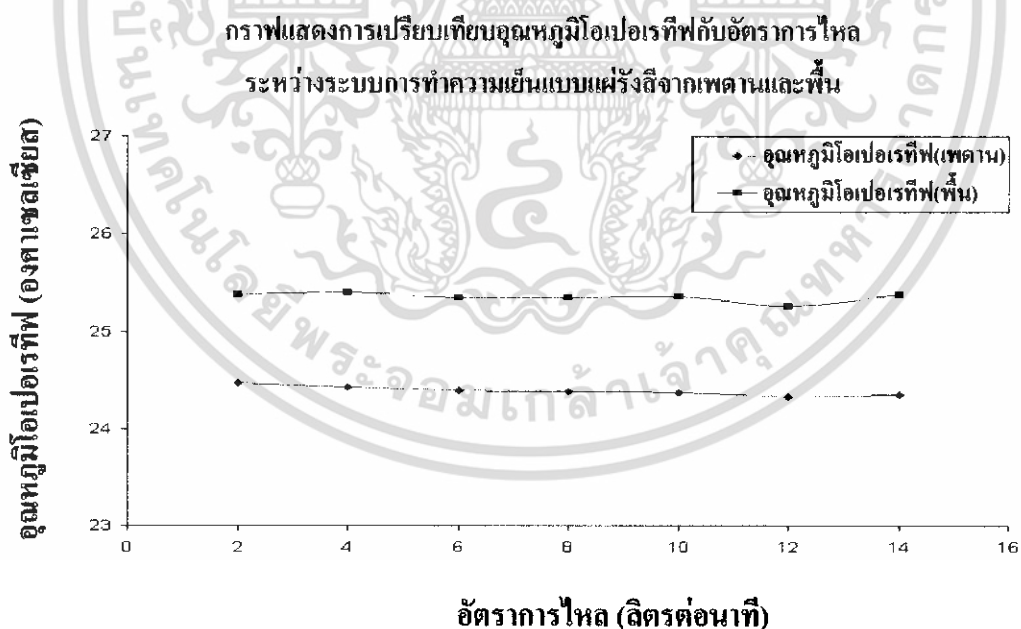
จากการทดลองหาอุณหภูมิโอเปอเรทีฟดังตารางที่ 5-1 เมื่อไม่มีภาระของแสงมากระทำ โดยที่ทำการปรับอัตราการไหลที่ระดับเริ่มจาก 2, 4, 6, 8, 10, 12 และ 14 ลิตรต่อนาที ตามลำดับ แล้วรองจนกว่าอุณหภูมิโอเปอเรทีฟนิ่ง นำผลที่ได้มาศึกษา จากการวิเคราะห์ผลการทดลองพบว่า ที่อัตราการไหลต่างๆ ให้ผลของอุณหภูมิออกมามีลักษณะที่ใกล้เคียงกันมากต่างกันเพียงทศนิยมตำแหน่งที่สองและที่สามเท่านั้น ดังนั้นค่าที่ได้จากการทดลองจึงถือว่ามีค่าเท่ากัน

จากนั้นทำการเปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอเรทีฟ ในกรณีที่ไม่มีภาระจากแสงมากระทำกับห้องทดสอบ ระหว่างการทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากพื้นและผดาน ได้ผลดังตารางที่ 5-2

ตารางที่ 5-2 แสดงการเปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์ทีฟในกรณีที่ไม่มีการจากแสงมากระทำกับห้องทดสอบ ระหว่างการทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากพื้นและเพดาน

| อัตราการไหล (ลิตร/นาท) | อุณหภูมิโอเปอร์ทีฟ (เพดาน)<br>(องศาเซลเซียส) | อุณหภูมิโอเปอร์ทีฟ (พื้น)<br>(องศาเซลเซียส) |
|------------------------|--|---|
| 2                      | 24.472                                       | 25.377                                      |
| 4                      | 24.442                                       | 25.396                                      |
| 6                      | 24.39  | 25.347                                      |
| 8                      | 24.382                                       | 25.35                                       |
| 10                     | 24.375                                       | 25.353                                      |
| 12                     | 24.329                                       | 25.255                                      |
| 14                     | 24.35  | 25.379                                      |

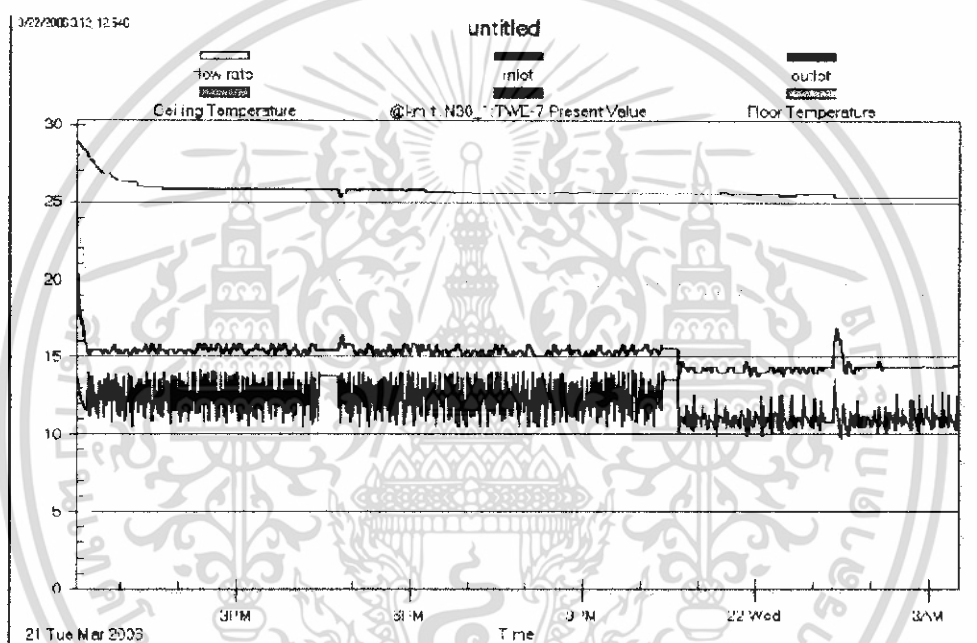
และเมื่อนำค่าอุณหภูมิโอเปอร์ทีฟจากเพดาน และพื้น ที่ได้มาเขียนกราฟแสดงการเปรียบเทียบ อุณหภูมิโอเปอร์ทีฟกับอัตราการไหลในระดับต่างๆ ระหว่างระบบการทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากเพดาน และพื้นจะได้กราฟดังนี้



รูปที่ 5-20 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอร์ทีฟกับอัตราการไหลในระดับต่าง ๆ ระหว่างระบบการทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากเพดานและพื้น

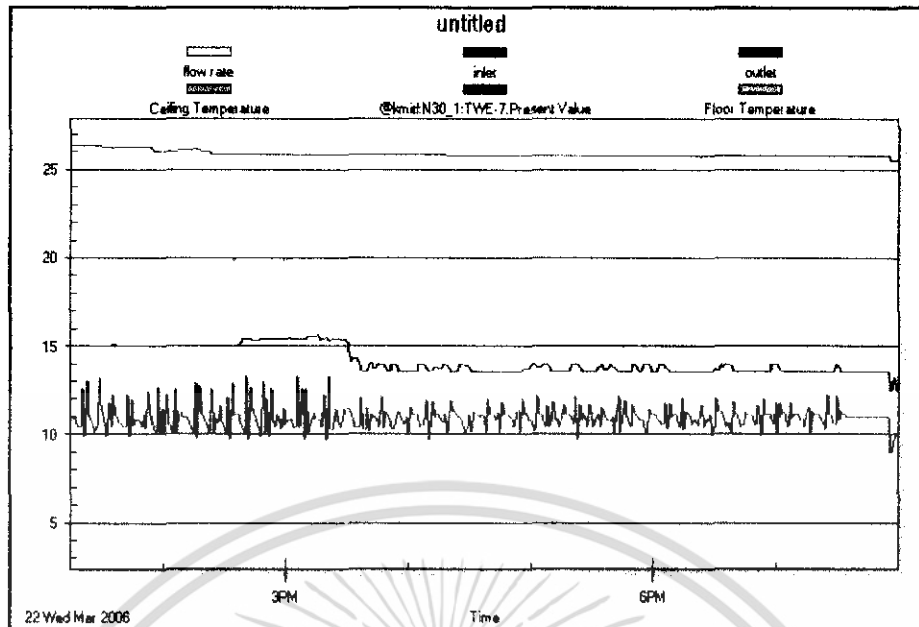
จากการเปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอเรทีฟ ระหว่างการทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากพื้นและเพดาน ได้ผลดังตารางที่ 5-2 เมื่อไม่มีภาระของแสงมากระทำ โดยที่ทำการปรับอัตราการไหลที่ระดับเริ่มจาก 2, 4, 6, 8, 10, 12 และ 14 ลิตรต่อวินาที ตามลำดับ แล้วรอนจนกว่าอุณหภูมิโอเปอเรทีฟนิ่ง นำผลที่ได้มาศึกษา จากการวิเคราะห์ผลการทดลองพบว่า ที่อัตราการไหลต่างๆ พบว่าอุณหภูมิโอเปอเรทีฟของระบบการทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากเพดานสามารถทำความเย็นได้ดีกว่าพื้น 1 องศาเซลเซียส

5. ทดลองหาอุณหภูมิน้ำเข้าที่ทำให้อุณหภูมิพื้นผิวเพดานทำความเย็นเริ่มเกิดการควบแน่น โดยให้อัตราการไหลคงที่ที่ 5.5 ลิตรต่อวินาที และปรับอุณหภูมิน้ำเข้า 13, 11, 9 และ 8 องศาเซลเซียส จะได้ผลดังการทดลองดังรูปต่อไปนี้



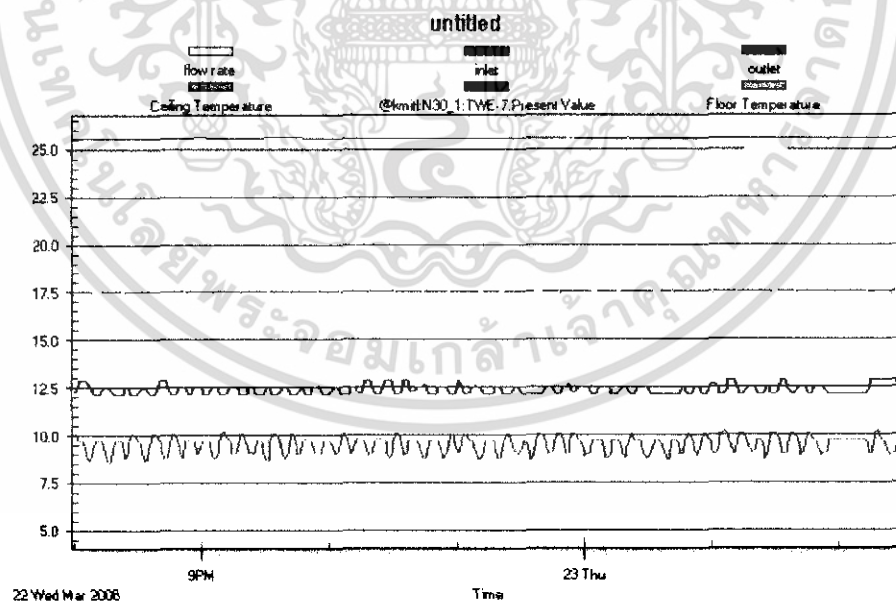
รูปที่ 5-21 แสดงผลการทดลองเมื่ออุณหภูมิน้ำเข้า 13 องศาเซลเซียส

จากรูปที่ 5-21 เมื่ออุณหภูมิน้ำเข้า 13 องศาเซลเซียส จะได้ค่าอุณหภูมิเพดาน (เส้นสีฟ้า) 20.31 องศาเซลเซียส อุณหภูมิพื้น (เส้นสีเขียว) และอุณหภูมิผนังห้อง (เส้นสีชมพู) มีค่า 26.8 และ 25.5 องศาเซลเซียส ตามลำดับ



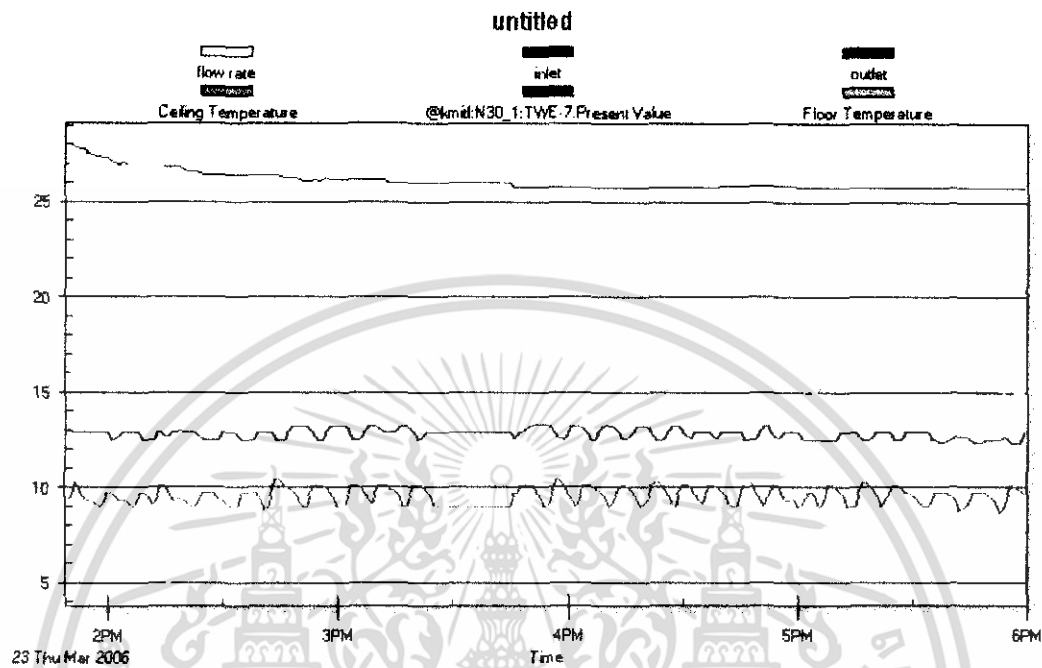
รูปที่ 5-22 แสดงผลการทดลองเมื่ออุณหภูมิหน้าเข้า 11 องศาเซลเซียส

จากรูปที่ 5-22 เมื่ออุณหภูมิหน้าเข้า 11 องศาเซลเซียส จะได้ค่าอุณหภูมิเพดาน (เส้นสีฟ้า) 17.22 องศาเซลเซียส อุณหภูมิพื้น (เส้นสีเขียว) และอุณหภูมิผนังห้อง (เส้นสีชมพู) มีค่า 26 และ 25.5 องศาเซลเซียส ตามลำดับ



รูปที่ 5-23 แสดงผลการทดลองเมื่ออุณหภูมิหน้าเข้า 9 องศาเซลเซียส

จากรูปที่ 5-23 เมื่ออุณหภูมิน้ำเข้า 9 องศาเซลเซียส จะได้ค่าอุณหภูมิเพดาน (เส้นสีฟ้า) 20.31 องศาเซลเซียส อุณหภูมิพื้น (เส้นสีเขียว) และอุณหภูมิผนังห้อง (เส้นสีชมพู) มีค่าประมาณ 26 และ 25 องศาเซลเซียส ตามลำดับ



รูปที่ 5-24 แสดงผลการทดลองเมื่ออุณหภูมิน้ำเข้า 8 องศาเซลเซียส

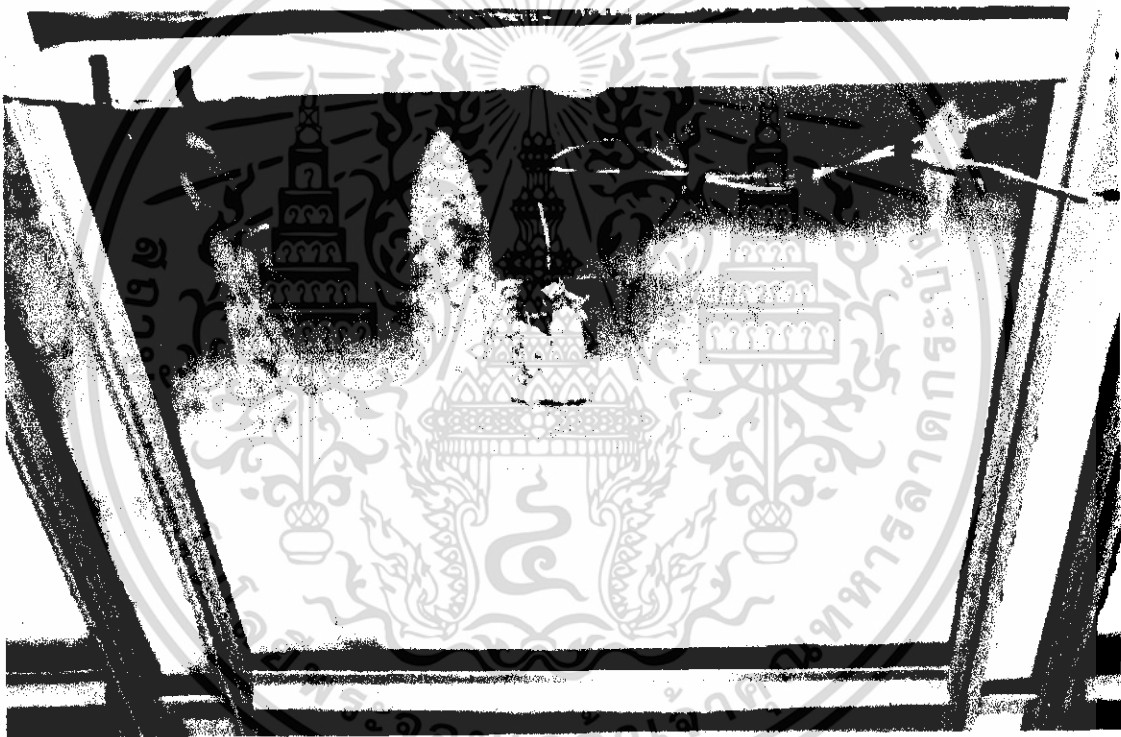
จากรูปที่ 5-24 เมื่ออุณหภูมิน้ำเข้า 8 องศาเซลเซียส จะได้ค่าอุณหภูมิเพดาน (เส้นสีฟ้า) 15.68 องศาเซลเซียส อุณหภูมิพื้น (เส้นสีเขียว) และอุณหภูมิผนังห้อง (เส้นสีชมพู) มีค่าประมาณ 26.5 และ 25.3 องศาเซลเซียส ตามลำดับ

จากรูปที่ 5-21 ถึง 5-24 เราจะได้อุณหภูมิน้ำเข้า และอุณหภูมิพื้นผิวเพดาน จะใช้ช่วงที่อุณหภูมิของพื้น และอุณหภูมิในพื้นผนังไม่มีการเปลี่ยนแปลง ซึ่งจะได้ผลการทดลอง แสดงดังตารางที่ 5-3

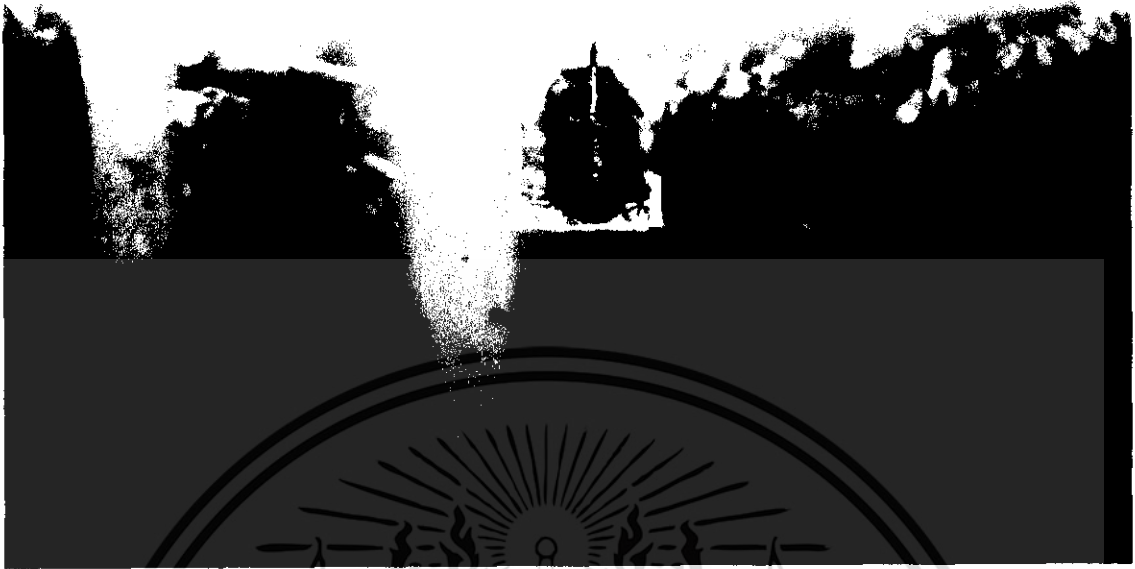
ตารางที่ 5-3 แสดงผลการทดลองอุณหภูมิน้ำเข้าและอุณหภูมิเพดาน

| อุณหภูมิน้ำเข้า (องศาเซลเซียส) | อุณหภูมิพื้นผิวเพดาน (องศาเซลเซียส) |
|--------------------------------|-------------------------------------|
| 13                             | 20.31                               |
| 11                             | 19.14                               |
| 9                              | 17.22                               |

จากตารางที่ 5-3 อุณหภูมิน้ำเข้าที่ 8 องศาเซลเซียส ทำให้อุณหภูมิพื้นผิวเพดานมีค่า 15.68 องศาเซลเซียส แสดงว่าเกิดการควบแน่นที่เพดาน ดังรูปที่ 5-24, 5-25 และ 5-26



รูปที่ 5-25 แสดงการเกิดการควบแน่นที่เพดาน 1



รูปที่ 5-26 แสดงการเกิดการควบแน่นที่เพดาน 2



รูปที่ 5-27 แสดงการเกิดการควบแน่นที่เพดาน 3

## บทที่ 6

### สรุปและข้อเสนอแนะ

#### 6.1 สรุปงานวิจัย

งานวิจัยนี้เป็นทดลองการกระจายตัวของพื้นผิวเพดานทำความเย็นเพื่อใช้ในการออกแบบ และ จัดสร้างระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากเพดาน รวมทั้งทดลองหาอุณหภูมิโอเปอเรทีฟเมื่อใช้อัตราการไหล ของน้ำเข้าห้องทดสอบในระดับต่างๆ โดยใช้ท่อทองแดงสำหรับน้ำเย็นไหล และใช้แผ่นอลูมิเนียมเป็นเพดาน ทำความเย็น ซึ่งในการทดลองจะใช้ตัวแปรในการหาการกระจายตัวของพื้นผิวของเพดานทำความเย็น คือระยะห่าง ระหว่างท่อทองแดง โดยที่

1. ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง 350 มิลลิเมตร พบว่า ตำแหน่งที่มีอุณหภูมิต่ำสุด มีค่าต่างกับ ตำแหน่งที่มีอุณหภูมิสูงสุด อยู่เท่ากับ 4 – 5 องศาเซลเซียส ซึ่งทำให้เห็นว่าการกระจายตัวของพื้นผิวเพดาน ยังคงกระจายตัวยังคงกระจายตัวไม่สม่ำเสมอ

2. ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง 300 มิลลิเมตร พบว่า ตำแหน่งที่มีอุณหภูมิต่ำสุด มีค่าต่างกับ ตำแหน่งที่มีอุณหภูมิสูงสุด อยู่เท่ากับ 3 – 4 องศาเซลเซียส ซึ่งทำให้เห็นว่าการกระจายตัวของพื้นผิวเพดาน ยังคงกระจายตัวยังคงกระจายตัวไม่สม่ำเสมอ แต่ยังคงกระจายตัวได้สม่ำเสมอกว่าที่ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง 350 มิลลิเมตร

3. ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง 250 มิลลิเมตร พบว่า ตำแหน่งที่มีอุณหภูมิต่ำสุด มีค่าต่างกับ ตำแหน่งที่มีอุณหภูมิสูงสุด อยู่เท่ากับ 1 องศาเซลเซียส ซึ่งทำให้เห็นว่าการกระจายตัวของพื้นผิวเพดานยังคง กระจายตัวยังคงกระจายตัวสม่ำเสมอ มากกว่าที่ระยะห่างระหว่างท่อทองแดง 350 และ 300 มิลลิเมตร

ดังนั้นจากผลการทดลองที่ได้ การกระจายตัวที่สม่ำเสมอของพื้นผิวเพดานที่ระยะห่างระหว่างท่อ ทองแดง 250 มิลลิเมตร จึงนำไปสร้างแผ่นเพดานทำความเย็นที่ห้องทดลองขนาดกว้าง 4.5 เมตร ยาว 4.3 เมตร และความสูงจากพื้นถึงเพดาน 2.7 เมตร มีพื้นที่ในการทำความเย็นที่พื้นประมาณ 19.35 ตารางเมตร ประกอบด้วยแผ่นเพดานทำความเย็นที่ต่อขนานกัน 4 ชุด ทางด้านบนโดยแต่ละชุดเป็นการต่ออนุกรมกัน 2 แผ่นเพดานทำความเย็น โดยมีอยู่ 2 ชุด และพบว่าต้องใช้ปั๊มขนาด 64 วัตต์ ในการติดตั้ง

4. จากการทดลองหาอุณหภูมิโอเปอเรทีฟ เมื่อไม่มีภาระของแสงมากระทำ โดยที่ทำการปรับอัตรา การไหลที่ละระดับเริ่มจาก 2, 4, 6, 8, 10, 12 และ 14 ลิตร/นาที่ ตามลำดับ แล้วรอนจนกว่าอุณหภูมิโอเปอเรทีฟ นิ่ง นำผลที่ได้มาวิเคราะห์ผลการทดลองพบว่า ที่อัตราการไหล ๆ ต่างให้ผลของอุณหภูมิออกมามีลักษณะที่ ใกล้เคียงกันมาก เหตุที่เป็นเช่นนี้เพราะเมื่อไม่มีภาระของแสงมากระทำ ค่าอุณหภูมิการแผ่รังสีจากภาระของ แสงก็หายไป จึงเหลือแค่อุณหภูมิห้องที่มาจากเพดานเท่านั้นที่มีผลต่ออุณหภูมิโอเปอเรทีฟ ซึ่งที่อัตราการไหล ต่าง ๆ นั้น ทำให้อุณหภูมิพื้นมีค่าต่างกันไม่มากซึ่งส่งผลโดยตรงต่ออุณหภูมิโอเปอเรทีฟ ทำให้อุณหภูมิที่ได้มี

ค่าต่างกันเพียงเล็กน้อยเท่านั้น ดังนั้นสิ่งที่อิทธิพลอย่างมากกับอุณหภูมิโอเปอเรทีฟก็คืออุณหภูมิการแผ่รังสี ซึ่งได้มาจากการที่ให้ภาระแสงแก่ห้องทดสอบ และจากการเปรียบเทียบอุณหภูมิโอเปอเรทีฟ ที่อัตราการไหลเดียวกัน ระหว่างการทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากเพดานกับพื้น พบว่าเพดานสามารถทำความเย็นอุณหภูมิได้ดีกว่าพื้น 1 องศาเซลเซียส

5. อุณหภูมิของน้ำเข้าที่จ่ายให้กับฝ้าเพดานทำความเย็น จะมีผลต่ออุณหภูมิของพื้นผิวเพดานทำความเย็น และอุณหภูมิของห้องที่สถานะคงตัว โดยที่การจ่ายน้ำเย็นให้กับฝ้าเพดานทำความเย็นที่อุณหภูมิต่ำจะทำให้ อุณหภูมิพื้นผิวของฝ้าเพดานทำความเย็น และอุณหภูมิของห้องที่สถานะคงตัวอยู่ในระดับต่ำกว่าการจ่ายน้ำเย็น ให้กับฝ้าเพดานทำความเย็นที่อุณหภูมิสูง และอุณหภูมิน้ำเข้าที่ทำให้พื้นผิวเพดานเกิดการควบแน่นอยู่ที่ 8 องศาเซลเซียส

## 6.2 ข้อเสนอแนะในการพัฒนาต่อ

1. ในการทำการทดลองนั้นควรคำนึงถึงการป้องกันพลังงานสูญเสียที่จะเกิดขึ้นด้วย เช่น การใช้ ฉลิตโคน นำความร้อนที่มีสภาพการนำความร้อนสูง เป็นตัวประสานระหว่างท่อน้ำเย็น และตัวแผ่นเพดานเพื่อ กำจัดช่องว่างอากาศระหว่างรอยต่อของท่อน้ำเย็นกับแผ่นฝ้าเพดานทำความเย็น รวมถึงการซีล ตามรอยต่อของ ผังหรือ แผ่นเพดานทำความเย็น ด้วยฉลิตโคนยาง หรือเทปกาวย ก็เป็นสิ่งจำเป็นเพื่อป้องกันลมรั่วเข้าสู่ ห้องทดลอง ซึ่งจะมีผลให้อัตราส่วนค่าความชื้นของอากาศในห้องทดลองมีค่าเปลี่ยนแปลง และพลังงาน สูญเสียที่จะเกิดขึ้นด้วย

2. ในการทำการทดลองนั้นควรนั้นควรจะต้องติดตั้งไฟด้วย เพื่อที่จะเหมือนกับการใช้งานในอาคารจริง

3. ในการทำการทดลองนั้นควรจะคำนึงถึงอุณหภูมิที่ทำให้เกิดการควบแน่นที่บริเวณพื้นผิวเพดาน

4. ควรทำความสะอาดและตรวจสอบสภาพการใช้งานของชุดอุปกรณ์ในการทดลอง

5. ปัญหาหนึ่งของงานวิจัยคือ การที่ไม่สามารถผลิตชิ้นงานได้โดยกระบวนการที่เหมาะสม ทำให้ชิ้นงานมีขนาดที่แตกต่างจากที่ได้ออกแบบไว้ค่อนข้างมาก สำหรับปัญหานี้ผู้วิจัยคาดหวังว่าจะมีการผลิตชิ้นงาน ในเชิงพาณิชย์มากขึ้น

## บรรณานุกรม

- [1] Yuan's A.Engel and Michel A.Boles,"Thermodynamics; An Engineering Approach" 4<sup>th</sup> edition, Mcgraw-Hill, 2002
- [2] Richard D.Watson and Kirby S.Chapman,"Radiant Heating Cooling Handbook", Mcgraw-Hill, 2002
- [3] Jan F. Kreider, Peter s. Curtiss and Ari Rabl, "Heating and Cooling of Buildings" 2<sup>nd</sup> Edition, McGraw-Hill, 2002
- [5] Robert W. Fox, Alan T. McDonald and Philip J. Pritchard, "Introduction to Fluid Mechanics", John Wiley & Sons, Inc., 2003
- [6] K.Deerod, K. Rodjanakid and C. Charoenphonphanich, "Study of Condensation Problem in Radiant Floor Cooling System", The 15th International Symposium on Transport Phenomena, May 2004, Bangkok, Thailand
- [7] อัครเดช สีนุภักดิ์, "การปรับอากาศ Air Conditioning", พิมพ์ครั้งที่ 4 ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง, 2534
- [8] อัครเดช สีนุภักดิ์, "การทำความเย็น Refrigeration", พิมพ์ครั้งที่ 4 ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง, 2534
- [9] พงษ์เจต พรหมวงศ์, "การถ่ายเทความร้อน Heat Transfer", ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง, 2542
- [10] Anthony Esposito, "Fluid Power With Applications" 6<sup>th</sup> edition, Prentice Hall, 2003 [4] รศ.มนตรี พิรุณเกษตร, "กลศาสตร์ของไหล Fluid Mechanics", ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์
- [11] เกียรติยศ ดีรอด, ชโลธร ชรรณแท้, อุณหัติ พินโสภณ และ จินดา เจริญพรพาณิชย์, "การควบคุมการทำงานของระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากพื้น", การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 17, 15-17 ตุลาคม 2546 จังหวัดปราจีนบุรี
- [12] อรุพงษ์ ลัทธิสุงเนิน, อุณหัติ พินโสภณ, จินดา เจริญพรพาณิชย์, จักรกริช จึงศิริวัฒนา, "การศึกษาระบบกระจายอุณหภูมิภายในห้องที่ใช้ระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากพื้น", การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 18, 18-20 ตุลาคม 2547 จังหวัดขอนแก่น

- [13] เกียรติยศ ศีรรอด, จินดา เจริญพรพาณิชย์, มนต์ศักดิ์ พิมสาร และ จักรกริช จิงศิริวัฒนา, “การเกิดการควมแน่นบนวัสดุปูพื้นในระบบพื้นทำความเย็นแบบการแผ่รังสี”, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 18, 18-20 ตุลาคม 2547 จังหวัดขอนแก่น
- [14] เกียรติยศ ศีรรอด, อรุพงษ์ ลัทธิสุงเนิน, จิตราภรณ์ วงศาางาม และ จินดา เจริญพรพาณิชย์, “พฤติกรรม การควมแน่นในระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสี”, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่ง ประเทศไทยครั้งที่ 19, 19-21 ตุลาคม 2548 จังหวัดภูเก็ต

