



รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ : การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเท
ความร้อนในอุปกรณ์ด้านความร้อน

Heat Transfer Enhancement In Thermal Equipments

โดย ศาสตราจารย์ ดร.ทงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

และคณะ

กันยายน 2548



รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์



โครงการ : การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเท
ความร้อนในอุปกรณ์ด้านความร้อน
Heat Transfer Enhancement in Thermal Equipments

โดย ศาสตราจารย์ ดร.ทงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์
และคณะ

กันยายน 2548

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ : การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเท
ความร้อนในอุปกรณ์ด้านความร้อน

Heat Transfer Enhancement in Thermal Equipments

- | | |
|--------------------------------------|---|
| 1. ศ.ดร. ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ | มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ |
| 2. ดร. จิรพรรณ เตียรณัฐสุวรรณ | มหาวิทยาลัยเทคโนโลยี
พระจอมเกล้าธนบุรี |
| 3. ดร. สันติ หวังนิพนธ์โต | สถาบันเทคโนโลยีปทุมวัน |
| 4. ดร. อติพงศ์ นันทพันธุ์ | การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย |
| 5. ผศ.ดร. ณัฐวุฒิ ดุษฎี | มหาวิทยาลัยแม่โจ้ |
| 6. ผศ.ดร. ณัฐ วรยศ | มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ |
| 7. ดร. วิภาวดี วงษ์สุวรรณ | มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ |

สนับสนุนโดยสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย
(ความเห็นในรายงานนี้เป็นของผู้วิจัย สกว. ไม่จำเป็นต้องเห็นด้วยเสมอไป)

สารบัญ

	หน้า
Abstract (ภาษาไทย)	1
(ภาษาอังกฤษ)	3
Executive Summary	5
บทที่ 1 บทนำ	8
บทที่ 2 การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนโดยการใช้สนามไฟฟ้า	10
Output ที่ได้จากโครงการ	21
บทที่ 3 การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในการลดความร้อนสะสม	23
ในถังเก็บข้าวเปลือก	23
Output ที่ได้จากโครงการ	50
บทที่ 4 การจัดการด้านความร้อนของชิปอิเล็กทรอนิกส์เพื่อเพิ่มความสามารถ	51
ในการระบายความร้อน	51
Output ที่ได้จากโครงการ	84
บทที่ 5 การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนลงในดิน	86
Output ที่ได้จากโครงการ	110
บทที่ 6 การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนระบบเก็บความร้อนแบบดูดซับ	111
Output ที่ได้จากโครงการ	151
 ภาคผนวก	
บทความและวารสารที่ตีพิมพ์ :	การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนโดยการใช้สนามไฟฟ้า
บทความและวารสารที่ตีพิมพ์ :	การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในการลดความร้อนสะสม
	ในถังเก็บข้าวเปลือก
บทความและวารสารที่ตีพิมพ์ :	การจัดการด้านความร้อนของชิปอิเล็กทรอนิกส์เพื่อเพิ่มความสามารถ
	ในการระบายความร้อน
บทความและวารสารที่ตีพิมพ์ :	การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนลงในดิน
บทความและวารสารที่ตีพิมพ์ :	การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนระบบเก็บความร้อน
	แบบดูดซับ

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ ได้ศึกษาแนวทางในการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์ด้านความร้อนรูปแบบต่างๆ รวมถึงการเพิ่มความสามารถในระบบทำความร้อนแบบดูดซับ เพื่อใช้ในการเก็บรักษาความร้อน ดังนี้

- ก. การใช้หลักการของ Electrohydrodynamics, EHD, การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนโดยใช้สนามไฟฟ้า
- ข. การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในการลดความร้อนสะสมในถังเก็บข้าวเปลือก
- ค. การจัดการด้านความร้อนของชิปอิเล็กทรอนิกส์เพื่อเพิ่มความสามารถในการระบายความร้อน
- ง. การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนลงในดิน
- จ. การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนระบบเก็บความร้อนแบบดูดซับ

การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนโดยใช้สนามไฟฟ้า

การใช้สนามไฟฟ้าเป็นเทคนิคที่น่าสนใจในการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อน โดยในอุปกรณ์ทางความร้อน จะมีการใส่อิเล็กโทรดและสร้างขั้วไฟฟ้า แรงจากสนามไฟฟ้าจะไปกระทำต่ออนุภาคกับผนังของอุปกรณ์ ทำให้การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะขึ้นกับความเข้มข้นของสนามไฟฟ้า ตำแหน่งอิเล็กโทรด และความเร็วของของไหล และมีรายงานผลการศึกษาก่อนหน้านี้ว่าเทคนิคดังกล่าวจะใช้กำลังไฟฟ้าในการสร้างสนามไฟฟ้าน้อยมาก เมื่อเทียบกับอัตราความร้อนที่เพิ่มขึ้นในอุปกรณ์

ในงานวิจัยนี้ จะศึกษาถึงผลของการถ่ายเทความร้อนภายใต้สนามไฟฟ้าในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีของไหลไหลผ่านกลุ่มท่อ การไหลในช่องสี่เหลี่ยม โดยการวิเคราะห์จะดำเนินการโดยวิธี computational fluid dynamics, CFD, และการศึกษาเชิงทดลอง

การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในการลดความร้อนสะสมในถังเก็บข้าวเปลือก

ข้าวเปลือกที่เก็บในถังเก็บจะมีการหายใจก่อให้เกิดความร้อนสะสมในกองข้าวเปลือก โดยเฉพาะช่วงเปลือกที่มีความชื้นสูงในช่วงฤดูฝน โดยทั่วไปจะใช้วิธีการเป่าอากาศจากด้านล่างขึ้นสู่ด้านบน (Aeration process) เพื่อช่วยลดอุณหภูมิและลดความชื้นของข้าวเปลือก ปัญหาที่พบคือการเกิดการควบแน่นของไอน้ำในชั้นข้าวเปลือกด้านบน และการใช้เทคนิคดังกล่าวจะมีการใช้ไฟฟ้า ซึ่งอาจจะมีปัญหาใช้ไม่ได้ ในที่ที่ไฟฟ้าเข้าไม่ถึง

ในงานนี้จะออกแบบระบบระบายความร้อนด้วยตนเองโดยใช้เทคนิคท่อความร้อนแบบเทอร์โมไมโครโฟน ผังลงในกองข้าวเปลือกที่เก็บในถังเก็บ ความร้อนสะสมจะถูกถ่ายให้กับส่วน Evaporator ของท่อความร้อนไประบายสู่บรรยากาศรอบๆ ที่ Condenser ของท่อความร้อน และเมื่อใช้ร่วมกับวิธี Aeration จะลดการใช้พลังงานช่วยประหยัดค่าไฟฟ้า

การจัดการด้านความร้อนของชิปอิเล็กทรอนิกส์เพื่อเพิ่มความสามารถในการระบายความร้อน

ในปัจจุบันแผงวงจรไฟฟ้า จะบรรจุชิปอิเล็กทรอนิกส์จำนวนมาก และเมื่ออยู่ในที่จำกัด เมื่ออุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์เหล่านั้นทำงาน จะมีการปลดปล่อยความร้อนทำให้อุณหภูมิชิปมีค่าสูงอาจเกิดค่าที่กำหนด ทำให้ชิปเสียหายหรืออายุสั้น รวมถึงความสามารถในการทำงานลดลง ถึงแม้จะมีการระบายความร้อนโดยการเป่าอากาศ ซึ่งเป็นวิธีที่นิยมใช้มากที่สุด ก็อาจไม่เพียงพอในการควบคุมอุณหภูมิ

ในงานวิจัยนี้ ได้หาแนวทางต่างๆ ในการช่วยการระบายความร้อนด้วยอากาศ ทั้งในแง่การจัดวางตำแหน่งชิป การใช้แผงวงจรที่เคลือบด้วยวัสดุที่นำความร้อนการใช้ Vortex generator การศึกษาในส่วนนี้จะเป็นการศึกษาเชิงทดลอง และพัฒนาโมเดลทางคณิตศาสตร์ ในรูปความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆ

การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนลงในดิน

ระบบปรับอากาศ เป็นอุปกรณ์ตัวหนึ่งที่ใช้กันอย่างแพร่หลาย ในฤดูร้อนสมรรถนะของระบบลดลงเนื่องจากอากาศโดยรวมที่เป็นแหล่งระบายความร้อนมีค่าสูง โดยเฉพาะในเขตภาคเหนือหรืออีสานที่อาจจะมีอุณหภูมิสูงกว่า 40°C การระบายความร้อนจาก condenser ของระบบปรับอากาศลงไปในดินเป็นอีกหัวข้อหนึ่งที่น่าสนใจ เนื่องจากอุณหภูมิของดินที่ระดับความลึก 2 เมตร ลงไป มีค่าค่อนข้างคงที่ ประมาณ $26-28^{\circ}\text{C}$

ในงานวิจัยนี้ ได้ศึกษาการใช้ท่อรูปตัว U และแบบทอขด (Spiral coil) ฝังลงไปในดิน และศึกษาถึงความยาวท่อที่ใช้ เพื่อให้สามารถระบายความร้อนลงไปในดินได้เหมาะสม

การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนระบบเก็บความร้อนแบบดูดซับ

ระบบเก็บรักษาลังงานแบบดูดซับเป็นระบบที่น่าสนใจทั้งในแง่การทำความเย็น และการเก็บรักษาลังงานความร้อน ตัวกลางจะเป็นคู่สาร ซึ่งตัวดูดซับจะเป็นของแข็ง และสารทำงานจะเป็นสารที่มีจุดเดือดต่ำ เมื่อได้รับความร้อนสารทำงานจะถูกแยกตัวออก และควบแน่นเก็บอยู่ในอีกถังหนึ่ง โดยถังเดิมจะมีตัวดูดซับเป็นหลัก เมื่อต้องการความร้อนจะให้สารทำงานระเหยและถูกดูดกลับโดยตัวดูดซับ ขณะที่เกิดการดูดซับจะปลดปล่อยความร้อนออกมา และขณะเดียวกันเมื่อสารดูดซับระเหยกลับจะดึงความร้อนจากบริเวณรอบๆ สามารถทำความเย็นได้ ข้อดีของการเก็บรักษาลังงานของระบบแบบนี้คือ ไม่ต้องห่วงเกี่ยวกับความร้อนสูญเสียในระหว่างที่เก็บรักษาร้อน และไม่มีอุปกรณ์ในการเคลื่อนที่ ส่วนข้อเสียของระบบดังกล่าว คือในระหว่างที่มีการดูดซับ จะมีการดูดซับที่ผิวบริเวณดูดซับเท่านั้น ทำให้อุณหภูมิบริเวณนั้นสูง ไม่สามารถดูดซับในชั้นที่ลึกลงไปได้ ดังนั้นต้องมีการดึงความร้อนจากตัวดูดซับให้เร็ว เพื่อลดอุณหภูมิทำให้สารดูดซับสามารถเข้าสู่ในชั้นลึกๆ ของตัวดูดซับได้

ในงานนี้จะใช้คู่สารซิลิกาเจล-น้ำ ถ่านกัมมันต์-เมทานอล สำหรับการทำความเย็น และใช้ Na_2S -น้ำ ในกรณีการทำความร้อน และการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนจะใช้วิธีการใส่วัตถุที่มีค่าสภาพการนำความร้อนสูงผสมลงไป เพื่อเพิ่มสภาพการนำความร้อน และการใช้ครีปเพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อน

Abstract

In this research study, different methods of heat transfer enhancement have been developed in different thermal applications which are :

- a. Use of Electro hydrodynamics, EHD in thermal equipments.
- b. Design of heat exchanger for reducing accumulated heat in paddy silo.
- c. Thermal management of air cooling for electronic chips.
- d. Enhancement of heat transfer into ground
- e. Enhancement of heat transfer in adsorption energy storage.

Use of EHD in Thermal Equipments

Electric field can exert forces onto fluid particles close to the heat transfer surface of thermal equipments. The fluid boundary layer is disturbed thus higher heat transfer could be obtained. The heat transfer coefficient depends on the electric strength, electrode positions, and fluid velocity. The power supplied used is very small compare with the extra heat rate obtained.

In this study, the EHD is applied into the air flowing thorough tube banks and rectangular channels. The study is carried out by using computational fluid dynamics, CFD and experimental methods.

Design of heat exchanger for reducing accumulated heat in paddy silo.

In a paddy silo, there is heat accumulated in the paddy bed due to the paddy respiration. In practice, an aeration by feeding the ambient air up from the bottom of the silo will reduce the temperature and the moisture of the bed. However, a recondensation of moisture in the upper layer is found which deteriorates the paddy quality. Moreover, this technique consumes electrical energy.

Thermosyphon heat pipe is used to extract the accumulated heat in an experimental paddy silo. Its evaporating section is embedded in the paddy bed while its condensing section is exposed to the ambient air. The heat pipe could transfer the heat in the bed which is extracted to the ambient air at the condenser. This technique is combined with the aeration method to reduce the electrical consumption.

In this study, the optimal area of the heat exchanger and the optimal operating period of the aeration have been found out.

Thermal management of air cooling for electronic chips.

At present, electronic circuit board contains a high number of electronic chips. In a confined space, where the modules are operating, very high heat flux is generated and the temperature of the electronic chips might be high which damages the chips or shortens the chip lifes. Air cooling is a normal practice and sometimes the flow is not enough.

In this study experimented studies of different passive method have been applied to enhance the heat transfer of air cooling. The techniques are : allocation of the chip modules ; use of surface with

Executive Summary

In this research study, different methods of heat transfer enhancement have been developed in different thermal applications which are :

- a. Use of Electro hydrodynamics, EHD in thermal equipments.
- b. Design of heat exchanger for reducing accumulated heat in paddy silo.
- c. Thermal management of air cooling for electronic chips.
- d. Enhancement of heat transfer into ground
- e. Enhancement of heat transfer in adsorption energy storage.

Use of EHD in Thermal Equipments

Electric field can exert forces onto fluid particles close to the heat transfer surface of thermal equipments. The fluid boundary layer is disturbed thus higher heat transfer could be obtained. The heat transfer coefficient depends on the electric strength, electrode positions, and fluid velocity. The power supplied used is very small compare with the extra heat rate obtained.

In this study, the EHD is applied into the air flowing thorough tube banks and rectangular channels. The study is carried out by using computational fluid dynamics, CFD and experimental methods.

Design of heat exchanger for reducing accumulated heat in paddy silo.

In a paddy silo, there is heat accumulated in the paddy bed due to the paddy respiration. In practice, an aeration by feeding the ambient air up from the bottom of the silo will reduce the temperature and the moisture of the bed. However, a recondensation of moisture in the upper layer is found which deteriorates the paddy quality. Moreover, this technique consumes electrical energy.

Thermosyphon heat pipe is used to extract the accumulated heat in an experimental paddy silo. Its evaporating section is embedded in the paddy bed while its condensing section is exposed to the ambient air. The heat pipe could transfer the heat in the bed which is extracted to the ambient air at the condenser. This technique is combined with the aeration method to reduce the electrical consumption.

In this study, the optimal area of the heat exchanger and the optimal operating period of the aeration have been found out.

Thermal management of air cooling for electronic chips.

At present, electronic circuit board contains a high number of electronic chips. In a confined space, where the modules are operating, very high heat flux is generated and the temperature of the electronic chips might be high which damages the chips or shortens the chip lifes. Air cooling is a normal practice and sometimes the flow is not enough.

In this study experimented studies of different passive method have been applied to enhance the heat transfer of air cooling. The techniques are : allocation of the chip modules ; use of surface with

high thermal conductivity for the circuit board ; and use of vortex generator to enhance heat transfer coefficient. Different heat transfer models correlated from the related parameters have also been developed.

Enhancement of heat transfer in to ground

Vapor compression air conditioner is a common thermal equipment which consumes high electrical energy. In summer, the system performance is poor due to the high ambient air temperature which is its heat sink. On some days the temperature is up to 40°C. Since the ground temperature which is around 26-28°C at 2 m level, therefore, use of ground as a heat sink is another interesting topic.

In this study, use of U-tubes and spiral coil as heat exchangers are theoretically and experimentally studied.

Enhancement of heat transfer in adsorption energy storage.

Adsorption thermal energy storage is interesting for both cooling and thermal storage applications. The working medium is normally a pair of solid adsorbent and low boiling point fluid adsorbate. When the medium in a storage tank is heated, the cooling fluid desorbs and condenses as the liquid in another tank. When heat is needed, the liquid reevaporates and is adsorbed at the storage tank. There is heat rejected at the storage tank during the adsorption. At the same time, as the liquid reevaporates, it will extract the heat from its surrounding and make the surrounding be cool. The advantages of this technique are low heat loss to the ambient, no moving part. There is one main drawback. The adsorption occurs effectively at the adsorbent surface. The temperature at this area is high then the fluid vapor pressure is high and retards the adsorption to the inner layer.

In this study, silica gel-water and activated carbon-methanol are working pairs for studying the cooling effect. Sodium sulfide-water is used for heated purpose. To enhance the adsorption performance, high thermal conductivity material is blended with the storage medium to increase the overall thermal conductivity. Use of fin increasing the heat transfer area is also considered.

Budget of the Research Study : 7,500,000 Bhat

Research Period : 3 year

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาของปัญหา

ในอุปกรณ์ด้านพลังงานโดยเฉพาะด้านความร้อน อุปกรณ์ที่สำคัญคือปัญหาด้านการถ่ายเทความร้อน การเลือกรูปแบบหรือเทคนิคที่ไม่เหมาะสม จะทำให้สมรรถนะของอุปกรณ์ลดลง นอกจากนี้ในบางครั้งระบบมีความร้อนทั้งสู่สิ่งแวดล้อม โดยระยะเวลาไม่สอดคล้องกับระยะเวลาที่ต้องการนำความร้อนมาใช้ประโยชน์ (mismatch) จะต้องมีการออกแบบและพัฒนาระบบเก็บรักษาความร้อนเพื่อแก้ไขปัญหาดังกล่าว

ในงานวิจัยนี้ ได้หาแนวทางในการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์ด้านความร้อนรูปแบบต่างๆ ดังนี้

- ก. การใช้หลักการของ Electrohydrodynamics, EHD, เพื่อเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อน โดยการใช้สนามไฟฟ้า
- ข. การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในการลดความร้อนสะสมในถังเก็บข้าวเปลือก
- ค. การจัดการด้านความร้อนของชิปอิเล็กทรอนิกส์เพื่อเพิ่มความสามารถในการระบายความร้อน
- ง. การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนลงในดิน
- จ. การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนระบบเก็บความร้อนแบบดูดซับ

1.2 การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนโดยการใช้สนามไฟฟ้า

การใช้สนามไฟฟ้าเป็นเทคนิคที่น่าสนใจในการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อน โดยในอุปกรณ์ทางความร้อน จะมีการใส่อิเล็กโทรดและสร้างขั้วไฟฟ้า แรงจากสนามไฟฟ้าจะไปกระทำต่ออนุภาคกับผนังของอุปกรณ์ ทำให้การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะขึ้นกับความเข้มของสนามไฟฟ้า ตำแหน่งอิเล็กโทรด และความเร็วของของไหล และมีรายงานผลการศึกษาก่อนหน้านี้ว่าเทคนิคดังกล่าวจะใช้กำลังไฟฟ้าในการสร้างสนามไฟฟ้าอย่างมาก เมื่อเทียบกับอัตราความร้อนที่เพิ่มขึ้นในอุปกรณ์

ในงานวิจัยนี้ จะศึกษาถึงผลของการถ่ายเทความร้อนภายใต้สนามไฟฟ้าในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีของไหลไหลผ่านกลุ่มท่อ การไหลในช่องสี่เหลี่ยม โดยการวิเคราะห์จะดำเนินการโดยวิธี computational fluid dynamics, CFD, และการศึกษาเชิงทดลอง

1.3 การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในการลดความร้อนสะสมในถังเก็บข้าวเปลือก

ข้าวเปลือกที่เก็บในถังเก็บจะมีการหายใจก่อให้เกิดความร้อนสะสมในกองข้างเปลือก โดยเฉพาะข้างเปลือกที่มีความชื้นสูงในช่วงฤดูฝน โดยทั่วไปจะใช้วิธีการเป่าอากาศจากด้านล่างขึ้นสู่ด้านบน (Aeration process) เพื่อช่วยลดอุณหภูมิและลดความชื้นของข้าวเปลือก ปัญหาที่พบคือการเกิดการควบแน่นของไอน้ำในชั้นข้าวเปลือกด้านบน และการใช้เทคนิคดังกล่าวจะมีการใช้ไฟฟ้า ซึ่งอาจจะมีปัญหาใช้ไม่ได้ ในที่ที่ไฟฟ้าเข้าไม่ถึง

ในงานนี้จะออกแบบระบบระบายความร้อนด้วยตนเองโดยใช้เทคนิคท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน ฝังลงในกองข้าวเปลือกที่เก็บในถังเก็บ ความร้อนสะสมจะถูกถ่ายให้กับส่วน Evaporator ของท่อความร้อนไประบายสู่บรรยากาศรอบๆ ที่ Condenser ของท่อความร้อน และเมื่อใช้ร่วมกับวิธี Aeration จะลดการใช้พลังงานช่วยประหยัดค่าไฟฟ้า การศึกษาได้หาขนาดพื้นที่ และระยะเวลาการใช้พัดลมที่เหมาะสม

1.4 การจัดการด้านความร้อนของชิปอิเล็กทรอนิกส์เพื่อเพิ่มความสามารถในการระบายความร้อน

ในปัจจุบันแผงวงจรไฟฟ้า จะบรรจุชิปอิเล็กทรอนิกส์จำนวนมาก และเมื่ออยู่ในที่จำกัด เมื่ออิเล็กทรอนิกส์เหล่านั้นทำงาน จะมีการปลดปล่อยความร้อนทำให้อุณหภูมิชิปมีค่าสูงอาจเกิดค่าที่กำหนด ทำให้ชิปเสียหายหรืออายุสั้น รวมถึงความสามารถในการทำงานลดลง ถึงแม้จะมีการระบายความร้อนโดยการเป่าอากาศ ซึ่งเป็นวิธีที่นิยมใช้มากที่สุด ก็อาจไม่เพียงพอในการควบคุมอุณหภูมิ

ในงานวิจัยนี้ ได้หาแนวทางต่างๆ ในการช่วยการระบายความร้อนด้วยอากาศ ทั้งในแง่การจัดวางตำแหน่งชิป การใช้แผงวงจรที่เคลือบด้วยวัสดุที่นำความร้อนการใช้ Vortex generator การศึกษาในส่วนนี้จะเป็นการศึกษาเชิงทดลอง และพัฒนาโมเดลทางคณิตศาสตร์ ในรูปความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆ

1.5 การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนลงในดิน

ระบบปรับอากาศ เป็นอุปกรณ์ตัวหนึ่งที่ใช้กันอย่างแพร่หลาย ในฤดูร้อนสมรรถนะของระบบลดลงเนื่องจากอากาศโดยรวมที่เป็นแหล่งระบายความร้อนมีค่าสูง โดยเฉพาะในเขตภาคเหนือหรืออีสานที่อาจจะมีอุณหภูมิสูงกว่า 40°C การระบายความร้อนจาก condenser ของระบบปรับอากาศลงไปในดินเป็นอีกหัวข้อหนึ่งที่น่าสนใจเนื่องจากอุณหภูมิของดินที่ระดับความลึก 2 เมตร ลงไป มีค่าค่อนข้างคงที่ ประมาณ $26-28^{\circ}\text{C}$

ในงานวิจัยนี้ ได้ศึกษาการใช้ท่อรูปตัว U และแบบท่อนขด (Spiral coil) ฝังลงไปในดิน และศึกษาถึงความยาวท่อที่ใช้ เพื่อให้สามารถระบายความร้อนลงไปในดินได้เหมาะสม

1.6 การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนระบบเก็บความร้อนแบบดูดซับ

ระบบเก็บรักษาลังงานแบบดูดซับเป็นระบบที่น่าสนใจทั้งในแง่การทำความเย็น และการเก็บรักษาลังงานความร้อน ตัวกลางจะเป็นคู่สาร ซึ่งตัวดูดซับจะเป็นของแข็ง และสารทำงานจะเป็นสารที่มีจุดเดือดต่ำ เมื่อได้รับความร้อนสารทำงานจะถูกแยกตัวออก และควบแน่นเก็บอยู่ในอีกถังหนึ่ง โดยถังเดิมจะมีตัวดูดซับเป็นหลัก เมื่อต้องการความร้อนจะให้สารทำงานระเหยและถูกดูดกลับโดยตัวดูดซับ ขณะที่เกิดการดูดซับจะปลดปล่อยความร้อนออกมา และขณะเดียวกันเมื่อสารดูดซับระเหยกลับจะดึงความร้อนจากบริเวณรอบๆ สามารถทำความเย็นได้ ข้อดีของการเก็บรักษาลังงานของระบบแบบนี้คือ ไม่ต้องห่วงเกี่ยวกับความร้อนสูญเสียในระหว่างที่เก็บรักษารความร้อน และไม่มีอุปกรณ์ในการเคลื่อนที่ ส่วนข้อเสียของระบบดังกล่าว คือในระหว่างที่มีการดูดซับ จะมีการดูดซับที่ผิวบริเวณดูดซับเท่านั้น ทำให้อุณหภูมิบริเวณนั้นสูง ไม่สามารถดูดซับในชั้นที่ลึกลงไปได้ ดังนั้นต้องมีการดึงความร้อนจากตัวดูดซับให้เร็ว เพื่อลดอุณหภูมิทำให้สารดูดซับสามารถเข้าสู่ในชั้นลึกๆ ของตัวดูดซับได้

ในงานนี้จะใช้คู่สารซิลิกาเจล-น้ำ ถ่านกัมมันต์-เมทานอล สำหรับการทำความเย็น และใช้ Na_2S -น้ำ ในกรณีการทำความร้อน และการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนจะใช้วิธีการใส่ผงโลหะ เพื่อเพิ่มสภาพการนำความร้อน และการใช้ครีปเพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อน

บทที่ 2

การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนโดยใช้สนามไฟฟ้า

2.1 บทนำ

การใช้สนามไฟฟ้า เป็นอีกเทคนิคหนึ่งในการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อน ให้กับของไหลในอุปกรณ์ด้านความร้อน โดยไม่ทำให้เกิดความดันลดในของไหลมีค่าสูงขึ้นมา ซุดของอิเล็กโทรด จะถูกวางในของไหล และมีการป้อนไฟฟ้าแรงดันสูงเพื่อสร้างสนามไฟฟ้า สนามไฟฟ้าจะไปสร้างแรงกระทำต่ออนุภาคของของไหล โดยเฉพาะบริเวณที่ติดกับผิวถ่ายเทความร้อน รบกวน Boundary layer ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น

ในงานวิจัยนี้ ได้ศึกษาปรากฏการณ์ทั้งในแง่การไหลของของไหล และการถ่ายเทความร้อน ในกรณีที่อากาศเป็นตัวกลางถ่ายเทความร้อน ในกลุ่มท่อที่เป็นท่อกลม และท่อวงรี และในช่องสี่เหลี่ยม ที่มีลักษณะท่อแบบคลื่น และแบบท่อตรงของตัวทำอากาศร้อนแสงอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ การศึกษาจะศึกษาทั้งแง่การวิเคราะห์เชิงตัวเลข ที่เรียกว่า Computational fluid dynamics, CFD และการวิเคราะห์เชิงการทดลอง นอกจากนี้ยังทำการศึกษาเชิงทดลอง ในการใช้สนามไฟฟ้าเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนในหม้อน้ำรถยนต์เมื่อถูกนำมาใช้เป็นอุปกรณ์นำความร้อนทั้งกลับคืน

2.2 ทฤษฎีที่ใช้ในการวิเคราะห์

แรงกระทำต่อหน่วยปริมาตร F_E ที่เกิดจากสนามไฟฟ้าความเข้ม E ที่มีต่อของไหลที่มีค่า dielectric permittivity ϵ , ความหนาแน่น ρ , และอุณหภูมิ T สามารถจัดในรูป (Landau and Lifshitz 1963)

$$F_E = qE - \frac{1}{2} E^2 \nabla \epsilon + \frac{1}{2} \nabla \left[E^2 \left[\frac{\partial \epsilon}{\partial \rho} \right]_T \rho \right]. \quad (2.1)$$

ตัวหนาแสดง vectors และปริมาณ scalars แสดงด้วยตัวเอียง q เป็นค่า electric charge density qE เป็น Coulomb force ที่กระทำโดยสนามไฟฟ้าต่อประจุอิสระใดๆ เรียกว่า electrophoretic component ในเทอมที่ 2 และ 3 ทางขวามือเป็นแรงกระทำต่ออนุภาคในของไหลที่เรียกว่า dielectrophoretic force และ electrostrictive force

สมการ (2.1) สามารถแทนในสมการ Navier-Stokes โดยสมมุติของไหลเป็น incompressible ซึ่งจะได้

$$\rho \frac{dv}{dt} = \rho g + F_E - \nabla P + \mu \nabla^2 v, \quad (2.2)$$

เวกเตอร์ ρg เป็น gravitational force ต่อหน่วยปริมาตร, P เป็นความดัน (local fluid pressure) และเทอมสุดท้ายเป็นเทอมที่เป็น viscous terms

กำหนด vorticity ω เป็น

$$\omega = \nabla \times v \quad (2.3)$$

สมการโมเมนตัม สามารถเขียนในรูปของ vorticity โดยจัดในรูป

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \omega = \nu \nabla^2 \omega + g\beta \frac{\partial T}{\partial x} - (\mathbf{E} \times \nabla) q. \quad (2.4)$$

กำหนด stream function (ψ) ในรูป

$$v_x = \frac{\partial \psi}{\partial y}, \quad v_y = -\frac{\partial \psi}{\partial x}. \quad (2.5)$$

จากสมการ (2.4) และ (2.5) จะได้

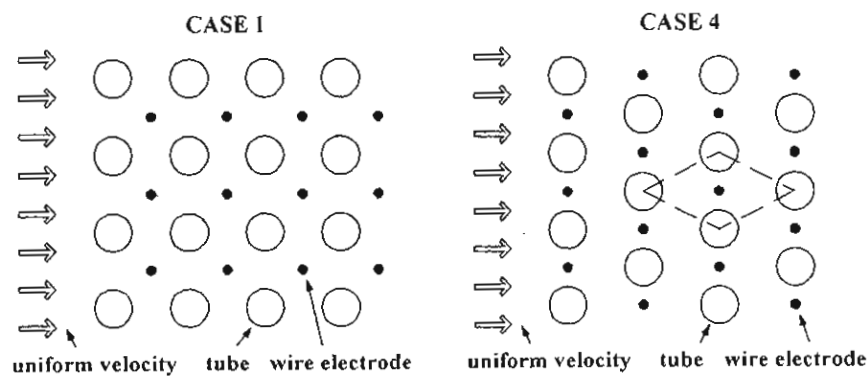
$$\nabla^2 \psi = -\omega. \quad (2.6)$$

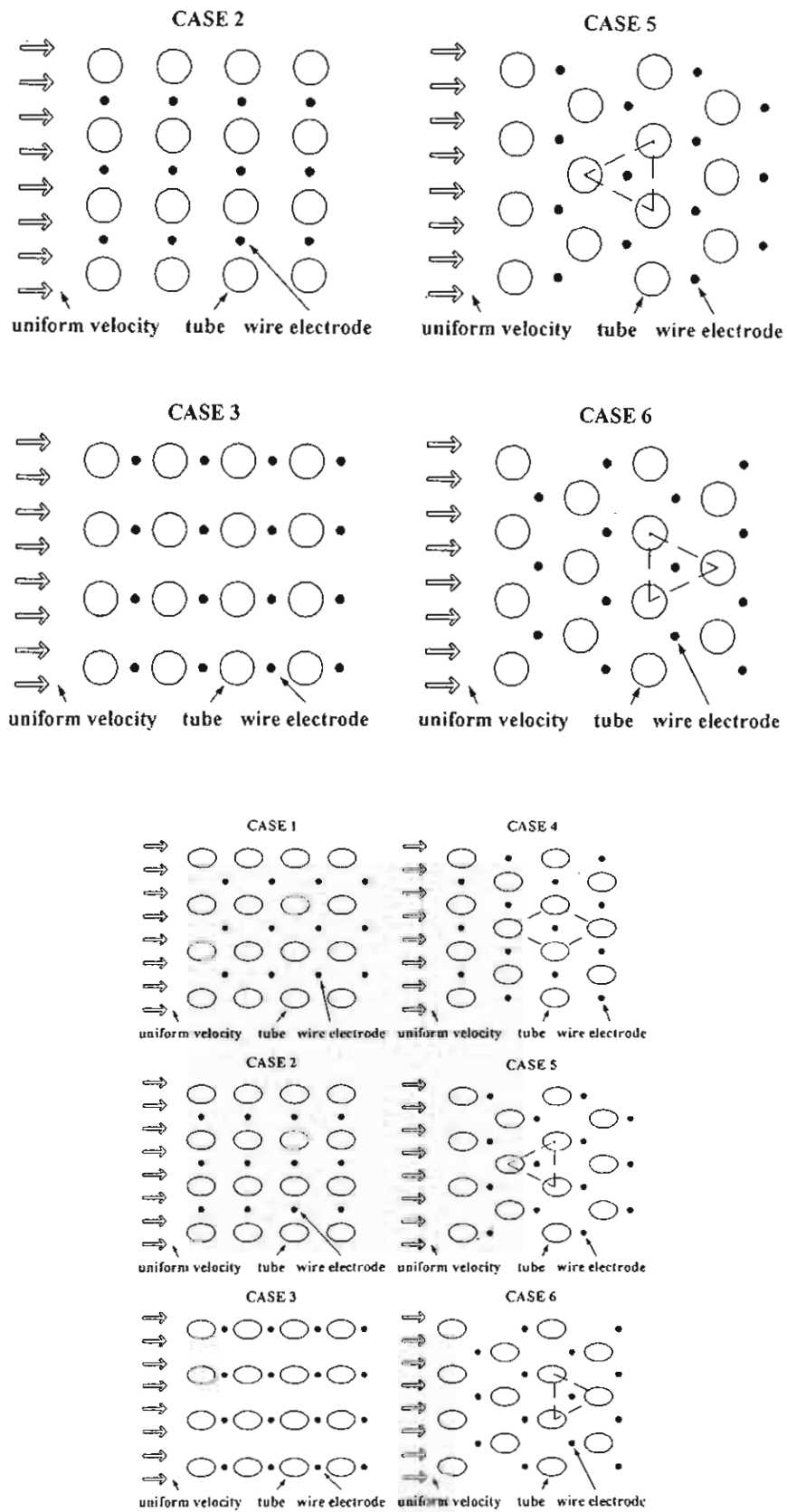
สำหรับ energy equation เมื่อไม่คิด viscous dissipation effect สามารถเขียนในรูป

$$\frac{dT}{dt} = \alpha \nabla^2 T + \frac{\sigma_e E^2}{\rho c_p}. \quad (2.7)$$

เงื่อนไขขอบเขตขึ้นอยู่กับรูปร่างการไหลของอากาศผ่านผิวแลกเปลี่ยนความร้อน รูปร่างต่างๆ

กรณีการไหลผ่านกลุ่มท่อ ซึ่งเป็นทั้งแบบท่อกลมและท่อวงรี โดยมีลักษณะการวางอิเล็กโทรดในตำแหน่งต่างๆ ดังรูปที่ 2.1





รูปที่ 2.1 การไหลผ่านกลุ่มท่อ

เงื่อนไขขอบเขตจะเป็น

$$x = 0, \omega = 0, \psi = U_i y, T = T_i, \quad (2.8a)$$

$$x = L, \frac{\partial \omega}{\partial x} = 0, \frac{\partial \psi}{\partial x} = 0, \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0, \quad (2.8b)$$

$$y = -\frac{S_T}{2}, \omega = 0, \psi = -U_i \frac{S_T}{2}, \frac{\partial T}{\partial y} = 0, \quad (2.8c)$$

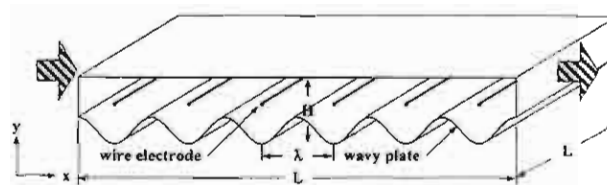
$$y = \frac{S_T}{2}, \omega = 0, \psi = U_i \frac{S_T}{2}, \frac{\partial T}{\partial y} = 0, \quad (2.8d)$$

ที่ทางออก gradients ของ stream function, vorticity, และ heat flux จะกำหนดให้เป็นศูนย์ และที่ผิวท่อจะกำหนด

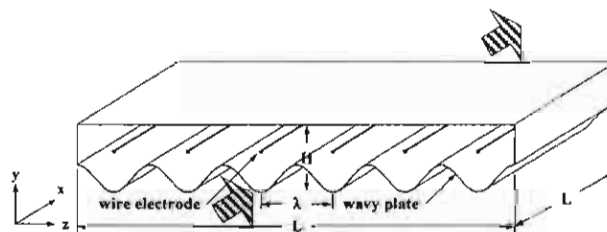
$$\omega = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial n^2}, \psi = \text{constant}, T = T_w. \quad (2.8e)$$

n คือทิศทางตั้งฉากจากผิวท่อ

กรณีการไหลผ่านช่องสี่เหลี่ยมที่ตัวท่อเป็น ลูกคลื่น ดังรูปที่ 2.2 โดยลักษณะการไหลเป็นไปในทิศทางของลูกคลื่น และทิศขวางลูกคลื่น เงื่อนไขขอบเขตจะเป็น



(a) cross flow



(b) parallel flow

รูปที่ 2.2 การไหลในช่องสี่เหลี่ยมที่ตัวท่อเป็นลูกคลื่น

กรณีไหลในทิศทางตามลูกคลื่น

$$x = 0; \omega = 0, \psi = U_i y, T = T_i, \quad (2.8f)$$

$$x = L; \frac{\partial \omega}{\partial x} = 0, \frac{\partial \psi}{\partial x} = 0, \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0, \quad (2.8g)$$

$$y = \frac{H}{5} \left(1 + \cos \frac{2\pi x}{\lambda} \right); \omega = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial n^2}, \quad (2.8h)$$

$$\psi = 0, T = T_w$$

$$y = H; \omega = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial n^2}, \psi = U_i H, T = T_g. \quad (2.8i)$$

กรณีไหลขวางทิศของลูกคลื่น

$$x = 0; u = U_i, v = 0, w = 0, T = T_i \quad (2.8j)$$

$$x = L; \frac{\partial u}{\partial x} = 0, \frac{\partial v}{\partial x} = 0, \frac{\partial w}{\partial x} = 0, \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0 \quad (2.8k)$$

$$z = 0 \text{ and } \lambda/2; \frac{\partial V}{\partial z} = 0, \frac{\partial u}{\partial z} = 0, \frac{\partial v}{\partial z} = 0, \quad (2.8l)$$

$$w = 0, \frac{\partial T}{\partial z} = 0$$

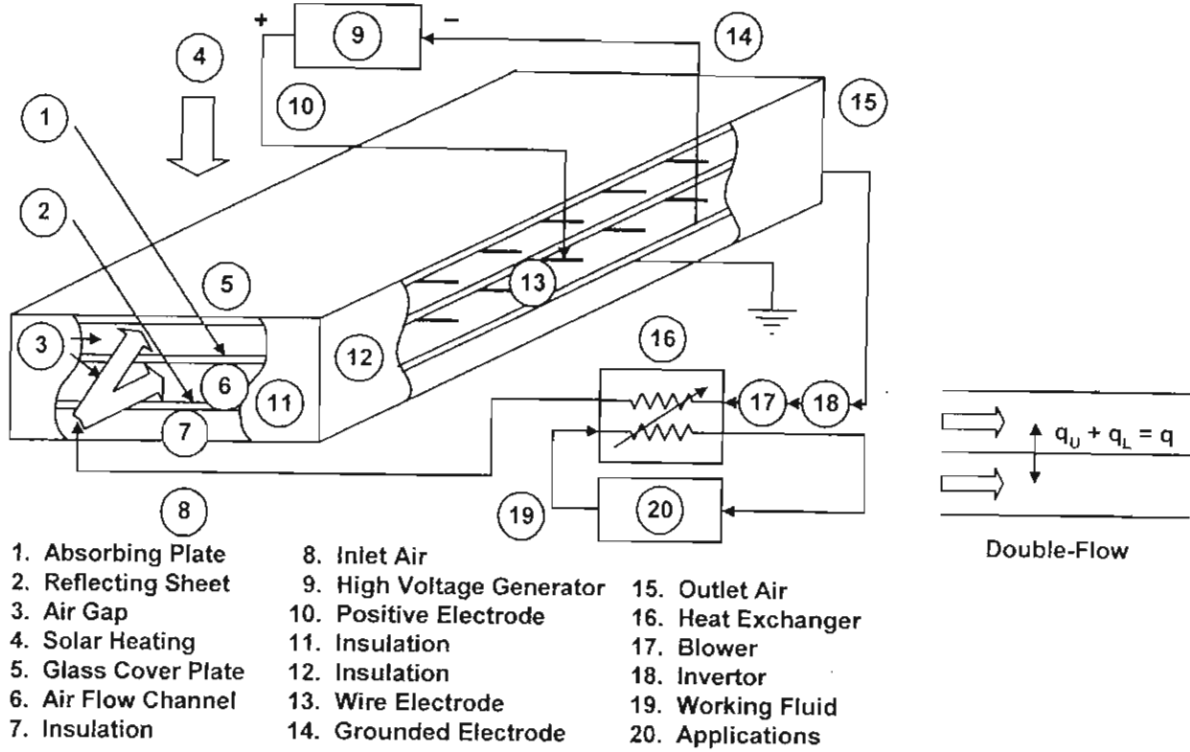
$$y = \frac{H}{5} \left(1 + \cos \frac{2\pi x}{\lambda} \right); V = 0, u = 0, v = 0, \quad (2.8m)$$

$$w = 0, T = T_w$$

$$y = H; V = 0, u = 0, v = 0, w = 0, T = T_g \quad (2.8n)$$

ทิศทางออก gradients ของ stream function, vorticity, และ heat flux จะกำหนดให้เป็นศูนย์

กรณีการไหลผ่านช่องสี่เหลี่ยมในตัวเก็บรังสีอาทิตย์ที่ทำอากาศร้อน ดังรูปที่ 2.3 เงื่อนไขขอบเขตจะเป็น



รูปที่ 2.3 การไหลของอากาศผ่านช่องสี่เหลี่ยมของตัวทำอากาศร้อนแสงอาทิตย์

$$x = 0; \omega = 0, \psi = U_i y, T = T_i, \quad (2.8o)$$

$$x = L; \frac{\partial \omega}{\partial x} = 0, \frac{\partial \psi}{\partial x} = 0, \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0, \quad (2.8p)$$

$$y = 0; \omega = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2}, \psi = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0, \quad (2.8q)$$

$$y = \frac{H}{2} (\text{upper}); \omega = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2}, \psi = U_i \frac{H}{2}, -\frac{\partial T}{\partial y} = q_u, \quad (2.8r)$$

$$y = \frac{H}{2} (\text{lower}); \omega = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2}, \psi = U_i \frac{H}{2}, \frac{\partial T}{\partial y} = q_L, \quad (2.8s)$$

$$y = H; \omega = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2}, \psi = U_i H, T = T_g, \quad (2.8t)$$

ที่ตำแหน่งทางออก gradients of stream function, the vorticity และ heat flux กำหนดให้มีค่าศูนย์ และของไหลที่ไหลเข้าเป็น uniform flow รวมถึงค่า heat flux ($q_u + q_L$) สมมติสมมติตลอดผิวแลกเปลี่ยนความร้อน

ในกรณีต่างๆ ข้างต้น สมการ Maxwell equations สำหรับสนามไฟฟ้า กำหนดได้เป็น

$$\nabla \cdot \epsilon \mathbf{E} = q, \quad (2.9)$$

โดย strength E มาจาก

$$\mathbf{E} = -\nabla V. \quad (2.10)$$

จากสมการสมมูลกระแส (current continuity equation)

$$\nabla \cdot \mathbf{J} + \frac{\partial q}{\partial t} = 0, \quad (2.11)$$

ค่า current density $\mathbf{J}$ มาจาก

$$\mathbf{J} = q\mathbf{v} + \sigma_e \mathbf{E} + (\mathbf{v} \cdot \nabla)(\epsilon \mathbf{E}) - D_e \nabla q. \quad (2.12)$$

รวมสมการ (2.9) ถึง (2.12) จะได้

$$\nabla^2 V = -\frac{q}{\epsilon}, \quad (2.13)$$

$$q^2 = \epsilon(\mathbf{E} \cdot \nabla q). \quad (2.14)$$

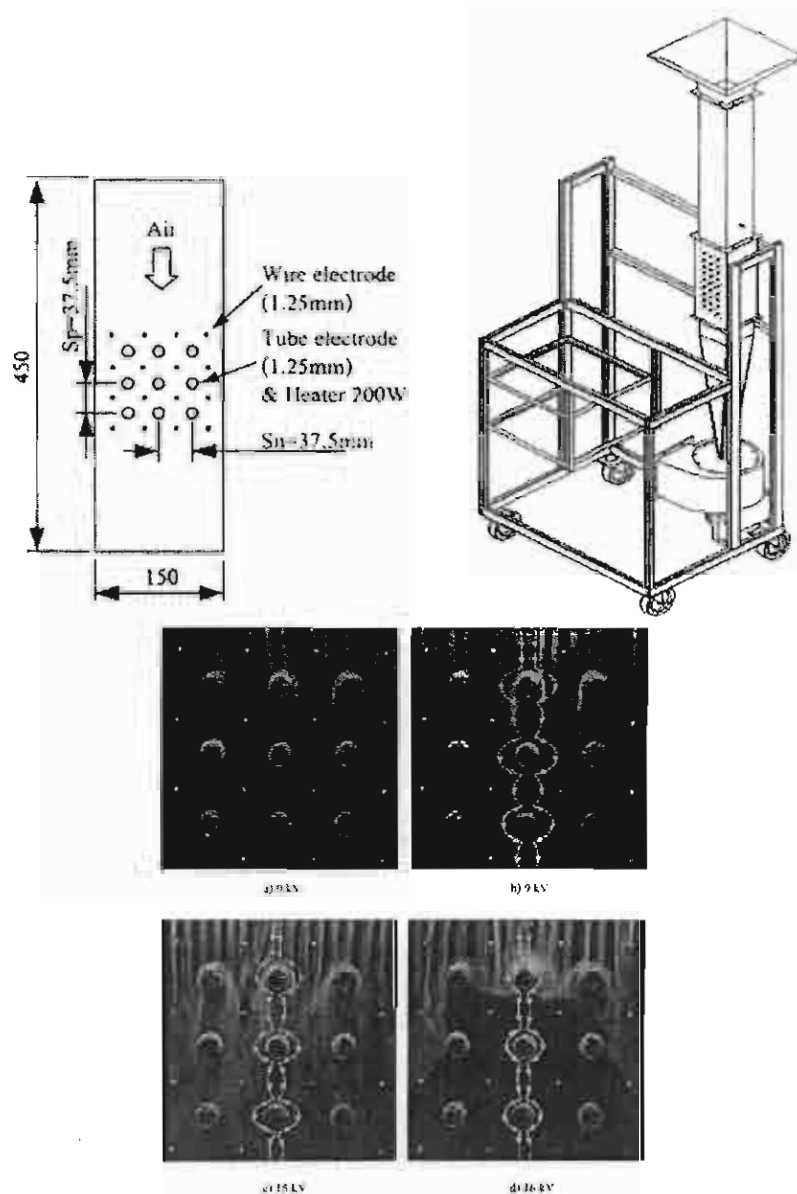
เงื่อนไขขอบเขตสำหรับสมการ (2.13) และ (2.14) จะเป็น

$$V = V_0, \text{ ที่ wire electrode แต่ละเส้น} \quad (2.15a)$$

$$V = 0, \text{ ที่ผิวถ่ายเทความร้อน,} \quad (2.15b)$$

ค่าที่ได้จากการคำนวณ พบว่าสนามไฟฟ้าสามารถเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนได้ดี โดยเฉพาะที่ความเร็วอากาศน้อยจะถูกนำไปเปรียบเทียบกับผลการทดสอบ ในกรณีการไหลผ่านกลุ่มท่อ และการไหลในตัวทำอากาศร้อนด้วยแสงอาทิตย์ ซึ่งให้ผลใกล้เคียงกัน รายละเอียดสามารถดูจากบทความที่ตีพิมพ์เผยแพร่

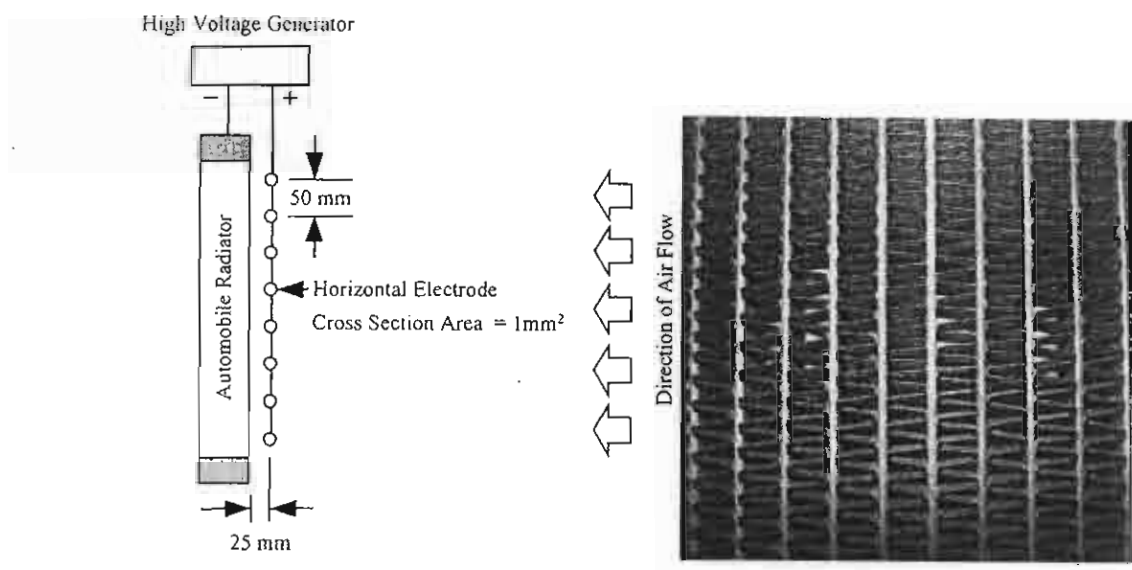
สำหรับการไหลผ่านกลุ่มท่อ ได้มีการศึกษาปรากฏการณ์การไหล โดยฉีดควันเข้าไปในกลุ่มท่อ ดังรูปที่ 2.4



รูปที่ 2.4 การศึกษาพฤติกรรมการไหลในกลุ่มท่อที่มีสนามไฟฟ้า

การทดสอบกระทำที่ $Re = 213$ โดยทำการเปลี่ยนแรงดันของสนามไฟฟ้าระหว่าง 0-16 kV พบว่าเมื่อแรงดันเพิ่มขึ้น สนามไฟฟ้าจะทำให้เกิดการปั่นป่วนในของไหลมากขึ้น

นอกจากนี้ยังได้ศึกษาเชิงการทดลอง ในการใช้สนามไฟฟ้าเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนในหม้อน้ำรถยนต์เมื่อมาใช้เป็นอุปกรณ์นำความร้อนทั้งกลับคืน ดังรูปที่ 2.5 พบว่าสามารถเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนได้ดี เช่นกัน รายละเอียดสามารถดูได้จากบทความที่ตีพิมพ์เผยแพร่



รูปที่ 2.5 การใช้สนามไฟฟ้าในการเพิ่มความสามารถการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์

เอกสารอ้างอิง

- [1] L.D. Landau and E.M. Lifshitz, *Electrohydrodynamics of Continuous Media*, Pergamon, New York (1963).

กิจกรรมที่ได้ดำเนินการ (ปีที่ 1)

แผนการดำเนินการในช่วง 0 – 6 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
- พัฒนา CFD เพื่อคำนวณรูปแบบของความเร็ว และอุณหภูมิของอากาศไหลผ่านกลุ่มท่อภายใต้สนามไฟฟ้า - ทำการทดลองโดยการศึกษาด้าน flow visualization - ทำการทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน	- ได้พัฒนาโปรแกรม CFD เพื่อใช้คำนวณรูปแบบของความเร็วและอุณหภูมิของอากาศไหลผ่านกลุ่มท่อที่ทำงานภายใต้สนามไฟฟ้า - ได้เห็นลักษณะปรากฏการณ์การไหลของอากาศผ่านกลุ่มท่อที่ทำงานภายใต้สนามไฟฟ้า	ดำเนินการตามแผน 100%	

แผนการดำเนินการในช่วง 6 – 12 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
- ทำการทดสอบเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และเทียบกับผลที่ได้จาก CFD ในการไหลของอากาศผ่านกลุ่มท่อ ที่ทำงานภายใต้สนามไฟฟ้า - สร้างสมการแสดงความสัมพันธ์ทางการถ่ายเทความร้อนในการไหลของอากาศผ่านกลุ่มท่อ	- ได้พัฒนาโปรแกรม CFD ที่สามารถคำนวณรูปแบบความเร็วและอุณหภูมิที่ถูกต้องเชื่อถือได้ - ได้สมการความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อน	ดำเนินการตามแผน 100%	

กิจกรรมที่ได้ดำเนินการ (ปีที่ 2)

แผนการดำเนินการในช่วง 0 – 6 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
- พัฒนาโปรแกรม CFD ในการคำนวณความเร็วและอุณหภูมิของอากาศในช่องสี่เหลี่ยมที่มีผิวให้ความร้อนด้านบน - การสร้างชุดทดสอบเพื่อศึกษาด้านสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	- มีการสร้างโปรแกรมเพื่อใช้ในการคำนวณ และได้มีการคำนวณเบื้องต้นแล้ว - อยู่ระหว่างการสร้างชุดทดสอบ	ดำเนินการตามแผน 100%	

แผนการดำเนินการในช่วง 6 – 12 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
- การสร้างชุดทดสอบเพื่อศึกษาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน - เปรียบเทียบและปรับปรุงแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ - สร้างสมการความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อน	- ทำการทดลองเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความร้อน - เปรียบเทียบและปรับปรุงแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ - สร้างสมการความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อน	ดำเนินการตามแผน 100%	

กิจกรรมที่ได้ดำเนินการ (ปีที่ 3)

แผนการดำเนินการในช่วง 1 – 6 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
- ออกแบบและสร้างชุดทดลองชุดตัวเก็บรังสีอาทิตย์ - ทดสอบและวิเคราะห์ผล	- ออกแบบและสร้างชุดทดลองชุดตัวเก็บรังสีอาทิตย์ - ทดสอบและวิเคราะห์ผล	ดำเนินการตามแผน 100%	

แผนการดำเนินการในช่วง 6 - 12 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
- สร้างสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อน - เปรียบเทียบผลการศึกษาของระบบ เทียบกับกรณีไม่มี CFD โดยรวมผลทางเศรษฐศาสตร์	- สร้างสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อน - เปรียบเทียบผลการศึกษาของระบบ เทียบกับกรณีไม่มี CFD โดยรวมผลทางเศรษฐศาสตร์	ดำเนินการตามแผน 100%	

Output ที่ได้จากโครงการ

วิทยานิพนธ์นักศึกษา

ระดับปริญญาเอก

(นายณัฐ ภาศยนันทน์) สำเร็จการศึกษาในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต สาขาเทคโนโลยีอุณหภาพ
คณะพลังงานและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี พ.ศ. 2543

ระดับปริญญาโท

(นายสันต์ เจียตระกูล) สำเร็จการศึกษาในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมพลังงาน
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, 2547

(นายไพฑูริ จินเวศศาสตร์) สำเร็จการศึกษาในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาเทคโนโลยีอุณหภาพ
คณะพลังงานและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี พ.ศ. 2548

บทความวิจัยที่ตีพิมพ์เผยแพร่

วารสารระดับนานาชาติ

- 1). Kasayapanand, N., Tiansuwan, J., Asvapoositkul, W., Vorayos, N. And Kiatsiriroat, T., Effect of the electrode arrangements in a tube bank on the characteristic of electrohydrodynamic heat transfer enhancement: Low Reynolds number, J. Enhanced Heat Transfer, vol. 9(5/6), 2002, pp. 229-242. (Impact Factor 0.806)
- 2). Kasayapanand, N. and Kiatsiriroat, T., EHD enhanced heat transfer in wavy channel, Communications in Heat and Mass Transfer 32 (2005) pp.809-821
- 3). N. Kasayapanand, T. Kiatsiriroat, Optimized Electrode Arrangement in Solar Air Heater, Renewable Energy, accepted
- 4). N. Kasayapanand, T. Kiatsiriroat, Enhanced Heat Transfer in Solar Air Heater with Different Flow Configurations by Electrohydrodynamic Technique, J. Enhanced Heat transfer, submitted
- 5). Vithayasai, S., Kiatsiriroat, T. and Nuntaphan A., Effect of Electric Field on Heat Transfer Performance of Automobile Radiator, Applied Thermal Engineering, submitted.

วารสารระดับชาติ

- 1). Kasayapanand, N., Tiansuwan, J., Asvapoositkul, W. and Kiatsiriroat, T., A comparison of EHD enhancement heat transfer in the circular and elliptic tube bank, Engineering Journal Chiang Mai University, vol. 11(1/2), 2003, pp. 15-27.

การประชุมวิชาการระดับนานาชาติ

- 1). Kiatsiriroat, T., Jitrakul, W. and Nuntaphan, A., Experimental Study on Heat Transfer Enhancement in Solar Air Heater by Electric Field, Heat SET 2005: Heat Transfer in Components and Systems For Sustainable Energy Technologies, 5-7 April 2005, Grenoble, France.

- 2). Kasayapanand, N., Tiansuwan, J., Asvapoositkul, W. And Kiatsiriroat, T., Electrohydrodynamic enhancement heat transfer of air flow across a single row of cylinders: Low Reynolds number, The 2nd Regional Conf. On Energy Technology towards a Clean Environment, JGSEE, 2003.
- 3). N. Kasayapanand, J. Tiansuwan, and T. Kiatsiriroat, Enhancement heat transfer in the horizontal channel, the 15th International Symposium on Transport Phenomena, Bangkok, Thailand, May, 2004.

การประชุมวิชาการระดับชาติ

- 1). สุจินต์ จิระชีวะนันท์, จิรวรรณ เตียรต์สุวรรณ และ ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, ผลของขนาดอิเล็ก โทรดที่มีต่อการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของกลุ่มท่อโดยใช้สนามไฟฟ้า, Proceedings การประชุมวิชาการ เรื่องการถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน, 24-25 มีนาคม 2546, ลำปาง หน้า 25 – 30
- 2). N. Kasayapanand, J. Tiansuwan and T. Kiatsiriroat, Computation of Drag Coefficient in Tube Bank Under Electric Field by CFD Technique, Proceedings การประชุมวิชาการ เรื่องการถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน, 24-25 มีนาคม 2546, ลำปาง หน้า 50 – 54
- 3). N. Kasayapanand, J. Tiansuwan, and T. Kiatsiriroat, EHD enhancement heat transfer in the horizontal channel, การประชุมวิชาการ เรื่องการถ่ายเท พลังงาน ความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนครั้งที่ 2 , เชียงใหม่, 2546 หน้า 14 – 17
- 4). N. Kasayapanand, T. Kiatsiriroat, Comparison of electrohydrodynamic effect on the wavy channel arrangements, การประชุมวิชาการ เรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนครั้งที่ 3 21-22 สิงหาคม 2547, เชียงใหม่ หน้า 95-99.
- 5). สรรพวรรธ วิทยาศัย, ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ และ อติพงศ์ นันทพันธุ์, การพาความร้อนแบบธรรมชาติของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบบนใบพัดภายใต้สนามไฟฟ้า, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 19, ภูเก็ต, ตุลาคม 2548

บทที่ 3

การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในการลดความร้อนสะสมในถังเก็บข้าวเปลือก

3.1 บทนำ

ข้าวเปลือกที่เก็บในถังเก็บ จะมีปัญหาการเสื่อมสภาพของข้าวเปลือกในขณะที่เก็บรักษาจากความร้อนสะสม อันเนื่องมาจากความร้อนที่เกิดจากการหายใจของข้าวเปลือกและจุลินทรีย์ต่างๆ แนวทางที่นิยมในปัจจุบันได้แก่การระบายอากาศ (Aeration) ออกเป็นช่วง ๆ แต่การระบายอากาศถึงแม้ว่าจะควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกให้ใกล้เคียงอากาศแวดล้อม แต่ก็ต้องใช้พัดลมในการระบายอากาศเป็นเวลานาน สำหรับการศึกษาในประเทศไทยพบว่าบางครั้งอาจสูงถึง 30 – 40% ต่อปี (Maier, 1993) เนื่องจากประเทศไทยเป็นประเทศในเขตร้อนชื้น นอกจากนี้แล้วการระบายอากาศยังทำให้เกิดอุณหภูมิข้าวเปลือกในระดับต่าง ๆ แตกต่างกัน รวมถึงการก่อให้เกิดความชื้น สะสมในข้าวเปลือกในชั้นบน ทำให้ข้าวเปลือกที่ได้มีคุณภาพไม่สม่ำเสมอ

Kiatsirirot and Dussadee (2001) ได้ใช้ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน (Thermosyphon heat pipe) โดยให้ส่วนที่ระเหยฝังอยู่ในไซโลข้าวเปลือก และส่วนควบแน่นระบายความร้อนสู่อากาศ จากการศึกษาพบว่าระบบดังกล่าวสามารถควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกความชื้น 26.9%, มาตรฐานเปียก อยู่ที่ 37 – 38°C ในขณะที่ระบบที่ไม่มีการควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกอุณหภูมิสูงถึง 65°C สามารถชะลอความเสียหายของข้าวเปลือกหลังการเก็บเกี่ยวในช่วงที่มีความชื้นสูงขณะรอการอบแห้งได้ดีถึง 7 – 10 วัน โดยคุณภาพข้าวสารที่สีได้ยังเป็นที่ยอมรับ สำหรับการเก็บรักษากับข้าวเปลือกความชื้นต่ำที่ระดับ 13.5% , มาตรฐานเปียก ท่อความร้อนสามารถควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกอยู่ที่ 28–29 °C ในขณะที่ระบบที่ไม่มีการควบคุมใดๆ อุณหภูมิอยู่ที่ 31 - 32°C

สำหรับงานวิจัยนี้ ได้ทำการใช้เทคนิคดังกล่าวร่วมกับการใช้ระบบระบายด้วยอากาศในไซโลข้าวเปลือกเพื่อลดขนาดพื้นที่ของท่อความร้อน เพื่อให้ต้นทุนถูกลง และขณะเดียวกัน ลดการใช้พัดลมเป่าอากาศ ในการศึกษาจะหาขนาดที่เหมาะสมของท่อความร้อนภายใต้ภูมิอากาศของเชียงใหม่ ในงานวิจัยยังศึกษาขนาดที่เหมาะสมของผลิตภัณฑ์ทางเกษตรอื่นด้วยคือเมล็ดข้าวโพด และเมล็ดพันธุ์ถั่วเหลือง

3.2 ลักษณะไซโลและโมเดลที่ใช้ในการศึกษา

รูปที่ 3.1 แสดงอุปกรณ์ที่ใช้ทดสอบระบบการใช้งานร่วมระหว่างท่อความร้อนและ Aeration โดยรายละเอียดคุณลักษณะของระบบท่อความร้อนและ Aeration ที่ใช้ในการทดสอบแสดงในตารางที่ 1 การทดสอบทดสอบเบื้องต้นจะใช้ข้าวเปลือกจำนวน 850 กิโลกรัม ความชื้นประมาณ 13 % มาตรฐานเปียก ในการทดสอบทำการทดสอบเปรียบเทียบ 2 ช่วงคือการเป่าลมอย่างต่อเนื่องและการเป่าลมเป็นช่วงๆ บันทึกอุณหภูมิข้าวเปลือกที่ระดับต่างๆ อุณหภูมิอากาศแวดล้อม อุณหภูมิน้ำยาภายในท่อความร้อน อัตราการไหลอากาศ และความชื้นข้าวเปลือก โดยความชื้นข้าวเปลือกตรวจวัดโดยการนำตัวอย่างข้าวเปลือกไปอบที่อุณหภูมิ 103 °C เป็นเวลา 72 ชั่วโมง

ตารางที่ 3.1. คุณสมบัติของระบบท่อความร้อนและ Aeration ที่ทดสอบ

Summary of thermosyphon specifications	Dimensions	
Bin diameter	1,250	mm.
Bin length	1,500	mm.
Evaporator area	16	m ²
Condenser area	12.7	m ²
Working fluid	R22	mm.
Working fluid volume (100% of evaporator)	22.54	kg.
Paddy capacities	1000	kg.
Blower power	1/8	Hp

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับทำนายอุณหภูมิข้าวเปลือก

จากหลักการอนุรักษ์พลังงาน การเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในของข้าวเปลือกและท่อความร้อนส่วนอีวาพอเรเตอร์เท่ากับความร้อนที่ถ่ายเทระหว่างระบบและสิ่งแวดล้อม ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการได้ว่า

$$M_b C_{pb} \frac{dT_b}{dt} + M_e C_{pe} \frac{dT_e}{dt} = \dot{Q} + \dot{m}_a (h_i - h_o) - UA_e (T_b - T_v) \quad (3.1)$$

เมื่อ

- M_b = มวลของข้าวเปลือก, kg.
- M_e = มวลของข้าวท่อความร้อนส่วนอีวาพอเรเตอร์, kg.
- C_{pb} = ความจุความร้อนจำเพาะข้าวเปลือก, J/kg^oC.
- C_{pe} = ความจุความร้อนจำเพาะท่อทองแดงส่วนอีวาพอเรเตอร์, J/kg^oC.
- T_b = อุณหภูมิข้าวเปลือก, ^oC.
- T_e = อุณหภูมิท่อทองแดง, ^oC.
- dt = ช่วงเวลา, s.
- T_v = อุณหภูมิสารทำงาน, ^oC.
- $\dot{Q}$ = ความร้อนจากการหายใจ, W.
- $\dot{m}_a$ = อัตราการไหลอากาศ, kg/s.
- h_i = เอลซ์ปีของอากาศก่อนเข้าข้าวเปลือก, J/kg.
- h_o = เอลซ์ปีของอากาศออกจากข้าวเปลือก, J/kg.
- U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างข้าวเปลือกและสารทำงาน, W/m²C.
- A_e = พื้นที่การถ่ายเทความร้อนด้านอีวาพอเรเตอร์, m².

จากการทดสอบพบว่าอุณหภูมิสารทำงาน T_v มีค่าใกล้เคียงอุณหภูมิเฉลี่ยอากาศแวดล้อมและอุณหภูมิของข้าวเปลือก ค่าเอนทัลปีของอากาศก่อนเข้าและหลังออกจากข้าวเปลือกสามารถคำนวณได้จาก

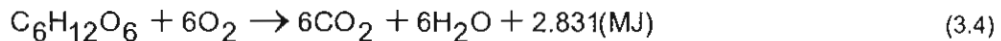
$$h_i = 1.006T_i + W_i(2501 - 1.775T_i) \quad (3.2)$$

$$h_o = 1.006T_o + W_o(2501 - 1.775T_o) \quad (3.3)$$

เมื่อ

- W_i = อัตราส่วนความชื้นอากาศก่อนเข้าถึงเก็บข้าวเปลือก, kg H_2O /kg air
 W_o = อัตราส่วนความชื้นอากาศก่อนออกถึงเก็บจากข้าวเปลือก, kg H_2O /kg air
 T_i = อุณหภูมิอากาศก่อนเข้าเข้าถึงเก็บข้าวเปลือก, °C
 T_o = อุณหภูมิอากาศก่อนออกถึงเก็บข้าวเปลือก, °C

ความร้อนที่เกิดขึ้นเนื่องจากการหายใจของข้าวเปลือกสามารถหาได้จากปฏิกิริยาเคมี ดังนี้



ในการหายใจ เมื่อข้าวเปลือกหายใจจะใช้แป้งและก๊าซออกซิเจน ถ้าในการหายใจใช้แป้ง ไป 1 กิโลกรัม จะต้องใช้ก๊าซออกซิเจน 1.07 กิโลกรัม จะให้ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ 1.47 กิโลกรัม น้ำ 0.6 กิโลกรัม และปลดปล่อยความร้อนออกมา 15.778 MJ ดังนั้นปริมาณความร้อนที่เกิดขึ้นจากการหายใจจึงสามารถคำนวณได้จากปริมาณแป้งที่หายไปจากการหายใจ

ความร้อนที่เกิดขึ้นจากการหายใจของข้าวเปลือกในแต่ละช่วงเวลาสามารถคำนวณได้จากสมการของ Seib, et al. [9] ดังนี้

$$\dot{Q} = \frac{15778(DML)(M_b)}{\Delta t} \quad (3.5)$$

เมื่อ

- M_b = มวลของข้าวเปลือก, kg.
 DML = การสูญเสียมวลแห้ง, เศษส่วน
 Δt = ช่วงเวลา, s
 การสูญเสียมวลแห้ง (DML) ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิและความชื้นสามารถเขียนได้ดังนี้ (Seib, et al, 1980);

$$DML = 1 - \exp(-TERM) \quad (3.6)$$

เมื่อ

$$\text{TERM} = A(t/1000)^C \exp(D(1.8T_b - 28)) \exp(E(M_d - 0.14)).$$

A	=	0.000914
C	=	0.654
D	=	0.03756
E	=	33.61
t	=	เวลา, h.
T _b	=	อุณหภูมิข้าวเปลือก, °C.
M _d	=	ความชื้นข้าวเปลือก, decimal dry basis.

พิจารณาสมดุลมวลของอากาศขณะที่ระบายอากาศในถังข้าวเปลือก ถ้าสมมุติว่าข้าวเปลือกในถังเก็บไม่คายความชื้นออกมาเนื่องจากระบายอากาศในถังข้าวเปลือกด้วยอากาศแวดล้อมที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิข้าวเปลือกและด้วยอัตราการไหลอากาศต่ำ และสมมุติด้วยว่า ความชื้นจากการหายใจข้าวเปลือกจะถูกพาออกจากข้าวเปลือกด้วยการระบายอากาศทั้งหมด ดังนั้นปริมาณน้ำที่เพิ่มขึ้นในอากาศจะเกิดเนื่องจากน้ำที่เกิดจากการหายใจเท่านั้นสามารถเขียนเป็นสมดุลมวลได้ว่า

$$\dot{m}_a w_1 + \dot{m}_m = \dot{m}_a w_o \quad (3.7)$$

เมื่อ

W _i	=	อัตราส่วนความชื้นอากาศก่อนเข้าข้าวเปลือก, kg H ₂ O/kg air.
W _o	=	อัตราส่วนความชื้นอากาศหลังออกจากข้าวเปลือก, kg H ₂ O/kg air.
$\dot{m}_a$	=	อัตราการไหลอากาศ, kg air /s.
$\dot{m}_m$	=	ปริมาณน้ำที่เพิ่มขึ้นในอากาศเนื่องจากการหายใจ, kg-H ₂ O /s

ดังนั้นอัตราส่วนความชื้นอากาศหลังออกจากข้าวเปลือกสามารถเขียนใหม่ได้ดังนี้

$$w_o = w_i + \frac{\dot{m}_m}{\dot{m}_a} \quad (3.8)$$

ปริมาณน้ำในอากาศที่เพิ่มขึ้นจากการหายใจ $\dot{m}_m$ ในช่วงเวลา Δt สามารถหาได้จาก Seib, et al. [9]

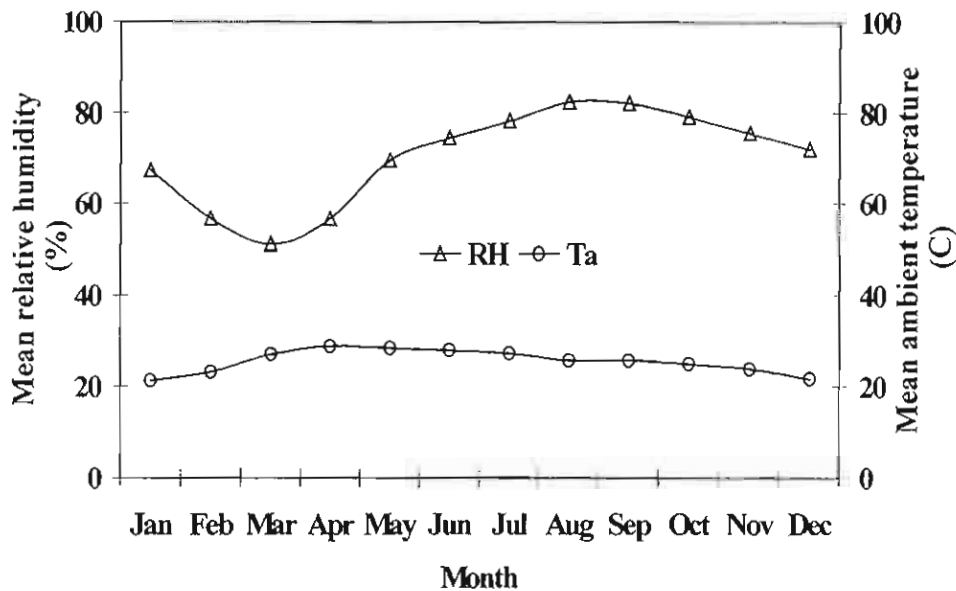
$$\dot{m}_m = \frac{0.6(DML)(M_b)}{\Delta t} \quad (3.9)$$

เมื่อ

Δt	=	ช่วงเวลา, s
M _b	=	มวลของข้าวเปลือก, kg
DML	=	มวลแห้งที่สูญเสีย, เปอร์เซ็นต์

เมื่อ

$T_{\max}$ = อุณหภูมิอากาศเฉลี่ยสูงสุด, K.
 $T_{\min}$ = อุณหภูมิอากาศเฉลี่ยต่ำสุด, K.
 t = เวลา, $t = \text{Time}(\text{hour}) - 9$, hr.



รูปที่ 3.2 ข้อมูลอากาศรายเฉลี่ยรายเดือนจังหวัดเชียงใหม่ ปี 2532-2542

เงื่อนไขการทำงานของระบบ

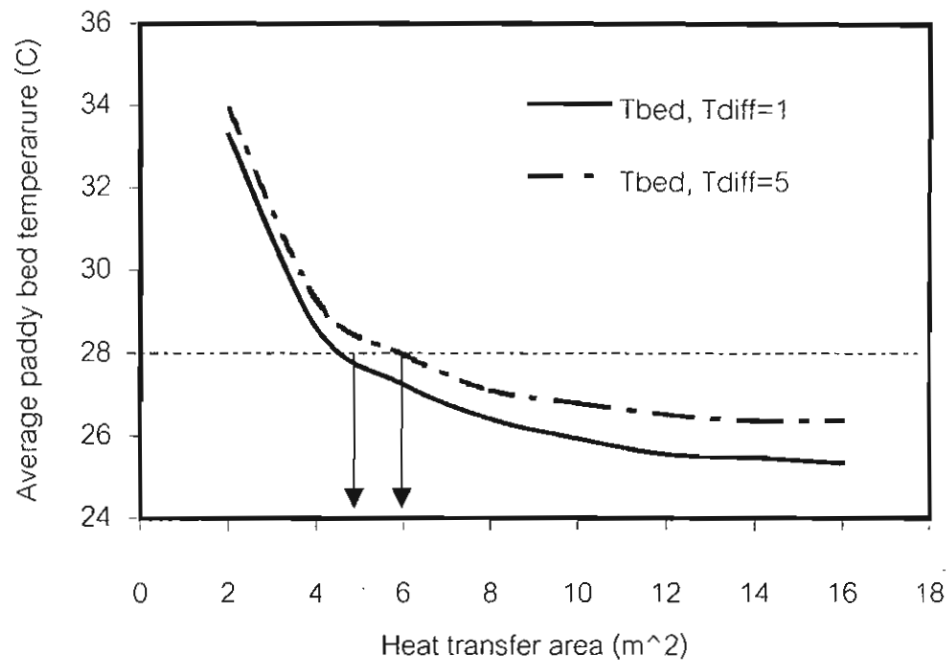
เงื่อนไขสำหรับการจำลองการทำงานโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับทำนายอุณหภูมิข้าวเปลือกทั้งปีเป็นดังนี้

1. ความชื้นข้าวเปลือก 13% มาตรฐานเปียก
2. น้ำหนักข้าวเปลือก 1,000 กก.
3. อุณหภูมิเริ่มต้นข้าวเปลือก 32°C
4. อุณหภูมิข้าวเปลือกที่ต้องการ 28°C
5. พัฒนทำงานเมื่ออุณหภูมิข้าวเปลือกสูงกว่า 28°C และอุณหภูมิอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิข้าวเปลือกช่วง $1-5^{\circ}\text{C}$
6. พื้นที่ถ่ายเทความร้อนช่วง $2-16 \text{ m}^2$

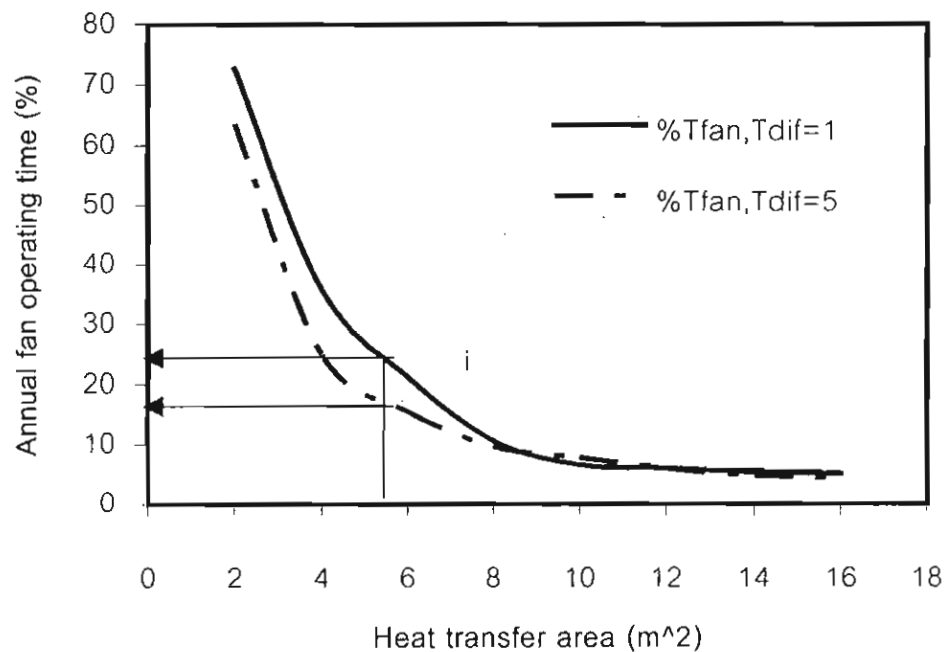
ผลการจำลองด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

รูปที่ 3.3 แสดงอุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกทั้งปีที่พื้นที่การถ่ายเทความร้อนส่วนอีวาपोเรเตอร์ต่าง ๆ และเงื่อนไขการทำงานพัฒน์ที่อุณหภูมิอากาศแวดล้อมต่ำกว่าอุณหภูมิ ข้าวเปลือก $1(T_{\text{diff}}=1)$ และ $5(T_{\text{diff}}=5)^{\circ}\text{C}$ จากการจำลองพบว่าถ้าต้องการอุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกทั้งปีต่ำกว่า 28°C พื้นที่อีวาपोเรเตอร์ควรมาก 5.5 m^2 ซึ่งมีค่าชั่วโมงการทำงานพัฒน์ทั้งปีไม่เกิน 25%($T_{\text{diff}}=1$) แต่จากการจำลองยังพบอีกว่าเมื่อให้อุณหภูมิอากาศต่ำ

กว่าอุณหภูมิข้าวเปลือก พบว่าชั่วโมงการทำงานพัดลมจะลดลง ดังแสดงในรูปที่ 3.4 การเลือกพื้นที่ที่เหมาะสมควรเพื่อการทำงานในกรณีที่ต้องการประหยัดพลังงานโดยลดชั่วโมงการทำงานของพัดลมด้วย ดังนั้นพื้นที่อีวาपोเรเตอร์ควรมีค่าตั้งแต่ 6 m^2 ขึ้นไป

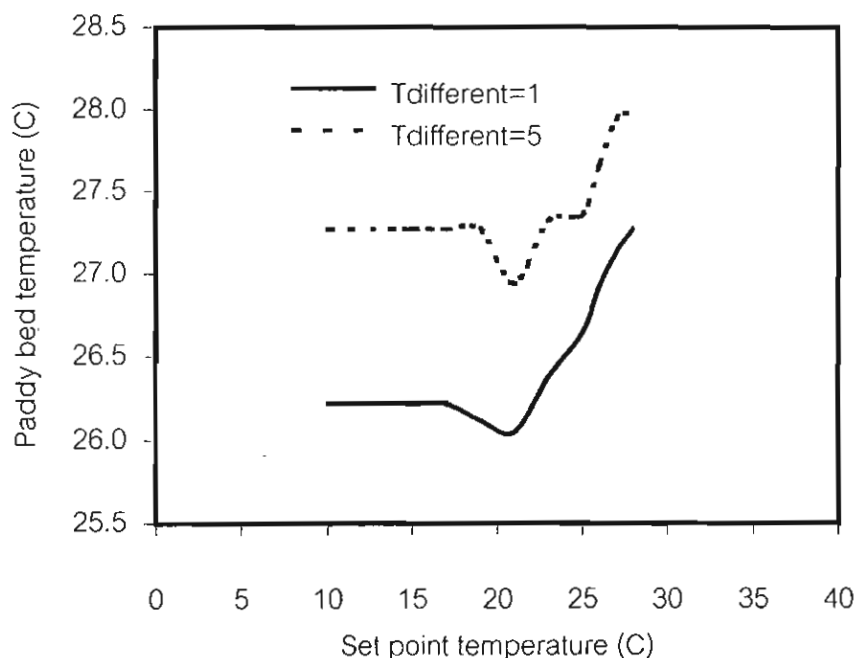


รูปที่ 3.3 อุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกทั้งปีในพื้นที่อีวาपोเรเตอร์ต่าง ๆ

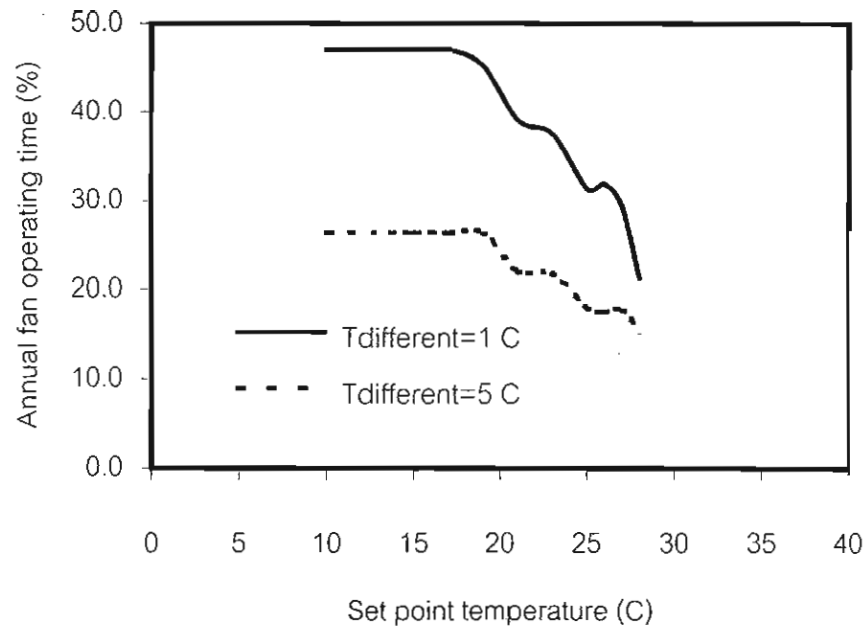


รูปที่ 3.4 เปอร์เซนต์การทำงานของพัดลมที่พื้นที่การถ่ายเทความร้อนต่างๆ

จากการจำลองพบว่าเมื่อใช้พื้นที่ถ่ายเทความเท่าเดิมตามที่ได้เลือกคือ 6 m^2 เมื่อตั้งค่าอุณหภูมิข้าวเปลือกที่ให้พัฒมทำงาน(Set point)สูงกว่า 20°C และอุณหภูมิอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิข้าวเปลือก 1°C ($T_{\text{diff}} = 1^\circ\text{C}$) ดังแสดงในรูปที่ 3.5 ซึ่งจะได้อุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกทั้งปีต่ำสุดที่ 26.05°C ที่ $T_{\text{diff}} = 1^\circ\text{C}$ โดยมีเปอร์เซ็นต์การทำงานของพัฒม $39.1\%/ปี$ เมื่อพิจารณาที่ $T_{\text{diff}} = 5^\circ\text{C}$ ค่าเปอร์เซ็นต์การทำงานของพัฒมจะลดลงเหลือ $22.06\%/ปี$ โดยที่อุณหภูมิเฉลี่ยทั้งปียังไม่เกิน 28°C ดังนั้นเงื่อนไขที่เหมาะสมของการทำงานของพัฒมเมื่อต้องการให้ได้อุณหภูมิข้าวเปลือกต่ำสุดคือตั้งอุณหภูมิ Set point 20°C และตั้งค่า $T_{\text{diff}} = 5^\circ\text{C}$ แต่ถ้าต้องการการให้ชั่วโมงทำงานพัฒมต่ำสุดโดยที่อุณหภูมิไม่เกิน 28°C คือ คือตั้งอุณหภูมิ Set point 28°C และตั้งค่า $T_{\text{diff}} = 5^\circ\text{C}$ โดยจะมีค่าชั่วโมงทำงานพัฒม 15.45% ต่อปี ดังรูปที่ 3.6

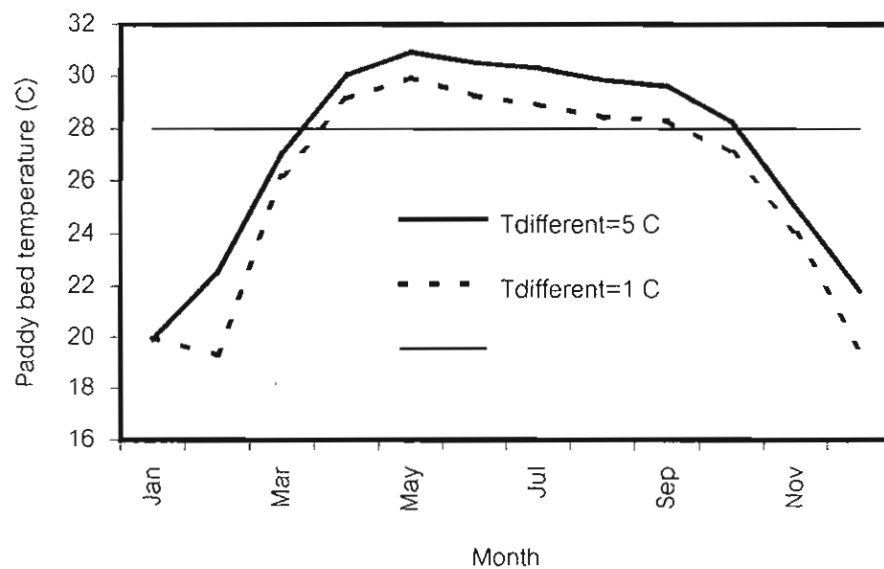


รูปที่ 3.5 อุณหภูมิข้าวเปลือกที่อุณหภูมิ Set point ของพัฒมที่ค่าต่าง ๆ



รูปที่ 3.6 เปอร์เซนต์การทำงานพัดลมต่อปีที่อุณหภูมิทำงานพัดลมต่าง ๆ

รูปที่ 3.7 แสดงอุณหภูมิเฉลี่ยทั้งปีที่เงื่อนไข ตั้งอุณหภูมิ Set point 20°C และตั้งค่า T_{diff} 5 °C จากกราฟพบว่าในช่วงเดือน เมษายน-กันยายน ค่าเฉลี่ยรายเดือนสูงกว่า 28 °C ซึ่งแนวทางที่เหมาะสมคือในช่วงเวลาดังกล่าว (6 เดือน) ให้ลด T_{diff} เหลือ 1 °C โดยอุณหภูมิ Set point คงที่ซึ่งจะทำให้ในช่วงดังกล่าวสามารถลดอุณหภูมิลงได้ใกล้เคียง 28 °C มากขึ้น



รูปที่ 3.7 อุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกทั้งปี

การจำลองสมรรถนะด้วยคอมพิวเตอร์การควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกโดยใช้ท่อความร้อนร่วมกับการระบายอากาศ สามารถคำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมได้ดังนี้

1. การใช้งานท่อความร้อนร่วมกับการระบายอากาศพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนของท่อความร้อนส่วนอีวาपोเรเตอร์ประมาณ $8 \text{ m}^2/\text{ตันข้าวเปลือก}$

2. เงื่อนไขการเปิดปิดพัดลมที่เหมาะสมสำหรับภูมิอากาศจังหวัดเชียงใหม่คือ

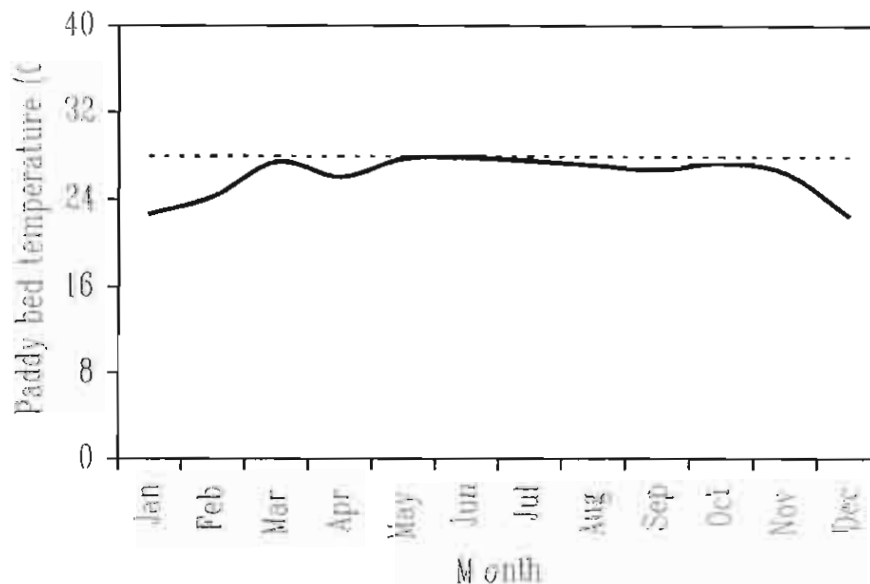
ช่วงเดือน ตุลาคม-มีนาคม ตั้งค่า

$$T_s = 28^\circ\text{C} \text{ และ } T_d = 5^\circ\text{C}$$

ช่วงเดือน เมษายน-กันยายน ตั้งค่า

$$T_s = 28^\circ\text{C} \text{ และ } T_d = 1^\circ\text{C}$$

จากเงื่อนไขการทำงานดังกล่าวสามารถควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกเฉลี่ยทั้งปีได้ 26.2°C ดังแสดงในรูปที่ 3.8 โดยมีชั่วโมงทำงานพัดลมเฉลี่ยทั้งปี 20.2%



รูปที่ 3.8 การควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือก โดยเงื่อนไขการเปิดปิดพัดลม สำหรับภูมิอากาศจังหวัด

เชียงใหม่ : ช่วงเดือน ตุลาคม-มีนาคม ตั้งค่า $T_s = 28^\circ\text{C}$ และ $T_{diff} = 5^\circ\text{C}$

ช่วงเดือน เมษายน-กันยายน ตั้งค่า $T_s = 28^\circ\text{C}$ และ $T_{diff} = 1^\circ\text{C}$

3.3 การออกแบบ ไซโลข้าวเปลือก ขนาดขนาด 5 ตัน

จากผลการศึกษาข้างต้น ข้อมูลที่ได้ถูกนำมาออกแบบ สร้างและทดสอบไซโลข้าวเปลือกขนาด 5 ตัน จากข้อมูลของธนาคารเพื่อการเกษตรและสหกรณ์การเกษตรเกี่ยวกับความสัมพันธ์ระหว่างน้ำหนักและปริมาณของข้าวเปลือกที่ใช้เป็นเกณฑ์ในการรับซื้อฝากข้าวเปลือกจากเกษตรกรได้กำหนดไว้ คือ

ข้าวเปลือก 1 ตัน ความชื้น 11 – 12 %wb จะมีปริมาตรในสภาพหลวมตัว 1.8 m^3

ข้าวเปลือก 1 ตัน ความชื้น 12 – 14 %wb จะมีปริมาตรในสภาพหลวมตัว 1.4 m^3

ดังนั้น จากข้อมูลข้าวเปลือกดังกล่าวทำให้ทราบว่าข้าวเปลือกที่ใช้ทดสอบจำนวน 5,000 kg จะมีปริมาตรอยู่ที่

$$\text{จำนวนปริมาตรข้าวเปลือก} = \frac{1.4 \times 5000}{1000} = 7 \text{ m}^3$$

$$\text{จำนวนปริมาตรข้าวเปลือก} = \frac{1.8 \times 5000}{1000} = 9 \text{ m}^3$$

ดังนั้น ข้าวเปลือกที่ใช้ทดสอบจำนวน 5,000 kg จะมีปริมาตรโดยเฉลี่ยอยู่ที่ 7 – 9 m³

การออกแบบได้เลือกขนาดของไซโลเก็บข้าวเปลือก สูง 1.2 เมตร เส้นผ่านศูนย์กลาง 3.2 เมตร มีปริมาตร 9.65 m³ ซึ่งไซโลที่มีความสูงน้อยจะสะดวกในการปฏิบัติงาน และต่อความร้อนที่สั้นจะสามารถส่งถ่ายความร้อนได้ดีกว่าต่อความร้อนที่ยาว

ขนาดของพัดลมสามารถประเมินได้จากผลคูณของ อัตราการไหลอากาศและความดันลดของอากาศ จากการศึกษาที่ผ่านมาพบว่า Maier et al. (1993) แนะนำให้ใช้ค่าอยู่ในช่วง 0.05-0.5 m³/นาที่-ตัน และควรจะมีค่าอยู่ประมาณ 0.074 – 0.28 m³/นาที่-ตัน ซึ่งเมื่อเลือกค่ามากที่สุดที่เคยมีการใช้งานคือ 0.5 m³/นาที่-ตัน ดังนั้น ไซโลขนาด 5 ตันควร ใช้อัตราการไหลอากาศประมาณ 2.5 m³/นาที่

ค่าความดันลดของอากาศประเมินจากสมการของ ดังนี้

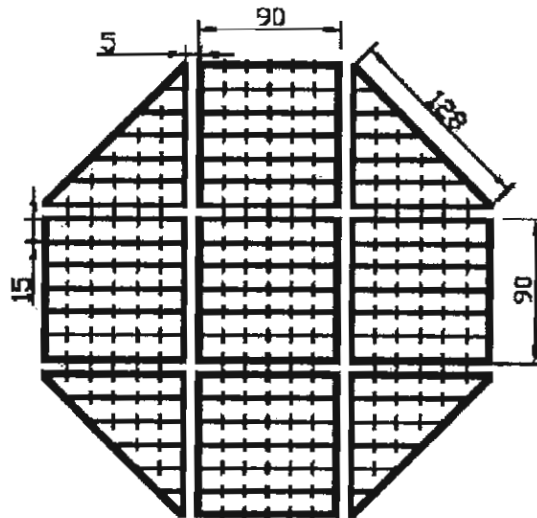
$$P = 53.7V^{1.32} \quad (3.12)$$

เมื่อ V คือความเร็วอากาศ, m³/นาที่

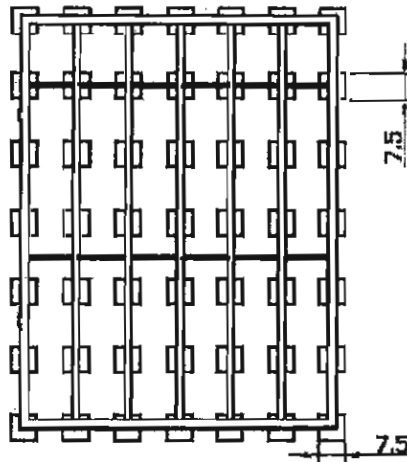
พื้นที่หน้าตัดของไซโลประมาณ 4.5 m² ดังนั้นความเร็วที่ผ่านชั้นข้าวเปลือกประมาณ 0.56 m/นาที่ ซึ่งสามารถประเมินความดันลดได้ประมาณ 25 Pa/m ซึ่งเมื่อประเมินเป็นกำลังของมอเตอร์แล้วมีขนาดน้อยมาก ดังนั้นจึงเลือกขนาดของมอเตอร์เล็กสุดในทางปฏิบัติคือประมาณ 1/4 hp

การออกแบบท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนในไซโลเก็บข้าวเปลือกขนาด 5 ตัน (ส่วนอีวาพอเรเตอร์)

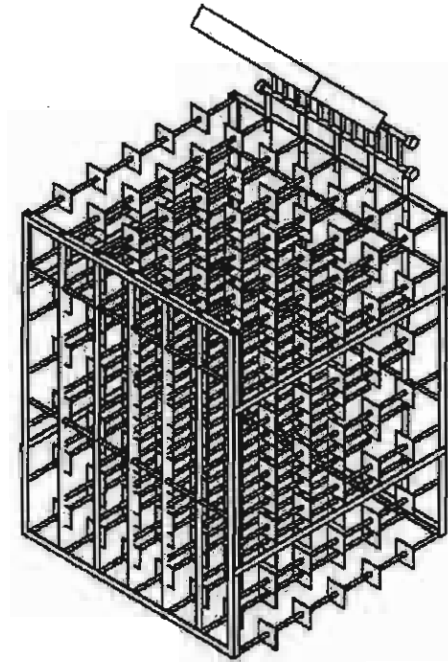
จากข้อมูลเบื้องต้นคือ พื้นที่อีวาพอเรเตอร์ประมาณ 8 m²/ตันข้าวเปลือก ในการแลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับ 5 ตันข้าวเปลือก ในส่วนของอีวาพอเรเตอร์จะเป็น 40 m² ซึ่งสามารถนำค่าพื้นที่ไปคำนวณหาจำนวนท่อทองแดงที่ใช้ ซึ่งจากการคำนวณจะใช้ท่อความร้อนจำนวน 9 ชุด จัดวางตัวดังรูปที่ 3.9 ซึ่งท่อทองแดงที่ใช้จะติดครีบลูกเพื่อเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนดังแสดงในรูปที่ 3.10 และเมื่อประกอบเป็นชุดท่อความร้อนแสดงได้ดังรูปที่ 3.11



รูปที่ 3.9 การจัดวางท่อความร้อนส่วนอีวาพอเรเตอร์ในไซโลขนาด 5 ตัน



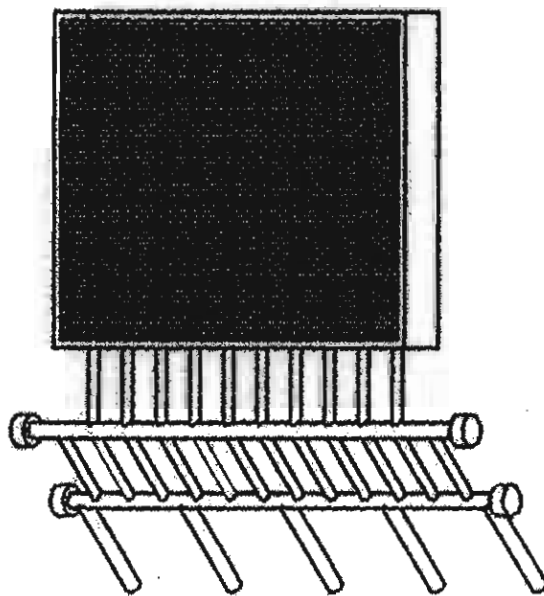
รูปที่ 3.10 การติดตั้งระบบท่อความร้อน



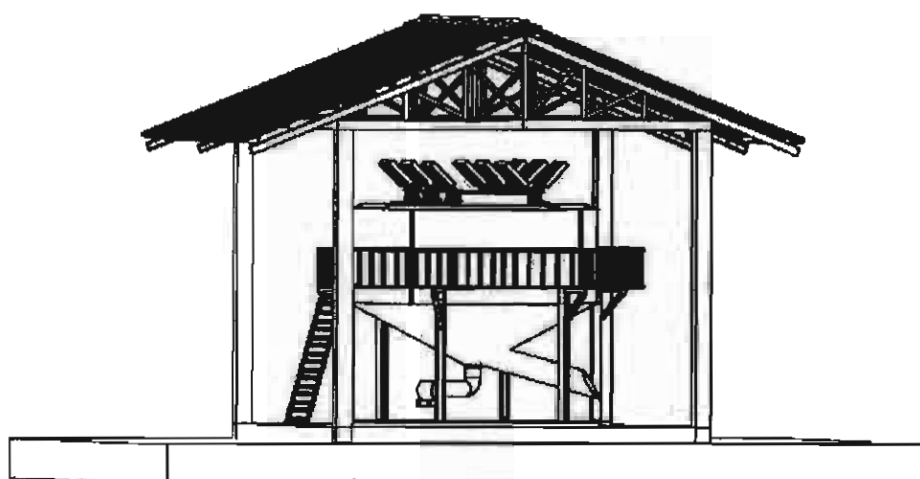
รูปที่ 3.11 ท่อความร้อน 1 ชุด

(ส่วนคอนเดนเซอร์)

ส่วนคอนเดนเซอร์ของท่อความร้อนทำจากท่อทองแดงติดครีป จำนวน 9 ชุดเท่ากับส่วน อีวาพอเรเตอร์ โดยแต่ละตัวมีพื้นที่ประมาณ 4.2 m^2 ดังแสดงในรูปที่ 3.12 ซึ่งเมื่อประกอบเข้ากับท่อความร้อนส่วน อีวาพอเรเตอร์และไซโลแสดงได้ดังรูปที่ 3.13



รูปที่ 3.12 ส่วนคอนเดนเซอร์ท่อความร้อน



ผู้เขียนแบบ	นายธรรมศักดิ์ พันธุ์เกษมศรี	ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
ผู้ตรวจแบบ		คณะวิศวกรรมศาสตร์
มาตรฐาน 1.25	ทองสุขามรรณ	มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
มาตรา 23		

รูปที่ 3.13 ไซโลเก็บข้าวเปลือกขนาด 5 ตัน เมื่อติดตั้งท่อความร้อนและระบบระบายอากาศ

โครงการได้ดำเนินการก่อสร้างไซโลเก็บข้าวเปลือกขนาด 5 ตัน แล้วเสร็จดังแสดงในรูปที่ 3.14 ซึ่งได้ติดตั้งอยู่ที่สหกรณ์การเกษตรสันทราย อ.สันทราย จ.เชียงใหม่



รูปที่ 3.14 ไซโลเก็บข้าวเปลือกต้นแบบขนาด 5 ตัน

ผลการจำลองสมรรถนะของระบบระบายอากาศร่วมกับท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนในโซโลเก็บข้าวเปลือกขนาด 5 ตัน

การเลือกเงื่อนไขการทำงานของพัดลมควรจะพิจารณาควบคู่ทั้งที่อุณหภูมิข้าวเปลือกและชั่วโมงการทำงานของพัดลมต่อปี ดังนั้นแนวทางที่เป็นไปได้คือการเลือกเงื่อนไขการทำงานของพัดลมตามฤดูกาล ซึ่งจากการจำลองพบว่า เงื่อนไขที่ใช้งานคือ

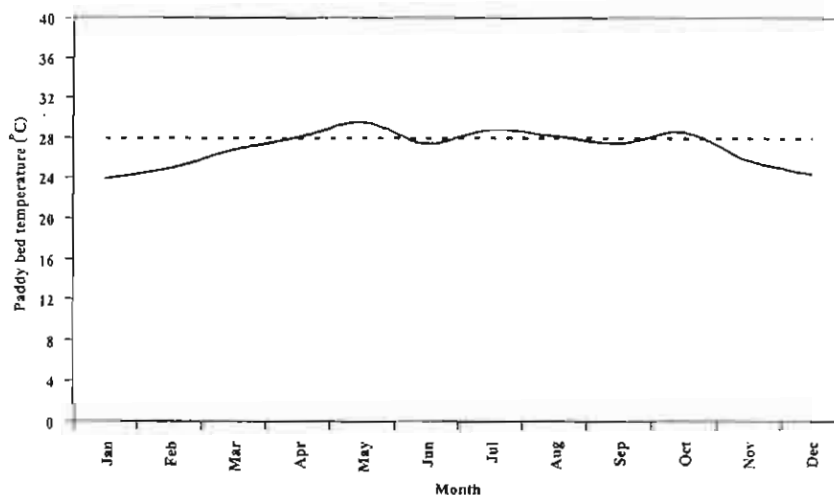
1. ช่วงเดือน ตุลาคม-มีนาคม (6 เดือน) ซึ่งเป็นช่วงฤดูหนาวที่อุณหภูมิแวดล้อมมีค่าต่ำ เลือกเงื่อนไขการทำงานของพัดลมที่สามารถทำให้ชั่วโมงการทำงานของพัดลมต่ำ ดังนี้

$$T_s = 28\text{ }^{\circ}\text{C} \text{ และ } T_d = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$$

2. ช่วงเดือน เมษายน-กันยายน (6 เดือน) ซึ่งเป็นช่วงฤดูร้อน อากาศแวดล้อมมีอุณหภูมิสูง เลือกเงื่อนไขการทำงานของพัดลมให้สามารถลดอุณหภูมิข้าวเปลือกได้ต่ำ ดังนี้

$$T_s = 28\text{ }^{\circ}\text{C} \text{ และ } T_d = 1\text{ }^{\circ}\text{C}$$

ซึ่งจากการเลือกเงื่อนไขการทำงานในลักษณะดังกล่าว สามารถควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกได้ตามต้องการโดยมีค่าชั่วโมงการทำงานของพัดลมต่อปีต่ำสุด โดยสามารถควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกเฉลี่ยทั้งปีได้ $27.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ดังแสดงในรูปที่ 3.15 โดยเส้นประแสดงอุณหภูมิข้าวเปลือกที่ต้องการ เส้นทึบคืออุณหภูมิข้าวเปลือกที่ได้จากการจำลองสมรรถนะ และมีชั่วโมงทำงานของพัดลมเฉลี่ยทั้งปี 15.2% (ใช้ข้อมูลอากาศเชียงใหม่ปี 2546)

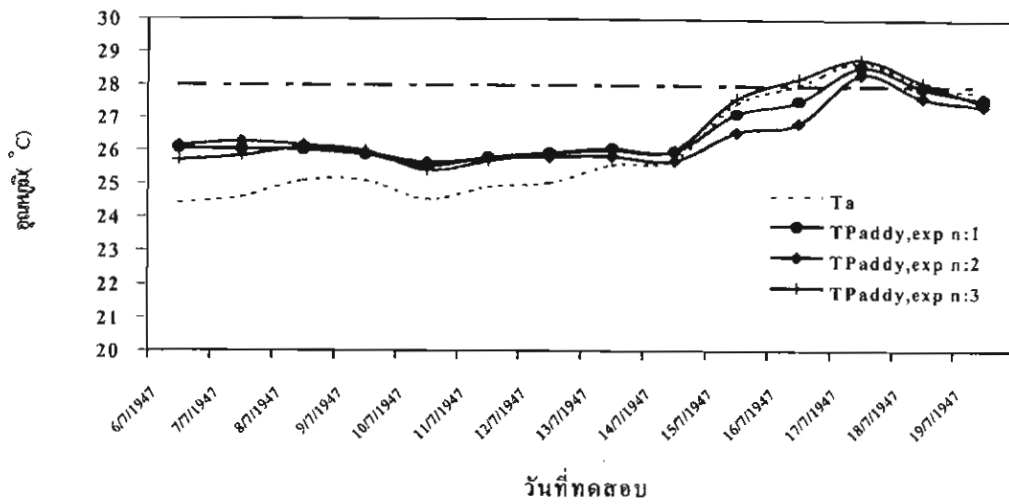


รูปที่ 3.15 อุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกทั้งปีจากแบบจำลอง(ข้อมูลอากาศเชียงใหม่ปี 2546)

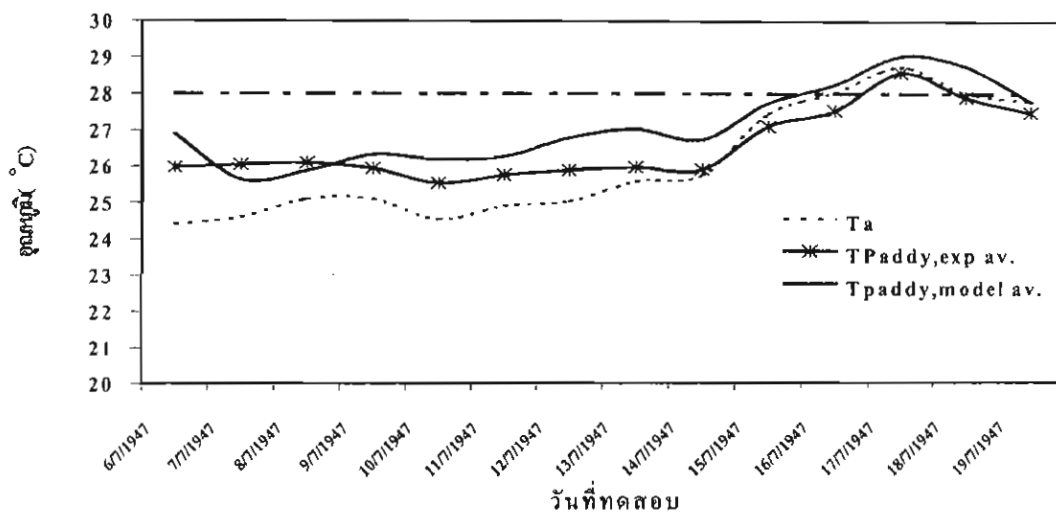
ผลการทดสอบระบบระบายอากาศร่วมกับท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนในโซโลเก็บข้าวเปลือกขนาด 5 ตัน

จากการทดสอบเงื่อนไขการทำงานของพัดลม ตามเงื่อนไขที่เหมาะสมสำหรับโซโลขนาด 5 ตัน โดยตั้งค่า $T_s = 28\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $T_d = 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ โดยทำการทดสอบเป็นระยะเวลา 2 สัปดาห์ พบว่า สามารถควบคุมอุณหภูมิของข้าวเปลือก ให้มีอุณหภูมิเฉลี่ยประมาณ $26.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ และมีการกระจายอุณหภูมิในโซโลของข้าวเปลือกในแต่ละชั้นใกล้เคียงกัน ดังแสดงในรูปที่ 3.16

จากการเปรียบเทียบอุณหภูมิข้าวเปลือกจากการทดสอบและค่าจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ พบว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สามารถทำนายอุณหภูมิของข้าวเปลือกได้ใกล้เคียงกับอุณหภูมิข้าวเปลือกที่วัดได้ โดยอุณหภูมิข้าวเปลือกที่วัดจริงและที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ดังรูปที่ 3.16



รูปที่ 3.16 อุณหภูมิข้าวเปลือกเฉลี่ยของในแต่ละชั้น ช่วง 2 สัปดาห์ของการทดสอบ ($T_s = 28^{\circ}\text{C}$ และ $T_d = 1^{\circ}\text{C}$)



รูปที่ 3.17 อุณหภูมิข้าวเปลือกจากการทดสอบและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ($T_s = 28^{\circ}\text{C}$ และ $T_d = 1^{\circ}\text{C}$)

จากการทดสอบที่เงื่อนไข การทำงานของพัดลม ที่ $T_s = 28^{\circ}\text{C}$ และ $T_d = 1^{\circ}\text{C}$ เป็นเวลา 2 สัปดาห์ พบว่า ชั่วโมงการทำงานของพัดลมลดลง โดยพิจารณาจาก Watt-hour meter สามารถคิดชั่วโมงการทำงานของพัดลมได้ 14.4 ชั่วโมง หรือคิดเป็น 4.3% ของเวลาที่ใช้ทดสอบ และเมื่อนำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มาคิดเทียบปรากฏว่า ชั่วโมงการทำงานของพัดลมเป็น 20 ชั่วโมง หรือ 5.9% ของเวลาที่ใช้ทดสอบ จะเห็นว่าเปอร์เซ็นต์การทำงานของพัดลมมีค่าใกล้เคียงกัน และยังสามารถลดชั่วโมงการทำงานของพัดลมลงจาก 30-40 % (Maier, 1993) เหลือเพียง 4.3% ของเวลาที่ใช้ทดสอบ

การตรวจสอบคุณภาพข้าว

การเปลี่ยนแปลงของเปอร์เซ็นต์ต้นข้าว

ตารางที่ 3.2 แสดงการเปรียบเทียบคุณภาพข้าวสารที่ได้จากไซโลที่มีการใช้การระบายอากาศร่วมกับท่อความร้อน และข้าวสารที่ได้จากถังฉางของเกษตรกรที่ไม่มีการระบายอากาศ พบว่าหลังจากทดสอบเป็นเวลา 1 เดือน เปอร์เซนต์ต้นข้าวของไซโลที่ทดสอบก่อนช่วงที่เทียบข้าวเปลือกที่เก็บในถังฉางของเกษตรกรที่ไม่มีการระบายอากาศซึ่งมีค่าลดลง และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างชั้น พบว่าเปอร์เซ็นต์ต้นข้าวไม่มีความแตกต่างกัน

ตารางที่ 3.2 คุณภาพข้าวเปลือกระหว่างไซโลทดสอบและถังฉางเกษตรกร

ดัชนี	ไซโลทดสอบ	ถังฉางเกษตรกร
เปอร์เซ็นต์ต้นข้าวเริ่มต้น	55.9%	55.6%
เปอร์เซ็นต์ต้นข้าวหลังทดสอบ 1 เดือน	54.9%	52.9%

การเปลี่ยนแปลงค่าสีของข้าว (%ความขาวของข้าว)

การเปลี่ยนแปลงค่าสีของข้าว เมื่อเก็บรักษาข้าวเปลือกไว้ในไซโลที่มีระบบระบายอากาศร่วมกับท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอน พบว่า ค่า L^* ที่บอกความสว่างหรือความขาวของข้าวเปลือกหลังการทดสอบแล้ว 1 เดือน เมื่อนำมาเปรียบเทียบกับค่า L^* ในตอนเริ่มต้น จะมีแนวโน้มที่ลดลงจากเดิมเล็กน้อยคือ 51.1%, 48.8% ตามลำดับ ค่า L^* ในแต่ละชั้น ของข้าวเปลือก มีค่าใกล้เคียงกันและมีแนวโน้มที่ลดลงเพียงเล็กน้อย ส่วนค่า b^* ที่แสดงระดับสีเหลืองนั้น พบว่า มีแนวโน้มเพิ่มความเป็นสีเหลืองเพิ่มขึ้นตามอายุเก็บรักษาข้าวเปลือก และในแต่ละชั้น จะแตกต่างกันไม่มาก เมื่อนำค่าสีของข้าวที่เก็บรักษาในระบบระบายอากาศร่วมกับท่อความร้อนมาเปรียบเทียบกับข้าวที่เก็บในถังฉางชาวบ้าน พบว่า ที่เวลาเริ่มต้นของการเก็บรักษาเดียวกัน ค่า L^* และค่า b^* ของข้าวเปลือกมีค่าใกล้เคียงกันต่างกันเพียงเล็กน้อย และเมื่อเก็บรักษาข้าวเปลือกเป็นเวลา 1 เดือน เท่ากัน ค่า L^* และค่า b^* ของข้าวเปลือกก็ยังมีความใกล้เคียงกัน แต่ข้าวจากถังฉางเกษตรกรมีแนวโน้มที่ค่า L^* ลดลงและค่า b^* เพิ่มขึ้นก่อนข้าวที่เก็บรักษาด้วยระบบระบายอากาศร่วมกับท่อความร้อนตามระยะเวลาเก็บรักษา

3.4 การเก็บรักษาเมล็ดข้าวโพดโดยใช้ระบบระบายอากาศร่วมกับท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอน

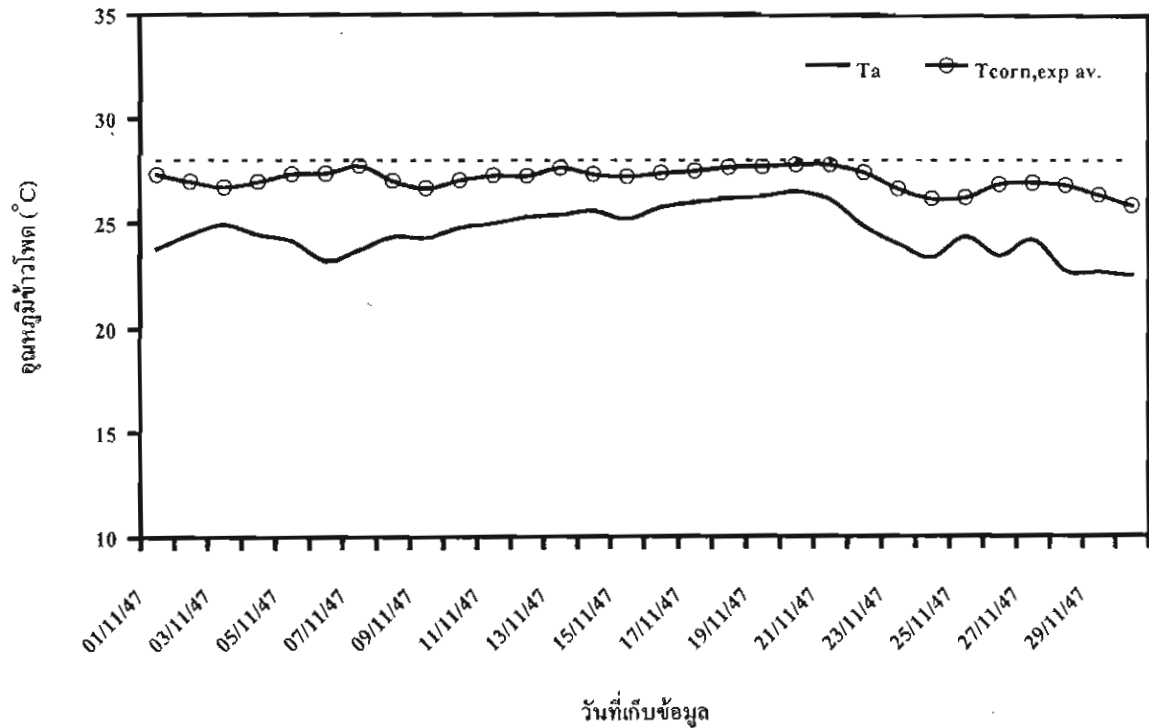
งานวิจัยนี้ยังได้นำไซโลข้าวเปลือกขนาด 5 ตัน ในหัวข้อที่แล้ว มาใช้เก็บเก็บรักษาเมล็ดข้าวโพด (เมล็ดข้าวโพดอาหารสัตว์) โดยพิจารณาใช้เงื่อนไขการทำงานของพัดลมระบายอากาศเหมือนกับการทดสอบเก็บรักษาข้าวเปลือกคือ

ช่วงเดือน ตุลาคม-มีนาคม (6 เดือน) ซึ่งเป็นช่วงฤดูหนาวที่อุณหภูมิแวดล้อมมีค่าต่ำ เลือกเงื่อนไขการทำงานของพัดลมที่สามารถทำให้ชั่วโมงการทำงานของพัดลมต่ำ ดังนี้

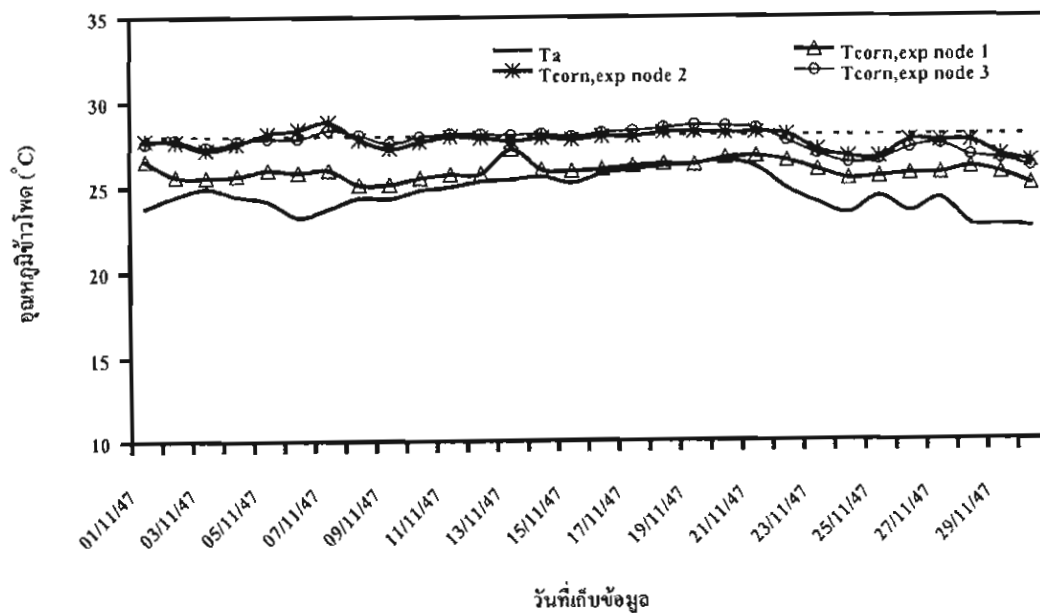
$$T_s = 28^\circ\text{C} \text{ และ } T_d = 5^\circ\text{C}$$

จากการทดสอบเงื่อนไขการทำงานของพัดลม ตามเงื่อนไขเดิมที่ใช้กับข้าวเปลือก โดยตั้งค่า $T_s = 28^\circ\text{C}$ และ $T_d = 5^\circ\text{C}$ โดยทำการทดสอบเป็นระยะเวลา 2 เดือน ข้าวโพดที่ใช้ในการทดสอบเป็นข้าวโพดอาหารสัตว์ และมีความชื้นเริ่มต้นที่ 17.4 %wb. โดยข้าวโพดมีอุณหภูมิเริ่มต้นที่ 27.3°C พบว่า หลังจากเก็บรักษาเมล็ดข้าวโพดเป็นเวลา 1 เดือน ระบบดังกล่าวสามารถควบคุมอุณหภูมิของข้าวโพด ให้มีอุณหภูมิเฉลี่ย 27.1°C และ

เมล็ดข้าวโพดมีความชื้นลดลงเหลือ 16.4 %wb. และมีการกระจายอุณหภูมิเฉลี่ยในไซโลของข้าวโพดในแต่ละชั้นใกล้เคียงกัน โดยข้าวโพดในชั้นแรกๆ(node 1) จะมีอุณหภูมิต่ำกว่าชั้นอื่น ๆ ส่วนชั้นบริเวณตรงกลาง(node 2) และ ด้านบน(node 3) จะมี อุณหภูมิเท่ากัน คือ 25.9 , 27.7 และ 27.7 °C ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 3.18 และ 3.19

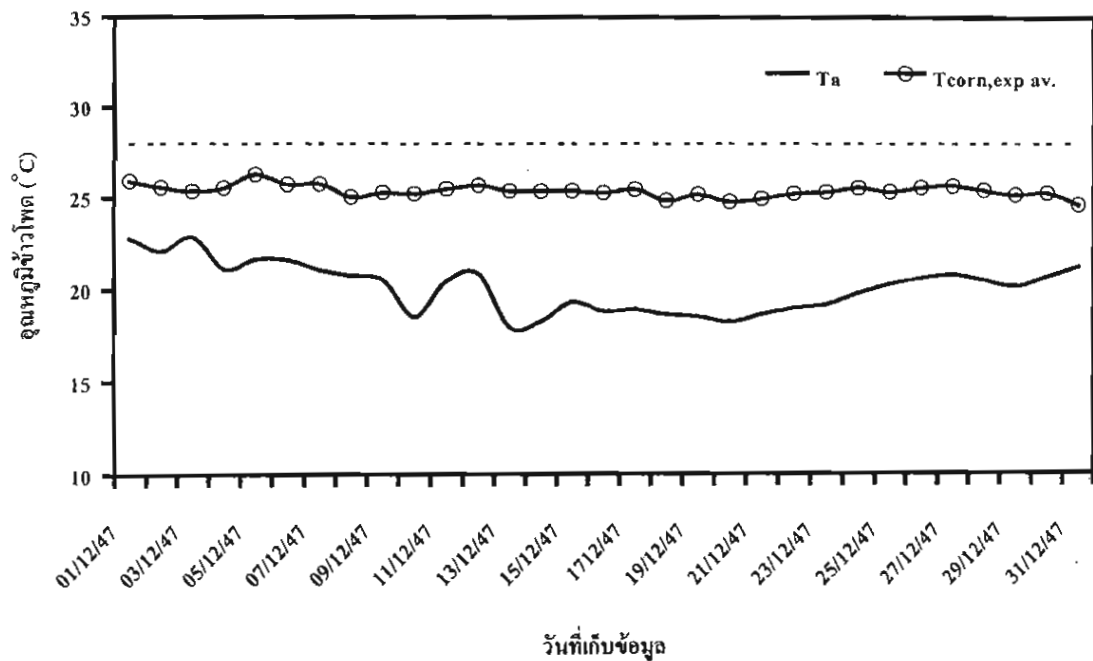


รูปที่ 3.18 อุณหภูมิข้าวโพดเฉลี่ยในแต่ละวัน เมื่อเก็บไว้ 1 เดือน($T_s = 28^{\circ}C$ และ $T_d = 5^{\circ}C$)

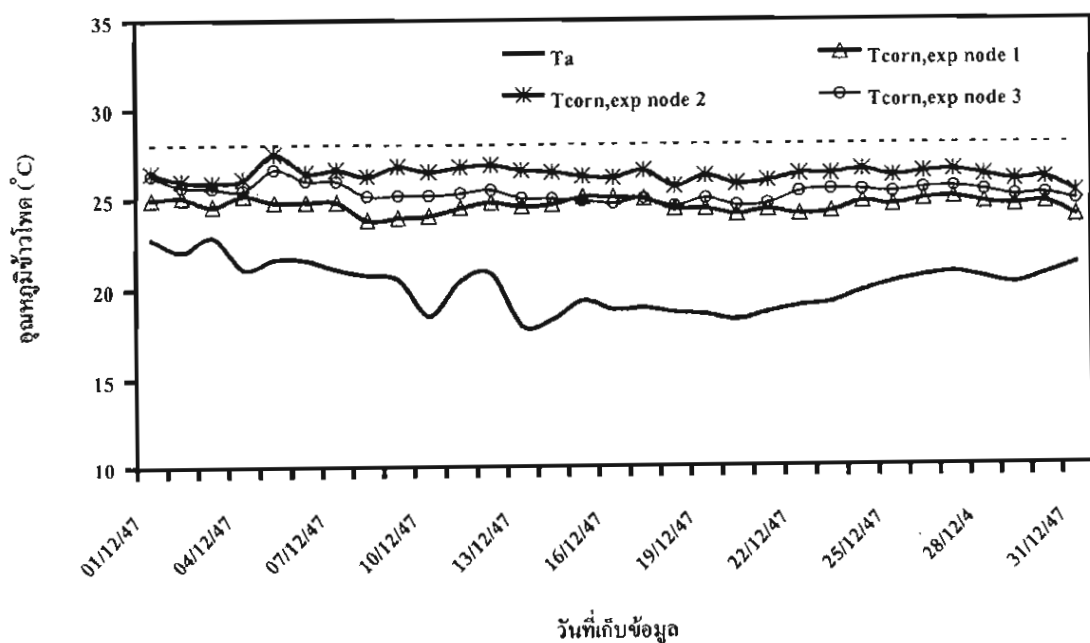


รูปที่ 3.19 อุณหภูมิข้าวโพดเฉลี่ยในแต่ละวัน ของแต่ละ node เมื่อเก็บไว้ 1 เดือน($T_s = 28^{\circ}C$ และ $T_d = 5^{\circ}C$)

หลังจากเก็บรักษาเป็นเวลา 2 เดือน ระบบดังกล่าวสามารถควบคุมอุณหภูมิของข้าวโพด ให้มีอุณหภูมิเฉลี่ยประมาณ 25.4°C โดยเมล็ดข้าวโพดมีความชื้นลดลงเหลือ $15.0\% \text{wb}$. และมีการกระจายอุณหภูมิเฉลี่ยในไซโลของข้าวโพดในแต่ละชั้นใกล้เคียงกัน โดยข้าวโพดในชั้นล่างสุด จะมีอุณหภูมิต่ำกว่าชั้นอื่น ๆ ส่วนชั้นกลางและ บนสุดอุณหภูมิใกล้เคียงกัน คือ 24.6 , 26.3 และ 25.3°C ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 3.20 และ 3.21

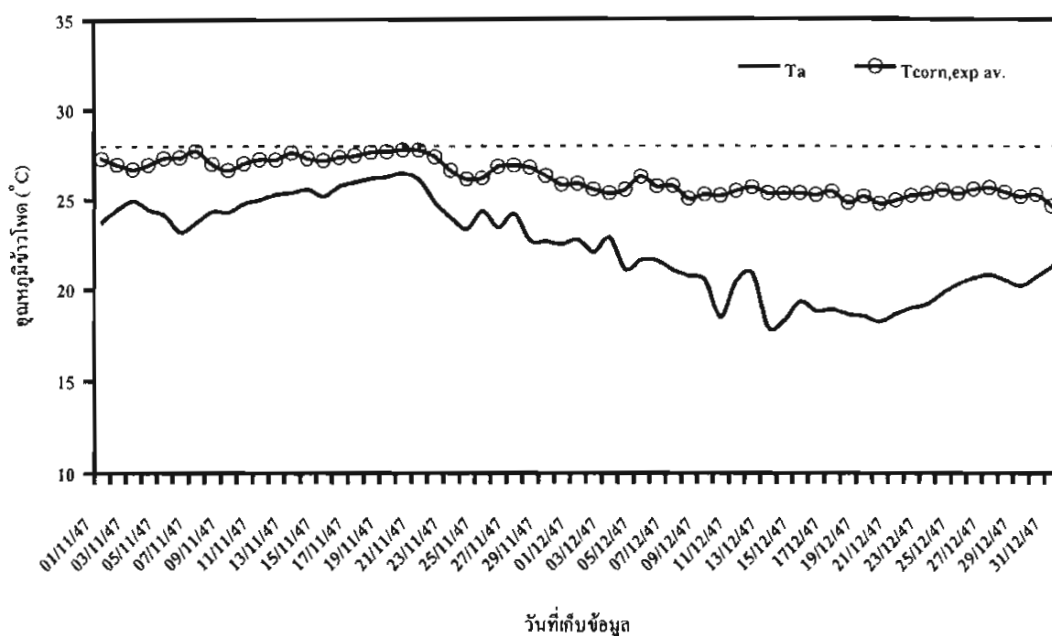


รูปที่ 3.20 อุณหภูมิข้าวโพดเฉลี่ยในแต่ละวัน เมื่อเก็บไว้ 2 เดือน ($T_s = 28^{\circ}\text{C}$ และ $T_d = 5^{\circ}\text{C}$)



รูปที่ 3.21 อุณหภูมิข้าวโพดเฉลี่ยในแต่ละวัน ของแต่ละ node เมื่อเก็บไว้ 2 เดือน ($T_s = 28^{\circ}\text{C}$ และ $T_d = 5^{\circ}\text{C}$)

เมื่อพิจารณาข้อมูลทั้ง 2 เดือน พบว่า อุณหภูมิข้าวโพดที่เก็บในไซโลขนาด 5 ตัน มีแนวโน้มของอุณหภูมิที่ลดลง ดังแสดงในรูปที่ 3.22



รูปที่ 3.22 อุณหภูมิข้าวโพดเฉลี่ยในแต่ละวัน เมื่อเก็บเป็นระยะเวลา 2 เดือน ($T_s = 28^{\circ}\text{C}$ และ $T_d = 5^{\circ}\text{C}$)

จากการนำอุณหภูมิข้าวโพดเฉลี่ยที่คำนวณได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และที่วัดได้จากการทดสอบ โดยใช้เงื่อนไขการทำงานของพัดลมที่ $T_s = 28^{\circ}\text{C}$, $T_d = 5^{\circ}\text{C}$ มาเปรียบเทียบ ดังแสดงในรูปที่ 3.23 พบว่า แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่แก้ไขสามารถทำนายอุณหภูมิข้าวโพดได้ใกล้เคียงกับอุณหภูมิข้าวโพดที่วัดจริงจากการทดสอบ คือ มีอุณหภูมิเฉลี่ยที่ 24.3°C และ 25.4°C ตามลำดับ แสดงว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับทำนายอุณหภูมิข้าวเปลือกที่แก้ไขนี้ มีความเหมาะสมใช้ในการออกแบบและทำนายสมรรถนะการทำงานของระบบระบายอากาศร่วมกับท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนในไซโลเก็บข้าวเปลือกขนาด 5 ตัน เมื่อใช้ในการเก็บรักษาเมล็ดข้าวโพดได้ดี

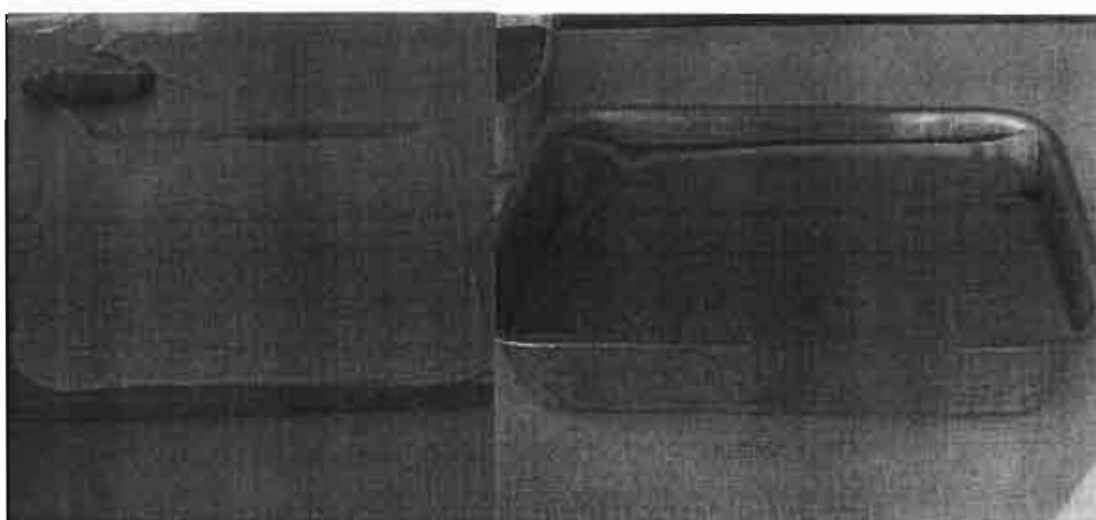
การใช้พลังงานของระบบระบายอากาศร่วมกับท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนในไซโลเก็บข้าวโพดขนาด 5 ตัน

จากการทดสอบที่เงื่อนไข การทำงานของพัดลม ที่ $T_s = 28^{\circ}\text{C}$ และ $T_d = 5^{\circ}\text{C}$ เป็นเวลา 2 เดือน พบว่า ในการเก็บรักษาข้าวโพดจะมีชั่วโมงการทำงานของพัดลมโดยพิจารณาจาก Watt-hour meter สามารถคิดชั่วโมงการทำงานของพัดลมได้ 193.0 ชั่วโมง หรือคิดเป็น 13.2% ของเวลาที่ใช้ทดสอบ ซึ่งสามารถลดชั่วโมงการทำงานของพัดลมลงจาก 30-40 % (Maier,1993) เหลือเพียง 13.2% ของเวลาที่ทดสอบ

ตารางที่ 3.3 มาตรฐานการตรวจสอบในห้องปฏิบัติการ

คุณสมบัติของเมล็ดพันธุ์	พันธุ์หลัก	พันธุ์ขยาย	พันธุ์จำหน่าย
เมล็ดบริสุทธิ์ไม่ต่ำกว่า	98%	98%	-
เมล็ดพืชอื่น	0	0.5%	-
วัตถุอื่นเจือปน	2%	2%	-
ความงอกไม่ต่ำกว่า	-	90%	80%
ความชื้นของเมล็ดไม่เกินกว่า	14%	14%	14%

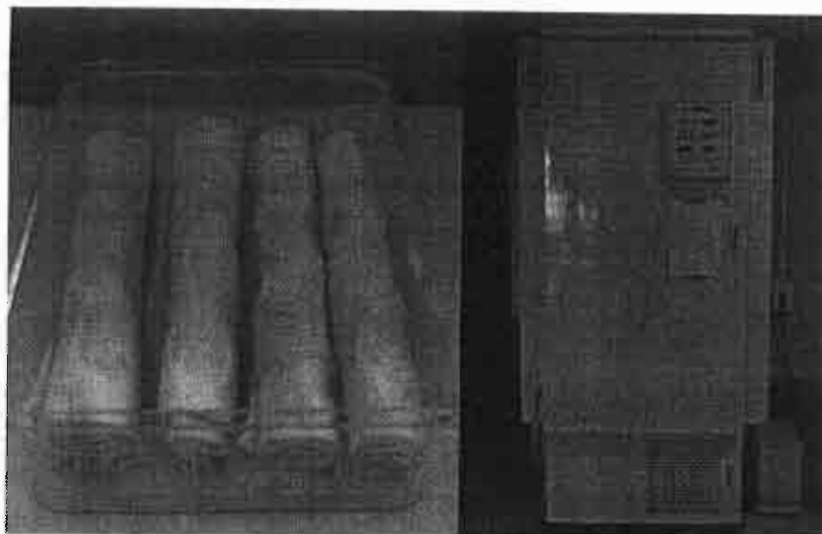
ขั้นตอนการทำการทดสอบความงอกมาตรฐานและความแข็งแรงของเมล็ดข้าวโพด



รูปที่ 3.24 การคัดกระดาศเพาะและการนำกระดาศเพาะแช่น้ำเพื่อเพิ่มความชื้นในการเพาะ



รูปที่ 3.25 การจัดเรียงเมล็ดข้าวโพดและการม้วนกระดาศเพาะ



รูปที่ 3.26 นำกระดาษเพาะที่จัดเรียงเมล็ดและม้วนใส่กล่องพลาสติกและเข้าตู้เพาะเมล็ด

ผลการทดสอบคุณภาพข้าวโพด

จากตารางที่ 3.4 แสดงผลการทดสอบคุณภาพเมล็ดข้าวโพดภายหลังการเก็บรักษาด้วยระบบระบายอากาศร่วมกับความร้อนเทอร์โมไซฟอนในไซโล 1 และ 2 เดือนตามลำดับ พบว่า หลังจากเก็บรักษาข้าวโพด 1 เดือน ความงอกมาตรฐาน (SG) ของเมล็ดข้าวโพด เมื่อพิจารณาในแต่ละชั้น โดยใน ล่างสุดและชั้นกลางมีค่าใกล้เคียงกัน คือ 56.7% และ 56.0% ส่วน ชั้นบนสุด ต่ำกว่าชั้นอื่น ๆ คือ 51.3% ส่วนความแข็งแรงของเมล็ดข้าวโพดมีลักษณะเหมือนกับความงอกมาตรฐาน โดยมีค่าความแข็งแรงเป็น 42.4 , 42.1 และ 40.7 mg/ตัน ตามลำดับ ที่เป็นเช่นนี้เพราะความร้อนสะสมเนื่องจากการหายใจของเมล็ดข้าวโพดเคลื่อนที่ไปยังชั้นบนทำให้บริเวณ ชั้นบนสุด มีการสะสมความร้อนมากขึ้น ซึ่งมีผลต่อความงอกมาตรฐานและความแข็งแรงของเมล็ดข้าวโพด และหากพิจารณาตามแนวรัศมี พบว่า ความงอกมาตรฐาน (SG) ของเมล็ดข้าวโพด ในรัศมี 120 cm. จะมีค่ามากกว่ารัศมีอื่น ๆ รองมาคือ รัศมี 60 cm. และรัศมี 0 cm. โดยมีค่าความงอกมาตรฐาน คือ 61.3% , 52.0% และ 50.7% ตามลำดับ ส่วนความแข็งแรงของเมล็ดข้าวโพด ในรัศมี 0 cm. และรัศมี 120 cm. มีค่าใกล้เคียงกัน คือ 42.8 และ 42.7 mg/ตัน ส่วนรัศมี 60 cm. มีค่าความแข็งแรงน้อยสุดคือ 39.6 mg/ตัน โดยความงอกมาตรฐานและความแข็งแรงของเมล็ดข้าวโพดมีค่าเฉลี่ยที่ 54.7% และ 41.7 mg/ตัน

เมื่อเก็บรักษาเมล็ดข้าวโพดเป็นเวลา 2 เดือน พบว่า ความงอกมาตรฐาน (SG) ของเมล็ดข้าวโพด เมื่อพิจารณาในแต่ละชั้น โดยใน ล่างสุดและกลาง มีค่าเท่ากัน คือ 33.0% ส่วน ชั้นบนสุด ต่ำกว่าชั้นอื่น ๆ คือ 30.0% ส่วนความแข็งแรงของเมล็ดข้าวโพด ทุกชั้น มีค่าใกล้เคียงกัน คือ 33.0, 35.9 และ 32.7 mg/ตัน ส่วนหากพิจารณาตามแนวรัศมี พบว่า ความงอกมาตรฐาน (SG) ของเมล็ดข้าวโพด ในรัศมี 120 cm. จะมีค่ามากกว่ารัศมีอื่น ๆ รองมาคือ รัศมี 60 cm. และรัศมี 0 cm. โดยมีค่าความงอกมาตรฐาน คือ 40.0% , 28.0% และ 28.0% ตามลำดับ ส่วนความแข็งแรงของเมล็ดข้าวโพด ในรัศมี 120 cm. จะมีค่ามากกว่ารัศมีอื่น ๆ รองมาคือ รัศมี 60 cm. และรัศมี 0 cm. โดยมีค่าความแข็งแรงของเมล็ดข้าวโพดเป็น 37.3 , 36.3 และ 27.9 mg/ตัน ตามลำดับ ที่เป็นเช่นนี้เพราะความร้อนสะสมเนื่องจากการหายใจของเมล็ดข้าวโพดเคลื่อนที่เข้าสู่จุดศูนย์กลางของไซโล ซึ่งจะทำให้บริเวณรัศมี 0 cm. มีการสะสมความร้อนมากขึ้นและมีผลต่อความงอกมาตรฐานและความแข็งแรงของเมล็ดข้าวโพด โดยความงอกมาตรฐานและความแข็งแรงของเมล็ดข้าวโพดมีค่าเฉลี่ยที่ 32.0% และ 33.8 mg/ตัน

กิจกรรมที่ได้ดำเนินการ (ปีที่ 1)

แผนการดำเนินการในช่วง 0 – 6 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
- ทำการทดลองหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในโซลชีวาล์วเปลือกที่เป็น thermosyphon และมีอากาศเป่า - พัฒนาโมเดลเพื่อทำนายอุณหภูมิชีวาล์วเปลือก	- ได้ทำการทดลองเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและพัฒนาโมเดล ที่สามารถคำนวณอุณหภูมิชีวาล์วเปลือกในโซลชีว	ดำเนินการตามแผน 100%	

แผนการดำเนินการในช่วง 6 – 12 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
- ทำการทดสอบเพื่อตรวจสอบและปรับปรุงโมเดลของคณิตศาสตร์ - วิเคราะห์ผลจากโมเดลภายใต้สภาพภูมิอากาศของเชียงใหม่ และดูผลกระทบของพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อน	- ได้ทดสอบและปรับปรุงโมเดลทางคณิตศาสตร์ที่สามารถทำนายผลการทำงานได้ - โมเดลที่พัฒนาสามารถทำนายผลการทำงานของโซลชีว และสามารถศึกษาปัจจัยเช่น พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนที่มีผลต่อสมรรถนะของโซลชีว	ดำเนินการตามแผน 100%	

กิจกรรมที่ได้ดำเนินการ (ปีที่ 2)

แผนการดำเนินงานในช่วง 0 – 6 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
- คำนวณหาพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อน ขนาดของ blower ที่เหมาะสมกับโซลชีวขนาด 5 ตัน	- คำนวณหาพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมของโซลชีวขนาด 5 ตัน โดยใช้ข้อมูลจากการทดสอบโซลชีวขนาด 1 ตัน - คำนวณหาขนาดของ blower ที่เหมาะสม ที่ใช้ในการเป่าอากาศของโซลชีวขนาด 5 ตัน	ดำเนินการตามแผน 100%	
- ออกแบบโซลชีวเก็บชีวาล์วเปลือกขนาด 5 ตัน	- ออกแบบและสร้างโซลชีวเก็บชีวาล์วเปลือกขนาด 5 ตัน	ดำเนินการตามแผน 100%	

Output ที่ได้จากโครงการ

วิทยานิพนธ์นักศึกษา

ระดับปริญญาเอก

ระดับปริญญาโท

(นางสาวนิภาพร ไชยมงคล) สำเร็จการศึกษาในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมพลังงาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, พ.ศ.2547

(นายธรรมศักดิ์ พันธุ์แสนศรี) สำเร็จการศึกษาในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมพลังงาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, พ.ศ.2547

บทความวิจัยที่ตีพิมพ์เผยแพร่

วารสารระดับนานาชาติ

- 1). Dussadee, N. and Kiatsiriroat, T., Performance analysis and economic evaluation of thermosyphon paddy bulk storage, Applied Thermal Engineering, 2004, vol.24, pp. 401-414.
- 2). Dussadee, N., Tunsansri, T. and Kiatsiriroat, T., Temperature control of a paddy bulk storage with aeration- thermosyphon, Energy Conversion and management, (revision)

วารสารระดับชาติ

-

การประชุมวิชาการระดับนานาชาติ

-

การประชุมวิชาการระดับชาติ

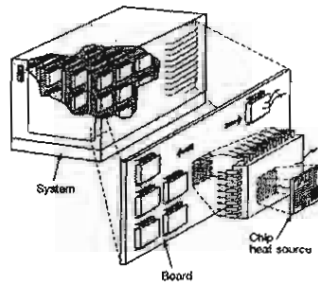
- 1). ณัฐวุฒิ ดุษฎี และ ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, การวิเคราะห์สมรรถนะเทคนิคเทอร์โมไซฟอน-การเป่าอากาศในการเก็บข้าวเปลือก, การประชุมวิชาการ เรื่องการถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน, 24-25 มีนาคม 2546, ลำปาง หน้า 6 –12
- 2). ณัฐวุฒิ ดุษฎี, ธรรมศักดิ์ พันธุ์แสนศรี และทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, การจำลองสมรรถนะระบบเก็บข้าวเปลือกด้วยท่อความร้อนร่วมกับการระบายอากาศ, การประชุมวิชาการ เรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน (ครั้งที่ 2) , 25-26 กันยายน 2546, เชียงใหม่ หน้า 52–58.
- 3). นิภาพร ไชยมงคล, ชงชัย ยันตรศรี และทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, การควบคุมอุณหภูมิและความชื้นในไซโลข้าวเปลือกโดยใช้การเป่าลมเย็น, การประชุมวิชาการ เรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน (ครั้งที่ 2), 25-26 กันยายน 2546, เชียงใหม่ หน้า 128–133.
- 4). ธรรมศักดิ์ พันธุ์แสนศรี, ณัฐวุฒิ ดุษฎี และทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, การประหยัดพลังงานในระบบปรับอากาศของไซโลเก็บข้าวเปลือกโดยใช้ท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอน, การประชุมวิชาการ เรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน (ครั้งที่ 3) , 21-22 สิงหาคม 2547, เชียงใหม่ หน้า 134–142

บทที่ 4

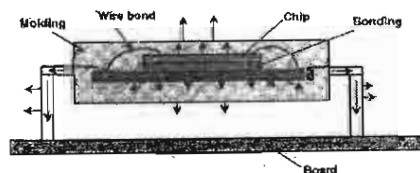
การจัดการด้านความร้อนของชิปอิเล็กทรอนิกส์เพื่อเพิ่มความสามารถในการระบายความร้อน

4.1 บทนำ

โครงสร้างของระบบทางอิเล็กทรอนิกส์ ประกอบด้วย 3 ส่วนหลัก โดยที่ ส่วนที่ 1 คือ Chip ซึ่งเป็นแหล่งจ่ายความร้อน (Heat Source) ซึ่งเป็นต้นเหตุของปัญหาในการจัดการด้านความร้อน ส่วนที่ 2 เป็นส่วนของ Board ซึ่งเป็นที่ติดตั้งอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ต่าง ๆ และ ในส่วนที่ 3 เป็นส่วนของ ระบบ (System) ซึ่งเป็นที่ติดตั้ง Board โดยที่ภายในจะมีส่วนของระบบจ่ายไฟ รูปที่ 4.1 เป็นการแสดงโครงสร้างของระบบอิเล็กทรอนิกส์ ซึ่งฉายภาพของส่วนต่าง ๆ ภายในระบบ เมื่อพิจารณาตัว Chip ที่เป็นแหล่งจ่ายความร้อนนั้น ยังมีส่วนประกอบต่าง ๆ ที่มาเป็นส่วน ห่อหุ้ม และ รองรับตัว Chip นั้นไว้ ซึ่งมีส่วนช่วยในการถ่ายเทความร้อนออกจากตัว Chip สู่สิ่งแวดล้อม โดยที่ โครงสร้าง และ การถ่ายเทความร้อนของ Chip แสดงในรูปที่ 4.2



รูปที่ 4.1 ภาพฉายโครงสร้างของระบบทางอิเล็กทรอนิกส์



รูปที่ 4.2 โครงสร้าง และ การถ่ายเทความร้อนของ Chip

งานวิจัยในส่วนนี้ ได้ศึกษาปัจจัยที่มีผลต่อการระบายความร้อนด้วยอากาศที่มีต่ออุณหภูมิของชิป ในแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์ (PCB) ปัจจัยที่ทำการศึกษา ได้แก่ ความเร็วลม (V) การจัดวางชิป ระยะห่างระหว่างชิป (S) ค่าการนำความร้อนของแผง PCB (k) และ อัตราความร้อนที่ปลดปล่อยจากชิป (Q) รวมถึงการใช้เทคนิคเช่นการนำ Vortex generator ช่วยในการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนจากชิป

ในส่วนแรกของงานวิจัยนี้จะศึกษาถึงลักษณะการจัดวางเรียงตัวของชิป เพื่อดูอุณหภูมิที่เกิดขึ้นกับชิป และในส่วนที่สองจะเป็นแนวทางการเพิ่มความสามารถในการระบายความร้อน ได้แก่การใช้วัตถุที่มีค่าการนำความร้อนสูงเคลือบบนผิว PCB การใช้ Vortex generator

พิจารณาการนำความร้อนจากจุด $n+1,m$ มายังจุด n,m พื้นที่ ความร้อนที่เคลื่อนที่ผ่านคือ $(\Delta N_x \Delta N_y)$ ระยะห่างระหว่างจุดคือ ΔN_x ความแตกต่างของอุณหภูมิคือ $T_{n+1,m} - T_{n,m}$ ซึ่งสามารถเขียนให้อยู่ในรูปสมการได้ดังนี้

$$Q_{(n+1,m) \rightarrow (n,m)} = \frac{[k \Delta N_x \Delta N_y (T_{n+1,m} - T_{n,m})]}{\Delta N_x} \quad (4.1)$$

พลังงานที่เกิดขึ้นในปริมาตรควบคุมเขียนในรูปสมการได้เป็น

$$Q_g = q''' \Delta W_x \Delta W_y \Delta W_z \quad (4.2)$$

การถ่ายเทความร้อนแบบการพาความร้อนจากของไหลที่อุณหภูมิ T_f มายังพื้นผิวที่อุณหภูมิ $T_{n,m}$ โดย

$$Q_{conv} = hA(T_f - T_{n,m}) \quad (4.3)$$

$$h = \frac{k_{air} C R_f'' P_f^{\frac{1}{3}}}{H} \quad (4.4)$$

ค่า $C = 0.160$, $n = 0.699$

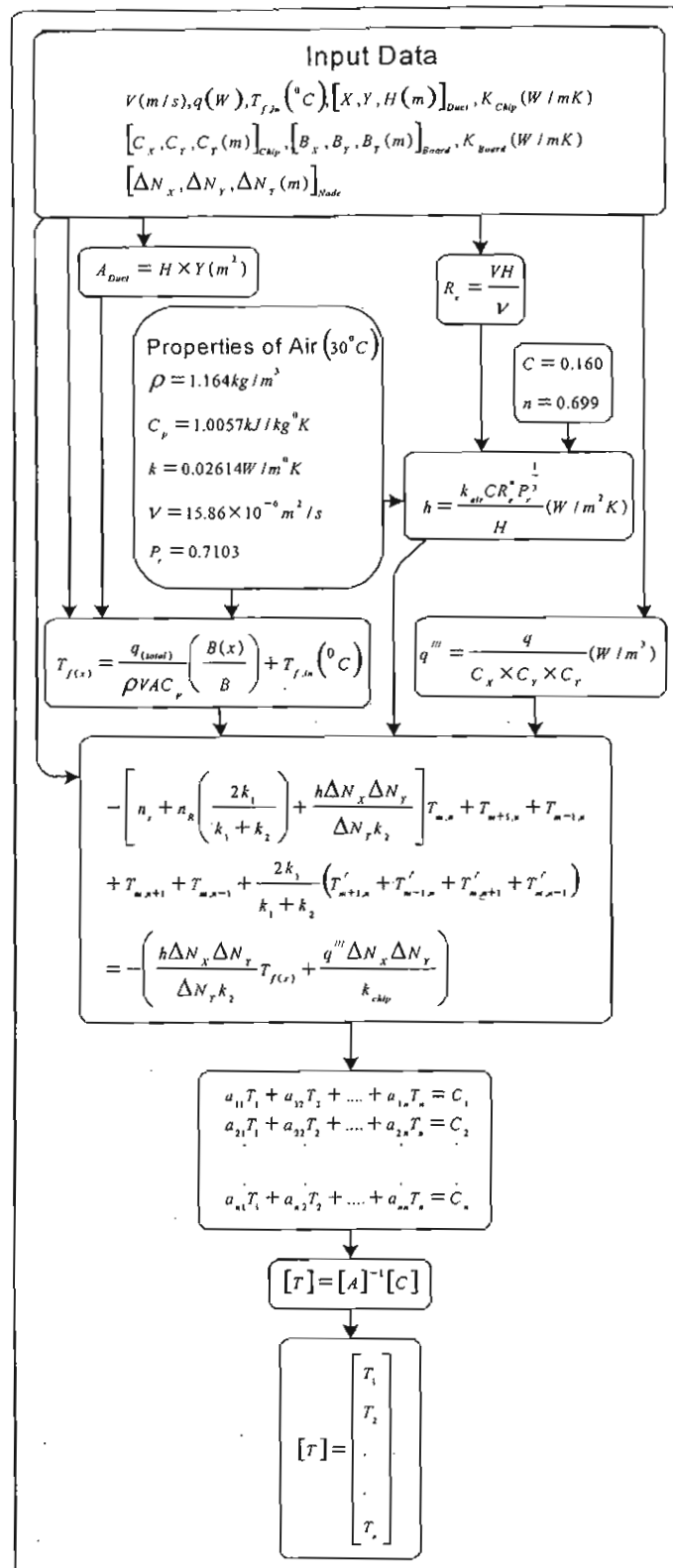
เมื่อรวมการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดไปสู่ปริมาตรควบคุม และ ทำการจัดรูปสมการ จะได้สมการดังนี้

$$\begin{aligned} & - \left[n_x + n_R \left(\frac{2k_1}{k_1 + k_2} \right) + \frac{h \Delta N_x \Delta N_y}{\Delta N_x k_2} \right] T_{m,n} + T_{m+1,n} + T_{m-1,n} + T_{m,n+1} + T_{m,n-1} + \frac{2k_1}{k_1 + k_2} (T'_{m+1,n} + T'_{m-1,n} + T'_{m,n+1} + T'_{m,n-1}) \\ & = \left(\frac{h \Delta N_x \Delta N_y}{\Delta N_x k_2} T_{f(x)} + \frac{q''' \Delta N_x \Delta N_y}{k_{chip}} \right) \end{aligned} \quad (4.5)$$

ในการวิเคราะห์เชิงตัวเลขเพื่อศึกษาปัจจัยที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์นั้น ได้กำหนดตั้งสมมุติฐานที่ใช้ในการวิเคราะห์ไว้ดังนี้

1. ระบบอยู่ในสภาวะ Steady State
2. การนำความร้อนเป็นแบบสองมิติ
3. Properties มีค่าคงที่
4. ความร้อนที่อยู่ภายในมีการปลดปล่อยอย่างสม่ำเสมอ
5. บริเวณด้านล่างและขอบของแผงวงจร เป็น Adiabatic
6. Chip ฝังอยู่ในระนาบเดียวกับแผงวงจร

ขั้นตอนในการคำนวณแสดงในรูปที่ 4.5

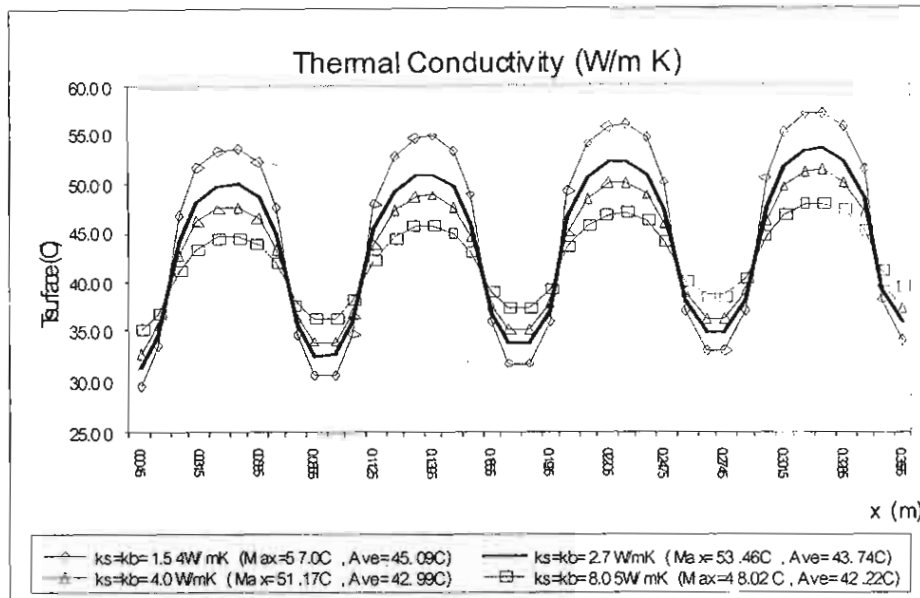


รูปที่ 4.5 ขั้นตอนการคำนวณอุณหภูมิแผงวงจร

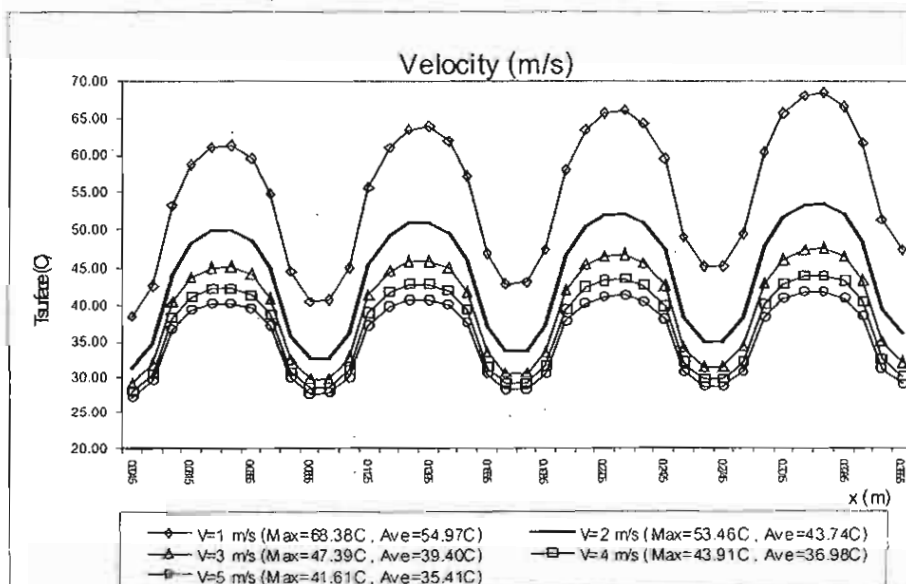
ผลการศึกษา

ในการศึกษาเชิงเปรียบเทียบนั้นจะใช้กรณีที่ อุณหภูมิของอากาศ เข้าเข้ามีค่า 25°C ค่า $k_s = k_b = 2.7 \text{ W/mK}$ (ABS, Acrylonitrile Butadiene Styrene) , $V = 2 \text{ m/s}$, $H = 0.02 \text{ m}$, $Q = 2 \text{ W}$ และ $S = 0.036 \text{ m}$ เป็นฐานในการพิจารณา

รูปที่ 4.6 แสดงผลของสภาพการนำความร้อนของ PCB ที่มีต่ออุณหภูมิของชิพ จากรูปจะเห็นได้ว่าวัสดุที่มีค่า k สูง จะช่วยลดอุณหภูมิชิพได้ดี เนื่องจากผิววัสดุจะช่วยระบายความร้อนจากชิพได้อีกทางหนึ่ง

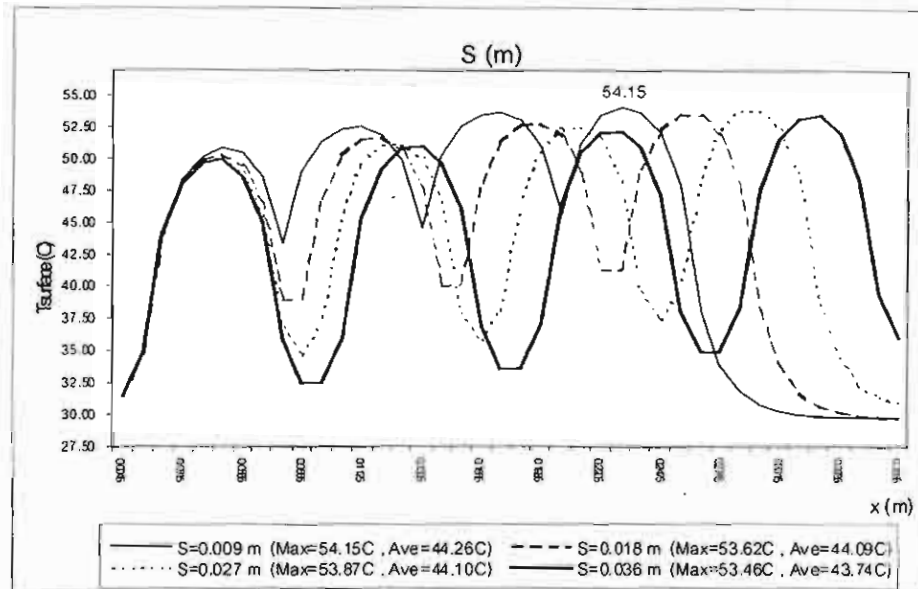


รูปที่ 4.6 ค่าอุณหภูมิชิพเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงค่า Thermal Conductivities k_b ของ PCB

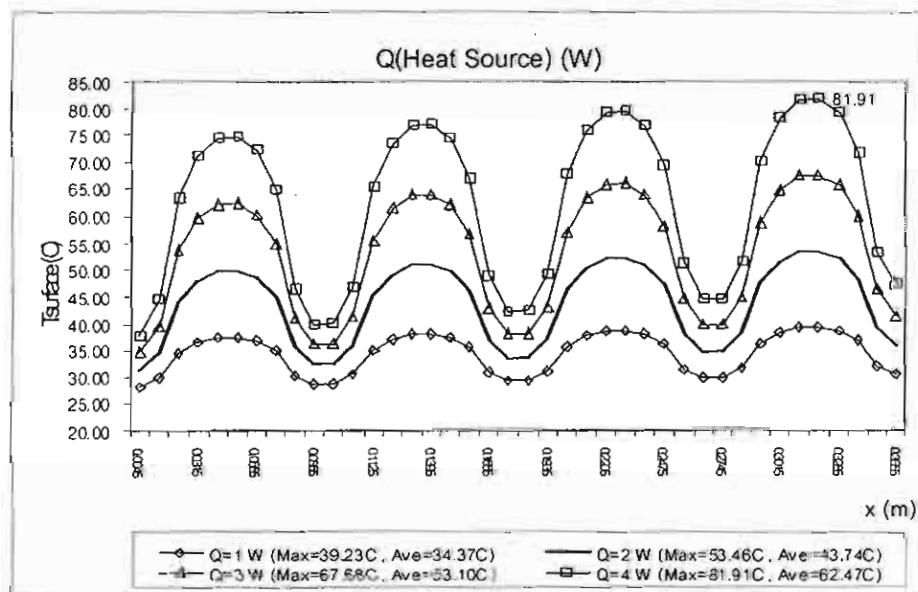


รูปที่ 4.7 อุณหภูมิชิพ เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงค่าความเร็วลม $V(\text{m/s})$

รูปที่ 4.7 แสดงผลของความเร็วลม เมื่อความเร็วเพิ่มขึ้น การระบายความร้อนจะดีขึ้น ช่วยลดอุณหภูมิชิพ รูปที่ 4.8 แสดงผลของระยะห่างระหว่างชิพ ถ้าระยะห่างยิ่งน้อย จะทำให้อุณหภูมิอากาศร้อนขึ้น การระบายความร้อนจากชิพจะไม่ดี ทำให้อุณหภูมิชิพมีค่าสูง และเมื่อชิพ มีการปลดปล่อยความร้อนในอัตราที่สูงขึ้น จะส่งผลให้อุณหภูมิชิพ เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ผลที่เกิดขึ้นแสดงในรูปที่ 4.9



รูปที่ 4.8 อุณหภูมิชิพ เมื่อมีการเปลี่ยนแปลง ระยะห่างระหว่าง ชิพ S(m)



รูปที่ 4.9 อุณหภูมิชิพ เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงค่าการปลดปล่อยความร้อน Q

4.3 การถ่ายเทความร้อนจากชิฟสู่อากาศ

การถ่ายเทความร้อนรูปแบบต่าง ๆ ออกจากชิฟที่ติดตั้งอยู่บนแผงวงจร สามารถจำแนกได้เป็น 3 กรณี คือ การนำ การพา และการแผ่รังสีความร้อน ซึ่งกว่า 80% ของการถ่ายเทความร้อนบนแผง วงจรอิเล็กทรอนิกส์ อยู่ในกรณีการพาความร้อนจึงพิจารณากรณีนี้เป็นสำคัญ

การหาอุณหภูมิชิฟ ที่เกิดจากการพาความร้อนสามารถประเมินได้จาก 2 วิธี วิธีแรกจะหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน จากอุณหภูมิแตกต่างระหว่างชิฟกับอากาศที่กำลังผ่านชิฟ[Azar, 1997]. ส่วนวิธีที่ 2 จะใช้เทคนิค superposition โดยรวมผลของการพาความร้อนจาก adiabatic heat transfer coefficient ที่คิดจากอุณหภูมิแตกต่างระหว่างชิฟ กับอากาศก่อนเข้า PCB และอัตราความร้อนที่มีผลมาจากชิฟตัวที่อยู่ก่อน (upstream module)[Arvisu and Moffat, 1982]

4.3.1 การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจากอุณหภูมิแตกต่าง ระหว่างชิฟกับอากาศที่ไหลผ่าน

เมื่อมีการระบายความร้อนจากชิฟไปสู่อากาศที่ไหลผ่านนั้น อากาศจะมีอุณหภูมิสูงขึ้นความสัมพันธ์ระหว่างอัตราความร้อนที่อากาศได้รับกับอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นนั้นสามารถประมาณได้จาก

$$Q = mC_p \Delta T \quad (4.6)$$

โดยที่ Q คือ อัตราความร้อนจากหลอดความร้อนที่ให้แก่ชิฟตัวที่พิจารณา (W)
 m คือ อัตราการไหลของอากาศ (kg/s)
 C_p คือ ค่าความจุความร้อนของอากาศ (J/kg K)
 ΔT คือ ค่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิระหว่างตำแหน่ง 2 ตำแหน่งที่อากาศไหลผ่าน ($^{\circ}\text{K}$)

ทั้งนี้ในขณะที่อากาศไหลผ่านชิฟที่มีอุณหภูมิสูงนั้น ความร้อนจะถูกถ่ายเทจากชิฟไปสู่อากาศในรูปแบบของการพาความร้อนซึ่งสามารถประมาณค่าของความร้อนดังสมการ

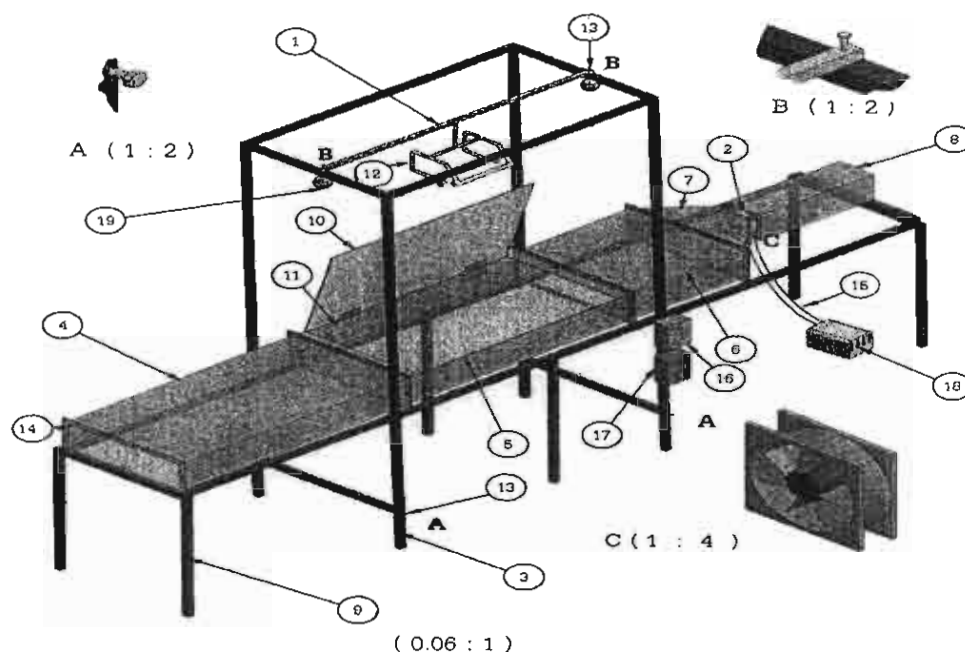
$$Q = hA(T_s - T_{\infty}) \quad (4.7)$$

หรือที่เรียกว่ากฎการเย็นของนิวตัน (Newton's law of cooling)

โดยที่ h คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ($\text{W/m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$)
 A คือ พื้นที่ผิวของชิฟที่สัมผัสของไหล (m^2)
 T_s คือ อุณหภูมิผิวเฉลี่ย ของชิฟ ($^{\circ}\text{C}$)
 T_{∞} คือ อุณหภูมิของอากาศที่วัดเฉลี่ยเหนือชิฟ ($^{\circ}\text{C}$)

ในส่วนนี้จะเป็นการศึกษาเชิงทดลองในกรณี การพาความร้อนของชิฟที่มีจัดเรียงแบบแถวตรง(In-Line) แถวเดียว หลายแถว บนแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์(PCB) โดยดูปัจจัยต่างๆ ได้แก่ ความเร็วของอากาศ (V , m/s) ค่าอัตราส่วนความสูงของช่องอากาศต่อความสูงของชิฟจำลอง (H/B) และ ค่าอัตราส่วนระยะห่างชิฟกับความยาวชิฟ (S/C_x) โดยพิจารณาถึงผลต่อ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน(h) และ อุณหภูมิของชิฟ การทดสอบกระทำภายในอุโมงค์ลมที่สามารถควบคุมระดับความเร็วลม ชิฟที่ใช้ถูกจำลองจากอลูมิเนียมที่มีหลอดความร้อนอยู่ภายใน อุณหภูมิของชิฟตรวจวัดโดยกล้องอินฟราเรด และเทอร์โมคัปเปิล

อุโมงค์ลม และ อุปกรณ์ในการทดสอบ



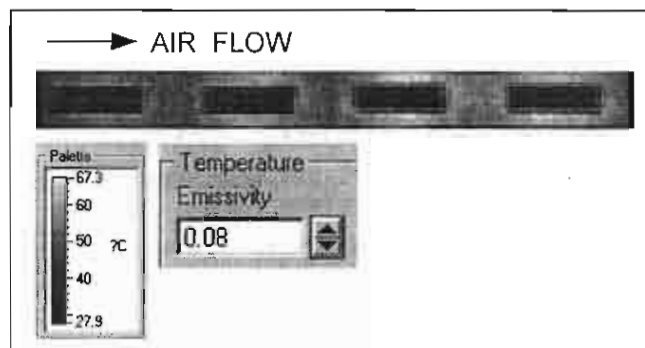
รูปที่ 4.10 ลักษณะของอุโมงค์ลมที่ใช้ในการทดสอบ

อุโมงค์ลมที่ใช้ในการทดสอบดังรูปที่ 4.10 สามารถควบคุมความเร็วของการไหล และ ปรับระดับความสูงของช่องอากาศได้ ส่วนประกอบสำคัญ มีอยู่ 3 ส่วนคือ ช่วงด้านทางเข้า (Up-stream Section ,4) ได้ติดตั้งตะแกรงรังผึ้ง (Flow Straightener ,14) เพื่อช่วยให้การไหลมีความสม่ำเสมอ ช่วงบริเวณทดสอบ (Test Section, 5) ในส่วนนี้เป็นส่วนที่ทำการติดตั้งแผง PCB และชิพจำลองที่จะทำการทดสอบ ตำแหน่งที่ 10 จะติดตั้งเทอร์โมคัปเปิ้ล เพื่อตรวจวัดและเก็บข้อมูลของอุณหภูมิอากาศบริเวณเหนือชิพ ตำแหน่งที่ 18 ติดตั้งกล้อง Infrared Scanner ดังรูปที่ 4.11 ซึ่งใช้หลักการแผ่รังสีความร้อนของวัตถุ โดยที่ก่อนการถ่ายภาพอุณหภูมิ ได้สอบเทียบค่าอุณหภูมิโดยกำหนดสภาพการแผ่รังสีความร้อน (Emissivity) ที่ผิววัสดุของชิพ (Polished aluminum foil) กับ ค่าที่ได้จากเทอร์โมคัปเปิ้ล ซึ่งค่าที่ถูกต้องคือ 0.08 ผลจากการถ่ายภาพจะแสดงในรูปโทนสีของอุณหภูมิดังรูปที่ 4.12 ค่าอุณหภูมิในแต่ละจุดบน PCB ช่วงด้านทางออก (Down-stream Section) จะทำการติดตั้งพัดลมดูดอากาศ (Suction Fan) ที่สามารถปรับระดับความเร็วลมได้

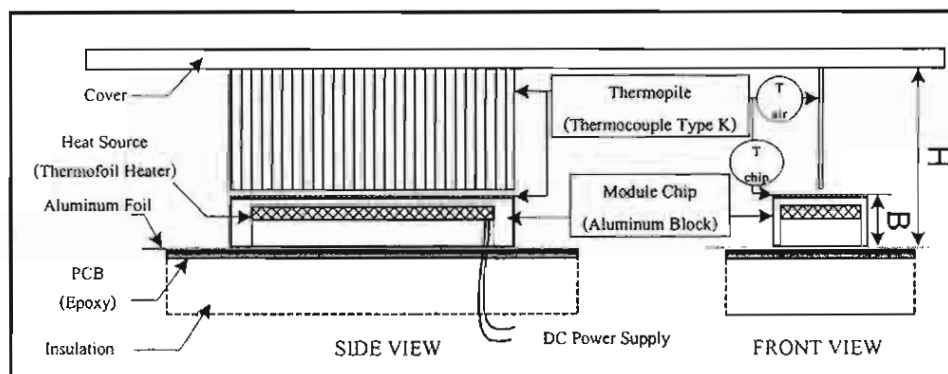
Chip ที่ใช้ในการทดสอบดังรูปที่ 4.13 จำลองจาก อลูมิเนียมขึ้นรูปขนาดเท่ากับ Chip จำนวน 64 ขา (18X58 X6 mm.) ภายในฝัง Thermofoil Heater ใช้แหล่งจ่ายไฟฟ้าชนิด กระแสตรง ซึ่งสามารถควบคุมอัตราการปลดปล่อยความร้อน Chip ติดตั้งอยู่บนแผ่น PCB ชนิด Epoxy ซึ่งด้านบนมีการเคลือบผิวด้วย Aluminum Foil และ ด้านล่างติดฉนวนกันความร้อน การตรวจวัดอุณหภูมิเฉลี่ยของ Chip และ อากาศเหนือ Chip ใช้ Thermopile (K Type Thermocouple)



รูปที่ 4.11 กล้องถ่ายภาพอินฟราเรด



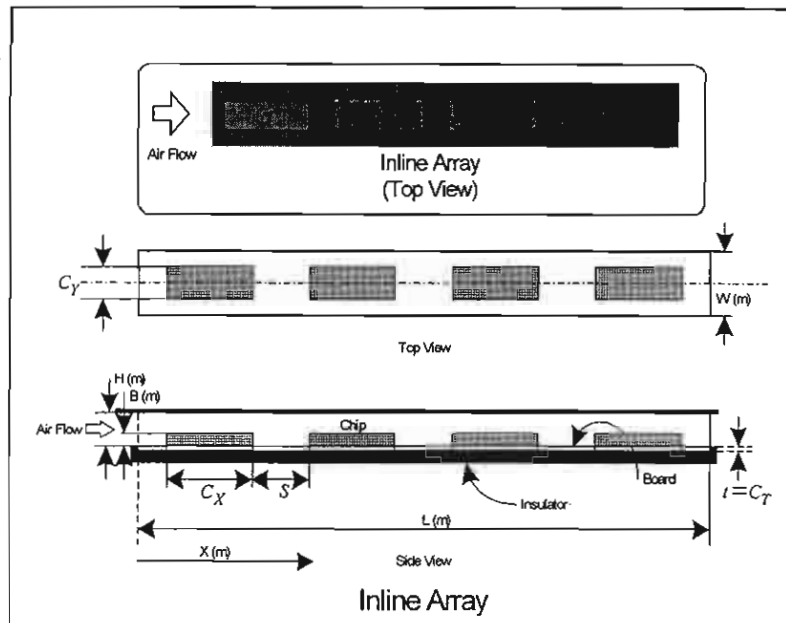
รูปที่ 4.12 ผลของอุณหภูมิชิพจาก กล้อง Infrared Scanner



รูปที่ 4.13 โครงสร้างของการจำลองการปลดปล่อยความร้อนจากตัว

กรณีชิพวางเรียงตัวในแนวเดียวกันแถวเดียว

ชิพซึ่งเป็นแหล่งจ่ายความร้อน มีมิติเท่ากับ 1.8cm.X5.8cm.X0.6 cm. จำนวน 4 ตัว ทำการจัดวางแบบ Inline Array บนแผ่น PCB ขนาด 3.6cm.X36cm.X0.3cm. ด้านล่างของ PCB หุ้มฉนวนอย่างดีเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อน ดังรูปที่ 4.14

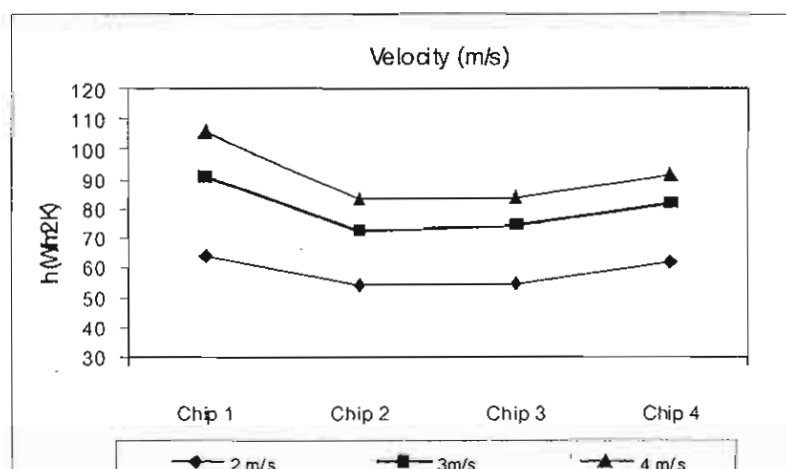


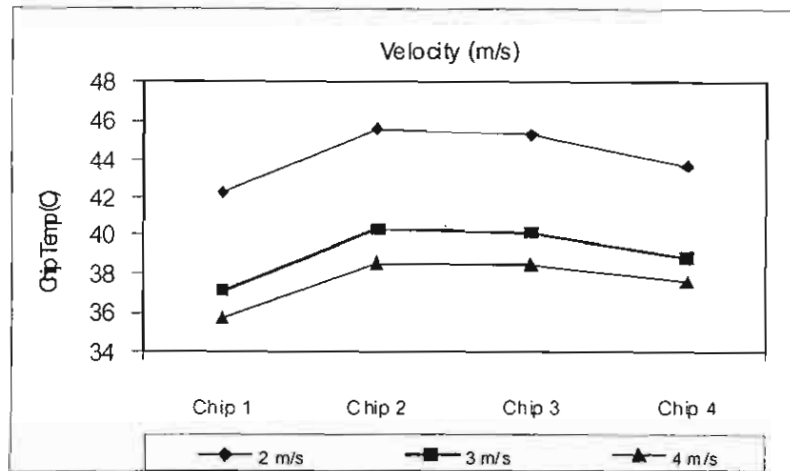
รูปที่ 4.14 การจัดวาง Chip ในแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์

ผลการศึกษา

ในการศึกษาเชิงเปรียบเทียบนั้นจะใช้กรณีที่ อุณหภูมิของอากาศเข้ามีค่า 25°C ค่า $V = 3 \text{ m/s}$, $H/B = 3/0.6 \text{ cm}$ $S/C_x = 3.87/5.8 \text{ cm}$, $Q = 2 \text{ W}$ และ เป็นฐานในการพิจารณา เพื่อปรับตัวแปรต่าง ๆ ที่จะศึกษาในแต่ละกรณี

เมื่อพิจารณาถึงปัจจัยทางด้านระดับของความเร็วลม ดังรูปที่ 4.15 พบว่าระดับความเร็วลม มีค่าแปรผกผัน กับ อุณหภูมิของชิพ นั่นคือ V ที่สูงขึ้นจะช่วยเพิ่มค่า Reynolds Number ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์ การพาความร้อนสูงขึ้น และเมื่อพิจารณาความเร็วลมในช่วง 2 ถึง 3 m/s จะมีการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในอัตราที่สูงมาก แต่ถ้าเลยช่วงดังกล่าว ไปแล้วผลของเปลี่ยนแปลงจะมีค่าไม่มากนัก อีกทั้งตำแหน่งชิพตัวที่ 2 และ 3 จะมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนต่ำกว่าตัวแรก เนื่องจากเกิดการหมุนวนของอากาศด้านหลังชิพตัวที่ 1 และ 2 ตามลำดับ ทำให้การถ่ายเทความร้อนสู่อากาศรอบๆ ไม่สะดวก ทำให้อุณหภูมิของชิพสูงขึ้น ส่วนในตัวที่ 4 การถ่ายเทความร้อนดีขึ้นเนื่องจากไม่มีการหมุนวนของอากาศบริเวณท้ายชิพ





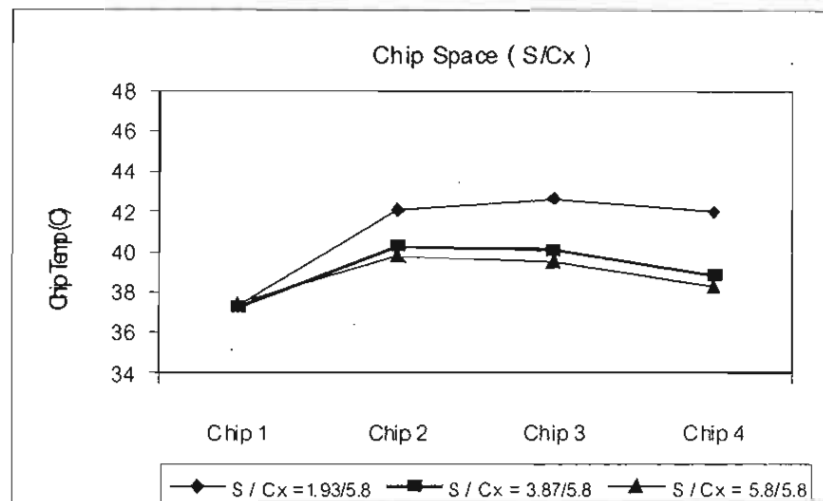
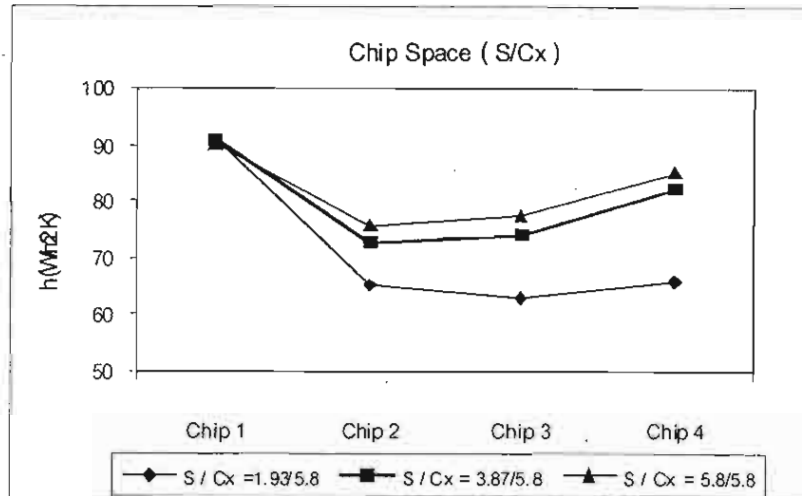
รูปที่ 4.15 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า h และ T_s เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงค่าความเร็วของอากาศ

$$H/B = 3/0.6 \text{ และ } S/C_x = 3.87/5.8$$

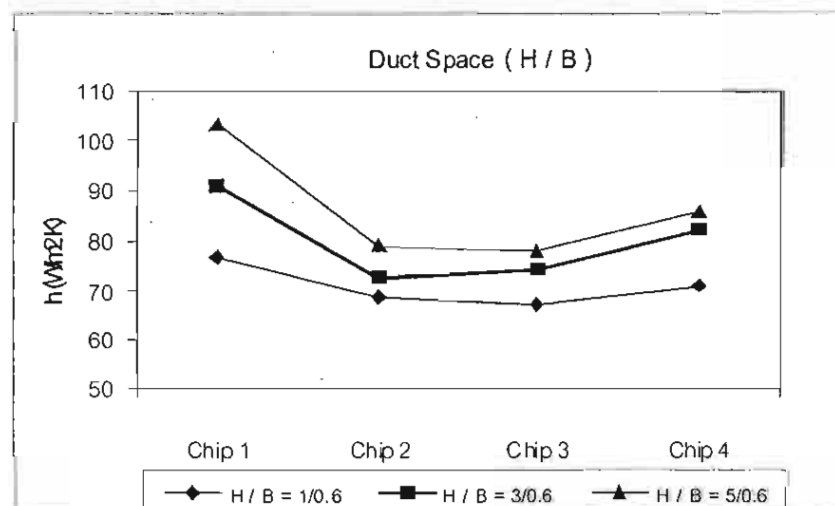
ในการออกแบบระบบทางอิเล็กทรอนิกส์ให้มีขนาดเล็ก และ กะทัดรัดนั้น ย่อมทำให้แผงวงจรมีขนาดเล็ก ลงตาม ซึ่งทำให้ชิพ บนแผงวงจรมีความหนาแน่นสูงขึ้น เมื่อพิจารณาถึงระยะห่างในจัดวางชิพนั้น พบว่าเมื่อ ระยะห่างระหว่างชิพมีค่าน้อยลงดังรูปที่ 4.16 จะส่งผลให้อุณหภูมิของชิพมีค่าสูงขึ้น เนื่องจากเกิดการรวมตัวของ ความร้อนที่หมุนวนอยู่บริเวณหลังชิพ ทำให้ความสามารถในการพาความร้อนสู่สิ่งแวดล้อมยากยิ่งขึ้น แต่เมื่อ เพิ่มระยะห่างระหว่างชิพ ให้มากขึ้นเรื่อยๆก็ได้ช่วยเพิ่ม ค่า h ได้มากขึ้น ดังนั้นระยะห่างในการจัดวางชิพที่ เหมาะสม จึงเป็นอีกหนึ่งประเด็นที่สำคัญ

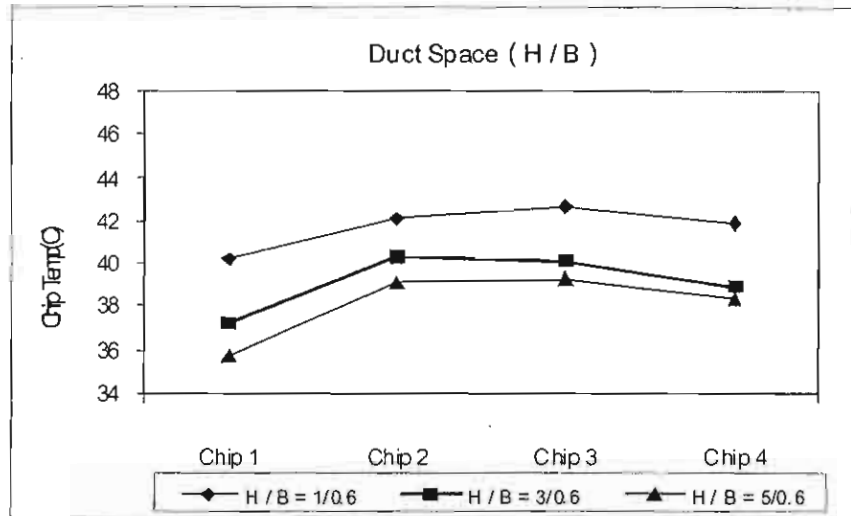
ระดับความสูงความช่องอากาศ เป็นอีกปัจจัยที่ช่วยให้ระบบมีขนาดกะทัดรัด จากรูปที่ 4.17 พบว่าเมื่อ H/B ลดลงจะทำให้อุณหภูมิของชิพ มีค่าสูงขึ้นซึ่งเป็นผลมาจากค่าอัตราการไหลของอากาศที่ลดลง ทำให้ความ สามารถในการพาความร้อนลดต่ำลง

รูปที่ 4.18 แสดงผลของค่า h และ T_s เมื่อชิพทุกตัวมีการปลดปล่อยความร้อนเพิ่มขึ้นจาก 2 W เป็น 8 W ซึ่งพบว่าอุณหภูมิของชิพเพิ่ม สูงขึ้น ในขณะที่ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ลดลงเพียงเล็กน้อย เมื่อ อัตราการปลดปล่อยความร้อนสูงขึ้น ในชิพ ตัวที่ 1 ถึง 3 เนื่องจากมีการหมุนวนของอากาศร้อนหลังชิพตัวดังกล่าวสูง แต่เมื่อพิจารณาในตำแหน่งชิพตัวที่ 4 ซึ่งมีการพาความร้อนสู่สิ่งแวดล้อมสะดวกขึ้น กรณีที่อัตราการปลด ปล่อยความร้อน 8 W ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะมีค่าต่ำกว่า กรณี 2 W อย่างเห็นได้ชัดเจน

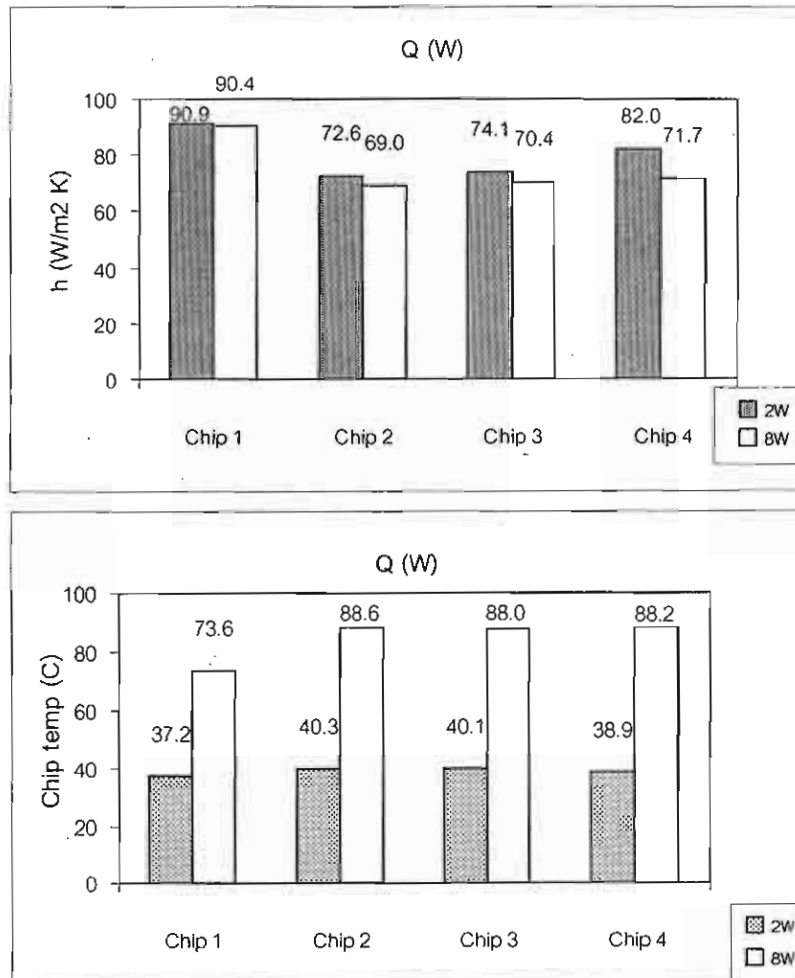


รูปที่ 4.16 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า h และ T_s เมื่อมีการเปลี่ยน S/C_x เมื่อความเร็วลมที่ทางเข้า 3 m/s



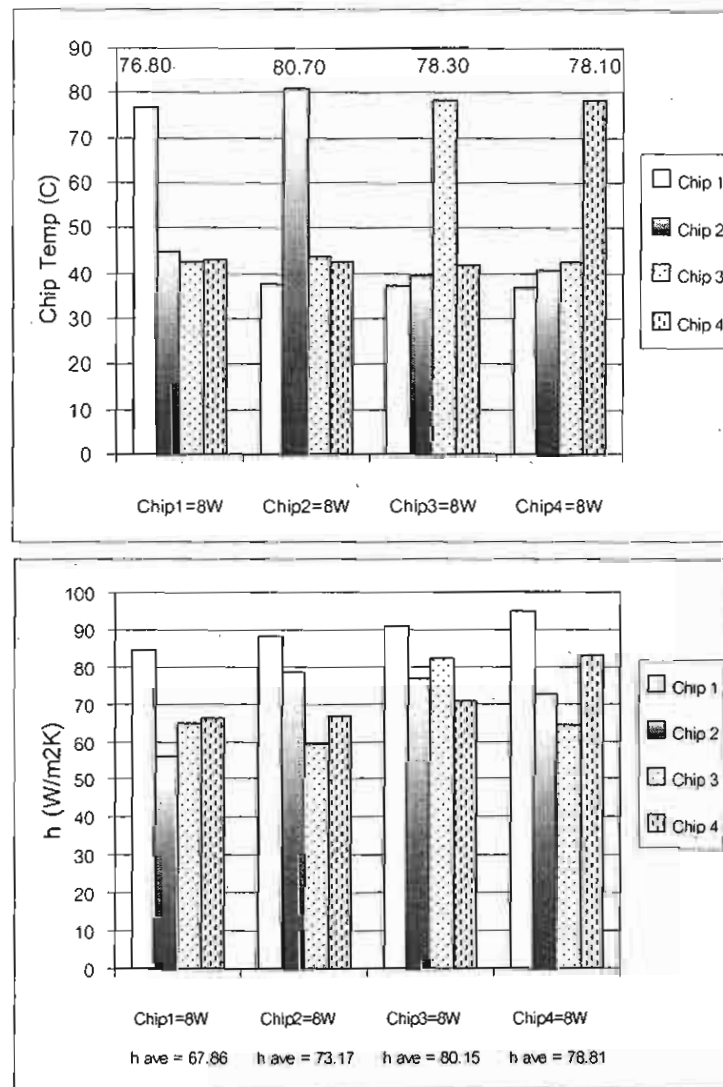


รูปที่ 4.17 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า h และ T_s เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงค่า H/B เมื่อความเร็วลมที่ทางเข้า 3 m/s



รูปที่ 4.18 ค่า h และ T_s เมื่อมีการปรับอัตราการปลดปล่อยความร้อน Q

เมื่อการปลดปล่อยความร้อนของชิพบางตัวมีค่าสูง การจัดวางตำแหน่งของชิพลงบนแผงวงจรให้เหมาะสม มีความสำคัญในการ ควบคุมอุณหภูมิ Hot Spot ของแผงวงจร รูปที่ 4.19 แสดงผลกระทบจากการจัดวางชิพ 1 ตัวที่มีการปลดปล่อยความร้อนสูง 8 W ลงบนแผงวงจร ในตำแหน่งต่าง ๆ เปรียบเทียบกับชิพตัวอื่น ๆ ที่มีขนาด 2 W จากการทดสอบ พบว่าการจัดวางชิพ 8 W ลงในตำแหน่งด้านหน้าของกระแสการไหล (ตำแหน่ง Chip 1) มีผลให้อุณหภูมิ hot spot ของแผงวงจรต่ำที่สุด และมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน สูงกว่าการจัดวางในตำแหน่งอื่น ๆ

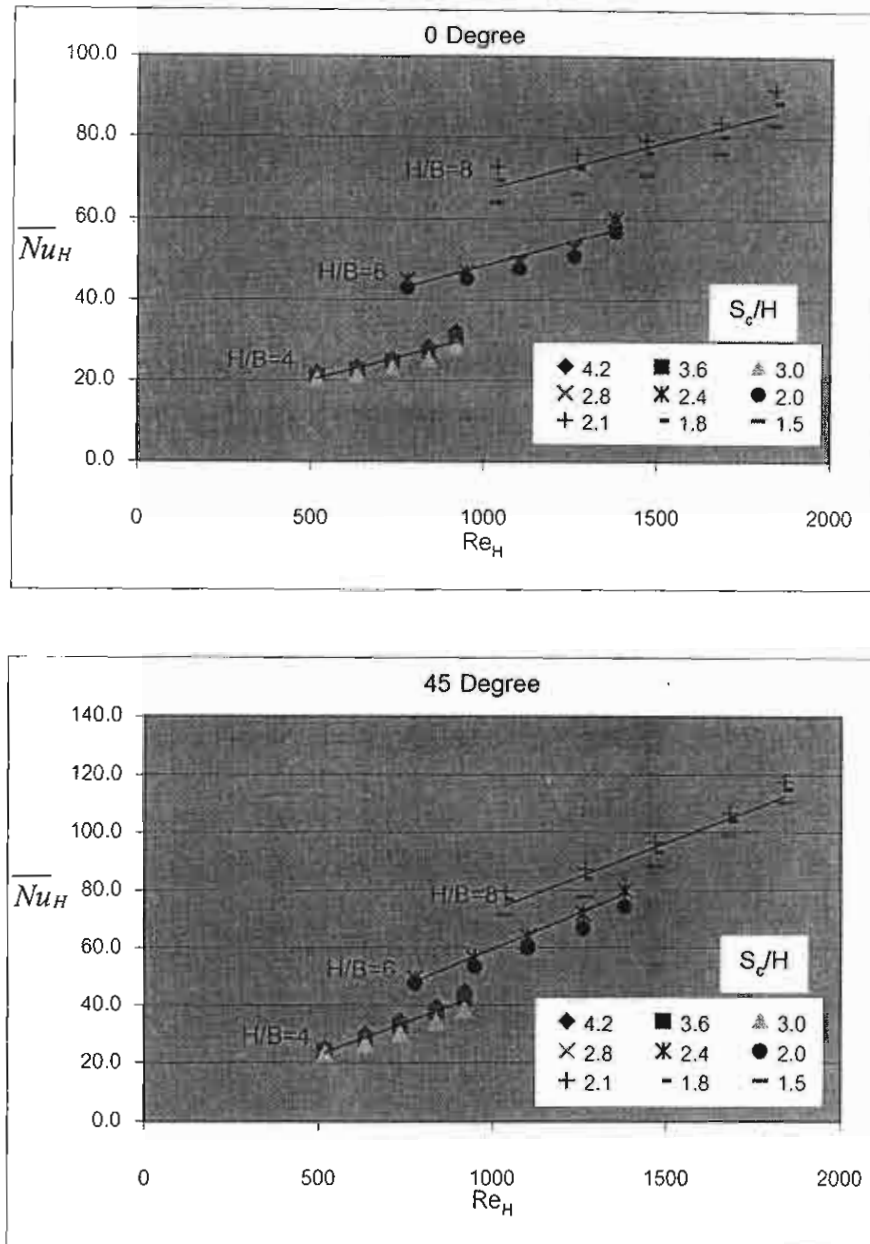


รูปที่ 4.19 ผลของ การวางตำแหน่งชิพที่มี heat flux สูง ต่อ T_s และ h

เมื่อพิจารณาถึงผลการศึกษาพบว่า แนวโน้มของการเกิด Hot Spot ของชิพ บนแผงวงจรจะเกิดที่บริเวณชิพตัวที่ 2 และ 3 เนื่องจากในการจัดวางแบบ In-line หลังชิพตัวที่ 1 2 และ 3 จะเกิดการหมุนวนของอากาศร้อน ทำให้ความสามารถในการพาความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อมยากขึ้นกว่าบริเวณอื่น ๆ

ในกรณีที่ในแผงวงจร ชิพมีการปลดปล่อยความร้อนไม่เท่ากัน ลงบนแผงวงจร ควรวางชิพที่มีค่า Q สูง ไว้ที่ตำแหน่งแรกของการไหลเข้าที่มีอุณหภูมิต่ำ ลดอุณหภูมิ Hot Spot ของชิพตัวดังกล่าว แต่จะยังผลให้อุณหภูมิอากาศในกระแสการไหลมีค่าสูงขึ้น ทำให้ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ของระบบต่ำกว่ากรณีอื่น ๆ

นอกจากนี้ได้ทำการศึกษาเชิงเปรียบเทียบถึงผลของการจัดวางชิพ ระหว่างกรณีที่ชิพอยู่ในแนวการเคลื่อนที่ของอากาศ(0 องศา) และ กรณีที่ชิพถูกบิดมุม 45 องศา กับแนวการเคลื่อนที่ของอากาศ จากการศึกษาพบว่ากรณีที่ชิพถูกบิดมุม 45 องศา จะทำให้ตัวเลขนัสเซลล์โดยรวมของระบบสูงกว่า 25.8% ดังแสดงในรูปที่ 4.20

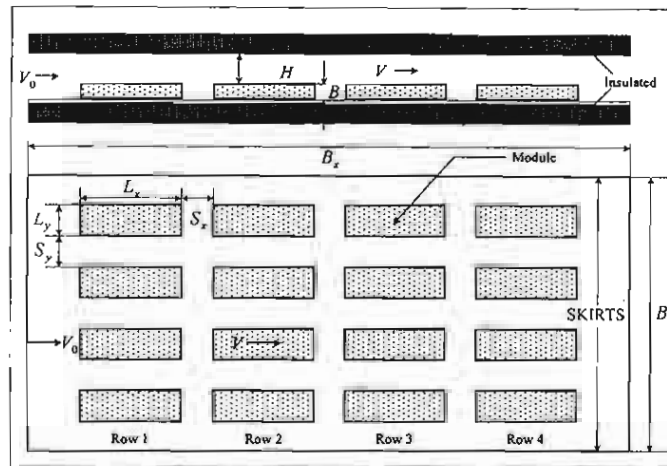


รูปที่ 4.20 ผลการจัดวางให้ชิพจำลองบิดมุม 45 องศา ที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

กรณีชิพวางเรียงตัวในแนวเดียวกัน หลายแถว

งานในส่วนนี้จะศึกษาการระบายความร้อน จากกลุ่มชิพที่วางเรียงในแนวเดียวกัน และหาค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อน ในงานนี้ยังศึกษาถึงผลการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของผิว PCB โดยการเคลือบผิวด้วย Aluminum foil และหาโมเดลที่ใช้ทำนายอุณหภูมิชิพ

ในการทดลองจะใช้ชิพ ขนาด $1.8 \text{ cm} \times 5.8 \text{ cm} \times 0.6 \text{ cm}$ แต่ละตัวมีแผ่นลวดความร้อน ติดอยู่ภายใน ชิพแต่ละตัวเป็น polished aluminum ลักษณะการวางเรียงตัวของชิพแสดงในรูปที่ 4.21 การทดสอบดำเนินการที่ steady-state โดยเงื่อนไขการทดสอบแสดงในตารางที่ 4.1



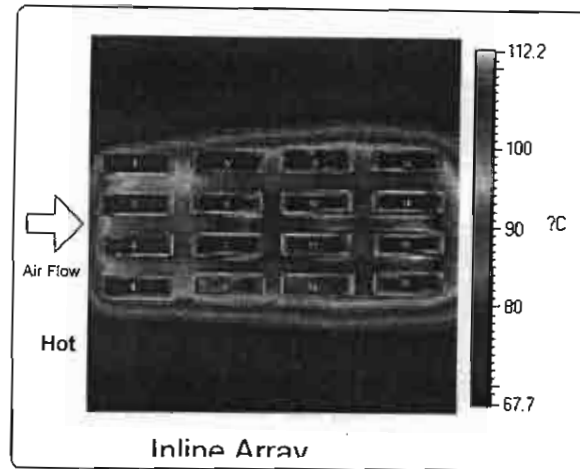
รูปที่ 4.21 การวางเรียงตัวของชิพ

ตาราง 4.1 เงื่อนไขการทดสอบ

variables	values
Re_H	3600 / 5400 / 7200
H	18 mm.
B	6 mm.
L_X	58 mm.
L_Y	18 mm.

S_X	19 mm.
S_Y	18 mm.
B_X	420 mm.
B_Y	300 mm.
q_k	5 Watt / Module
$k_{(PCB),Epoxy}$	2 W/m ⁰ K
T_0	27 °C

ในการใช้กล้อง Infra red ตรวจจับ พบว่า อุณหภูมิของชิพในแต่ละแถวตามทิศทางการไหลของอากาศ มีค่าค่อนข้างสม่ำเสมอ ดังรูปที่ 4.22



รูปที่ 4.22 อุณหภูมิชิพจากการมองด้วยกล้องอินฟราเรด

พิจารณารูปที่ 4.23 เมื่อแผ่น PCB เป็น adiabatic ค่าอัตราความร้อนสูญเสียจะคำนวณจาก

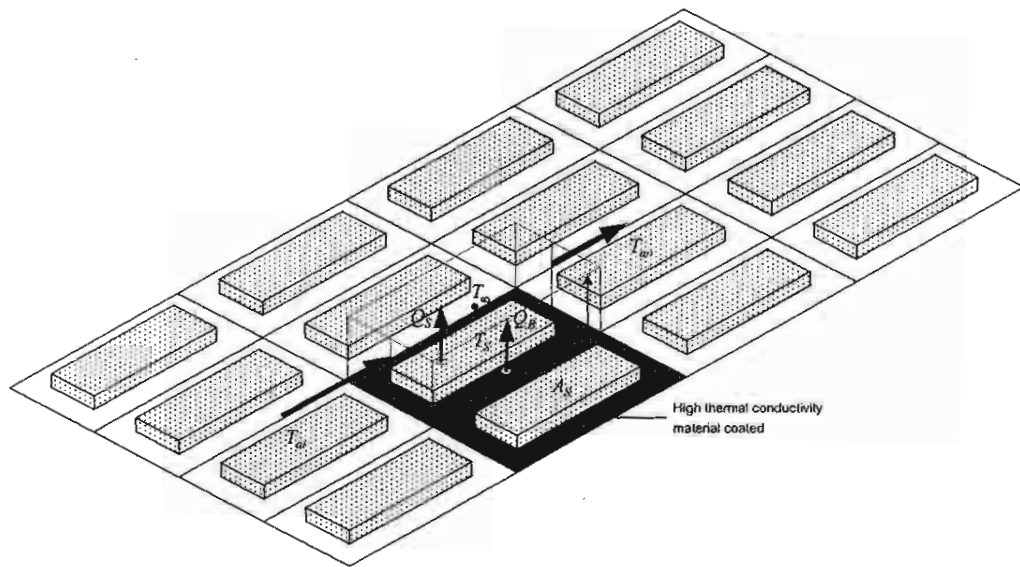
$$Q = Q_s = h_s A_s (T_s - T_\infty), \quad (4.8)$$

Q , Q_s คือ อัตราความร้อนรวมที่ปลดปล่อยออกจาก PCB และจากชิพ (W) h_s คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจากชิพ (W/m^2K) คัดจากพื้นที่ผิวชิพ $A_s (m^2)$ T_s คืออุณหภูมิเฉลี่ยของผิว ($^{\circ}C$) และ T_∞ คืออุณหภูมิอากาศเฉลี่ยที่ผ่านผิวชิพ ($^{\circ}C$)

ในกรณีที่มีการเคลือบผิว PCB ด้วยวัสดุนำความร้อน จะเกิดการพาความร้อนที่ผิวด้วย อัตราความร้อนที่ปลดปล่อยรวมจะคำนวณจาก

$$Q = Q_s + Q_b = h_s A_s (T_s - T_\infty) + h_b A_b (T_b - T_\infty), \quad (4.9)$$

ถ้า $h_s = h_b$ จะได้



รูปที่ 4.23 การพาความร้อนจาก circuit board

$$Q = h_s [A_s (T_s - T_\infty) + A_b (T_b - T_\infty)]. \quad (4.10)$$

เมื่อเปรียบเทียบ สมการ(4.10) กับ สมการ(4.8) เนื่องจากค่า Q เป็นค่าเดียวกัน และ T_α ก่อนข้างคงที่จะเห็นว่าอุณหภูมิชิพ T_s เมื่อ PCB ถูกเคลือบด้วยวัสดุนำความร้อน จะมีค่าต่ำกว่าแบบปกติ

สมการ (4.10) อาจจัดในรูป

$$Q = h_s A_{eff} (T_s - T_\infty) : A_{eff} = \frac{[A_s (T_s - T_\infty) + A_b (T_b - T_\infty)]}{(T_s - T_\infty)}. \quad (4.11)$$

พิจารณาอุณหภูมิอากาศ เมื่อไหลผ่านชิพแต่ละตัว จะมีค่าสูงขึ้น อัตราความร้อนที่ถ่ายเทสู่อากาศคำนวณจาก

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T, \quad (4.12)$$

$\dot{m}$ คืออัตราการไหลของอากาศ (kg/s) C_p คือค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ (J/kgK) ΔT คืออุณหภูมิแตกต่างของ อากาศที่ออกและเข้าชิพ ($^{\circ}\text{C}$)

$\Delta T = T_{ao} - T_{ai}$ โดย T_{ao} และ T_{ai} เป็นอุณหภูมิอากาศที่ออกและเข้าชิพ ดังนั้น

$$T_{ao} = \frac{Q}{\dot{m} C_p} + T_{ai}, \quad (4.13)$$

$$\text{และ } T_\infty = \frac{(T_{ao} + T_{ai})}{2}. \quad (4.14)$$

ดังนั้น อุณหภูมิชิพ สามารถคำนวณจาก

$$T_s = \left(\frac{\dot{m}C_p}{h_s A_{eff}} \right) (T_{ao} - T_{ai}) + 0.5(T_{ao} + T_{ai}). \quad (4.15)$$

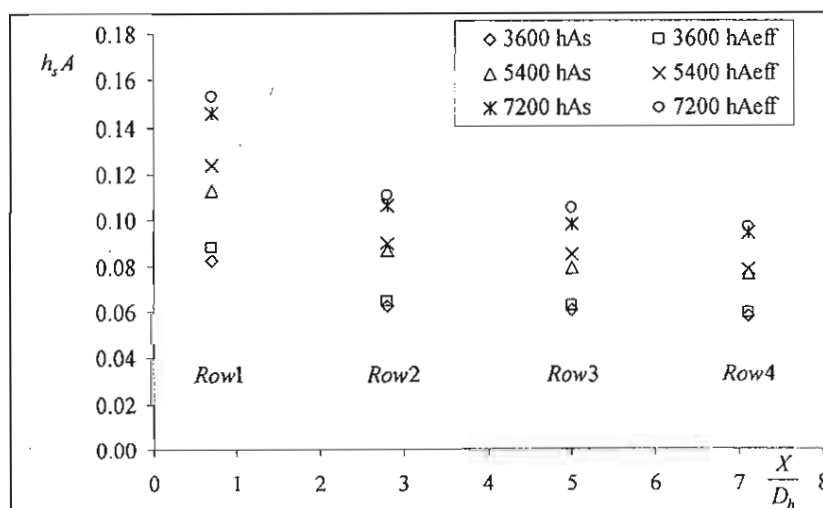
ผลการศึกษา

รูปที่ 4.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง $h_s A_{eff}$ และ $h_s A_s$ ซึ่งเป็นค่าที่เกิดขึ้นเมื่อมีชุดของชิพขนาด 5 วางบน PCB เมื่อมีการเคลือบและไม่มีการเคลือบ aluminum foil การเคลือบ aluminum foil ช่วยให้พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการพามากขึ้น จากรูปยังเห็นได้อีกว่า เมื่อ Reynolds number มีค่าสูงขึ้น ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะสูงขึ้น และค่าอัตราส่วน $h_s A_{eff} / h_s A_s$ ที่ตำแหน่งต่างๆ ในรูปของ X/D_h โดย X เป็นระยะจากขอบเริ่มต้นของชิพ และ D_h เป็น hydraulic diameter สำหรับช่องอากาศ ค่าความสัมพันธ์สามารถจัดในรูป

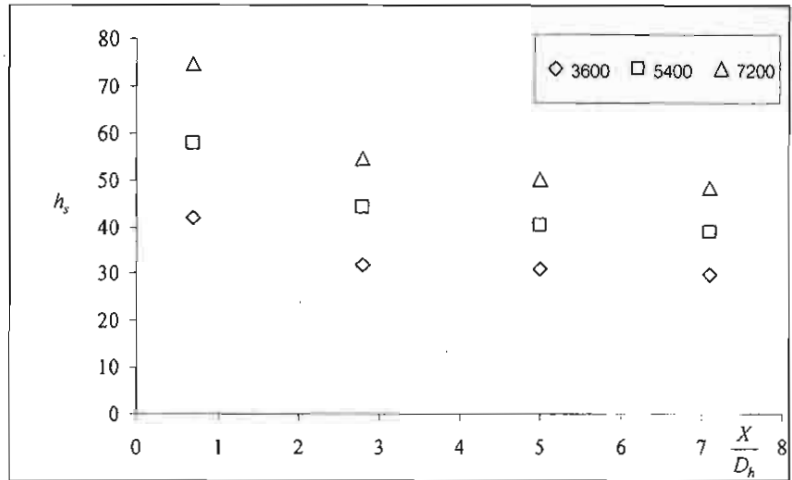
$$\frac{h_s A_{eff}}{h_s A_s} = 0.95241 Re^{0.013023} \left(\frac{X}{D_h} \right)^{-0.01411} \quad (4.16)$$

พิจารณาค่า h_s ในรูปที่ 4.25 ที่ชิพตัวแรกจะมีค่าสูงสุด และในตัวถัดมาจะลดลงเนื่องจาก มี recirculation ของอากาศระหว่างชิพ รูปที่ 4.26 ยังแสดงค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนนี้ในรูป Nusselt number

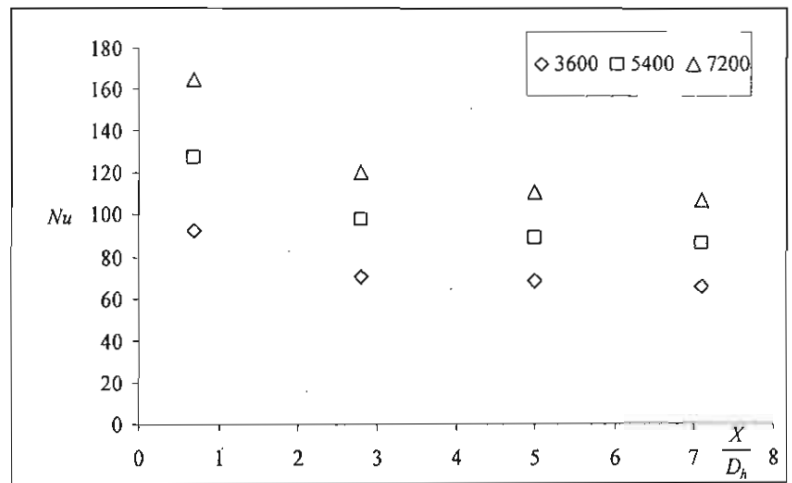
รูปที่ 4.27 แสดงอัตราส่วน Nusselt number ที่แถวต่างๆ $Nu(N)$ พบว่ามีค่าค่อนข้างคงที่และเข้าใกล้ 1 ที่แถวที่ 3 ดังนั้นอาจถือได้ว่าค่าที่เกิดขึ้นในแถวที่ 3 เป็นตำแหน่งที่เกิด fully developed flow.



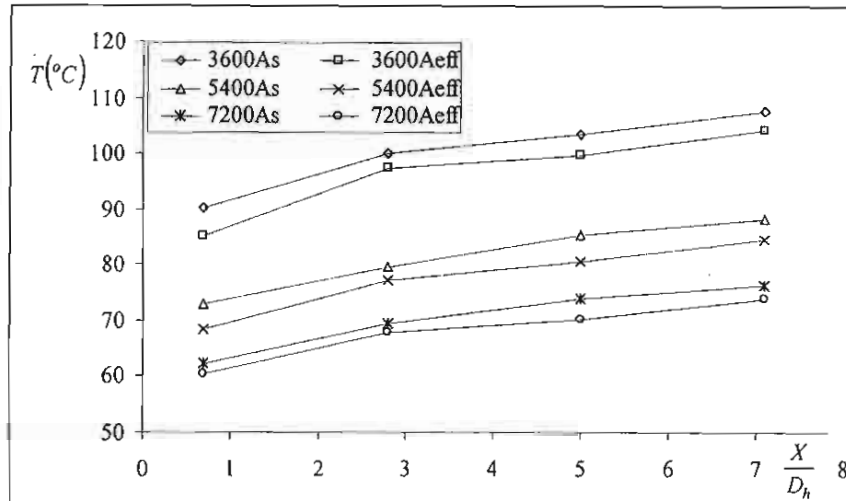
รูปที่ 4.24 ค่า $h_s A_{eff}$ และ $h_s A_s$ ที่ตำแหน่งต่างๆ ของชิพบน PCB



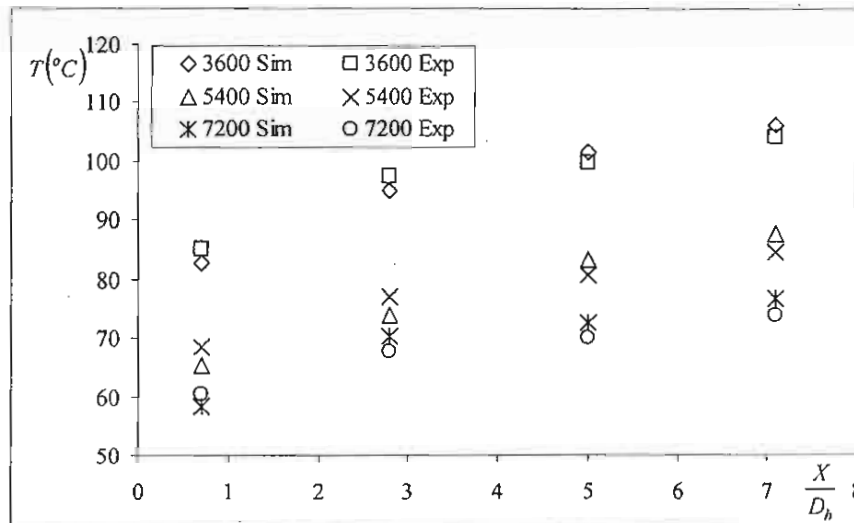
รูปที่ 4.25 ค่า h_s ที่ตำแหน่งต่างๆ ของ X/D_h



รูปที่ 4.26 ค่า h_s ในรูป Nusselt number ที่ตำแหน่งต่างๆ ของ X/D_h



รูปที่ 4.28 อุณหภูมิชิฟ เมื่อ PCB มีการเคลือบและไม่เคลือบ aluminum foil ที่ Reynolds number ต่างๆ



รูปที่ 4.29 ผลการคำนวณอุณหภูมิชิฟจากโมเดลเทียบกับค่าจากการทดลอง

4.3.2 การหาอุณหภูมิชิฟ โดยเทคนิค superposition

อุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นในชิฟอิเล็กทรอนิกส์ในการพิจารณาความร้อน มาจาก 2 ส่วน คือ จากความร้อนที่ปลดปล่อยจากตัวชิฟเอง และจากความร้อนที่มากับกระแสอากาศที่รับความร้อนจากชิฟตัวก่อน (upstream components) ในส่วนหลังมีชื่อเรียกว่า thermal wake

เมื่อไม่คิดผลของการแผ่รังสี และการนำความร้อน อุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นในชิฟ สามารถคำนวณจาก [Arvizu and Moffat, 1982]

$$T_k - T_0 = \left(\frac{q_k}{h_k A_k} \right) + \sum_{i=1}^{k-1} \theta_{k-i} (T_i - T_0), i < k \quad (4.19)$$

ผลการศึกษา

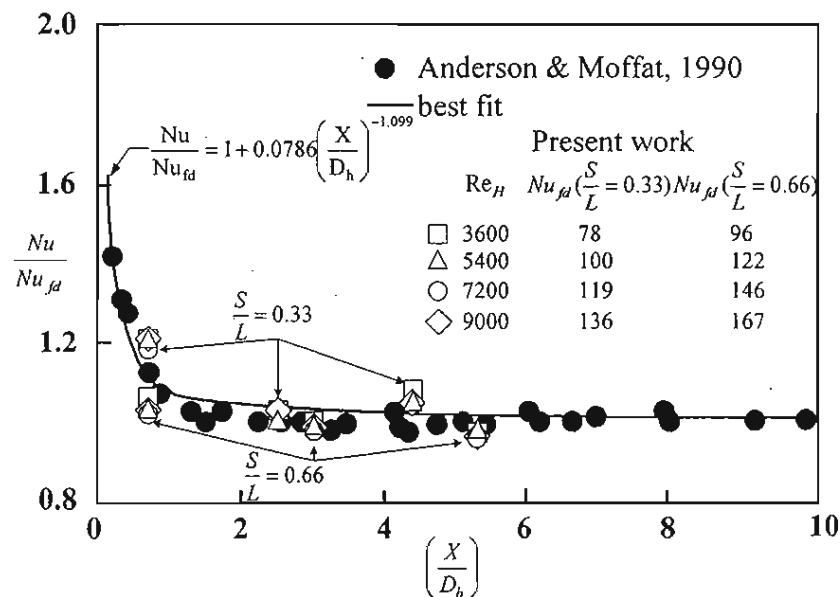
n. Adiabatic Heat Transfer Coefficient

n.1 ไม่มี vortex generator

รูปที่ 4.31 แสดงค่า adiabatic heat transfer coefficient ในรูป Nusselt number ที่ตำแหน่งต่างๆ เมื่อไม่มี vortex generator ผลการทดสอบให้ค่าเช่นเดียวกับงานของ Anderson and Moffat(1990) ซึ่งให้ความสัมพันธ์ดังนี้

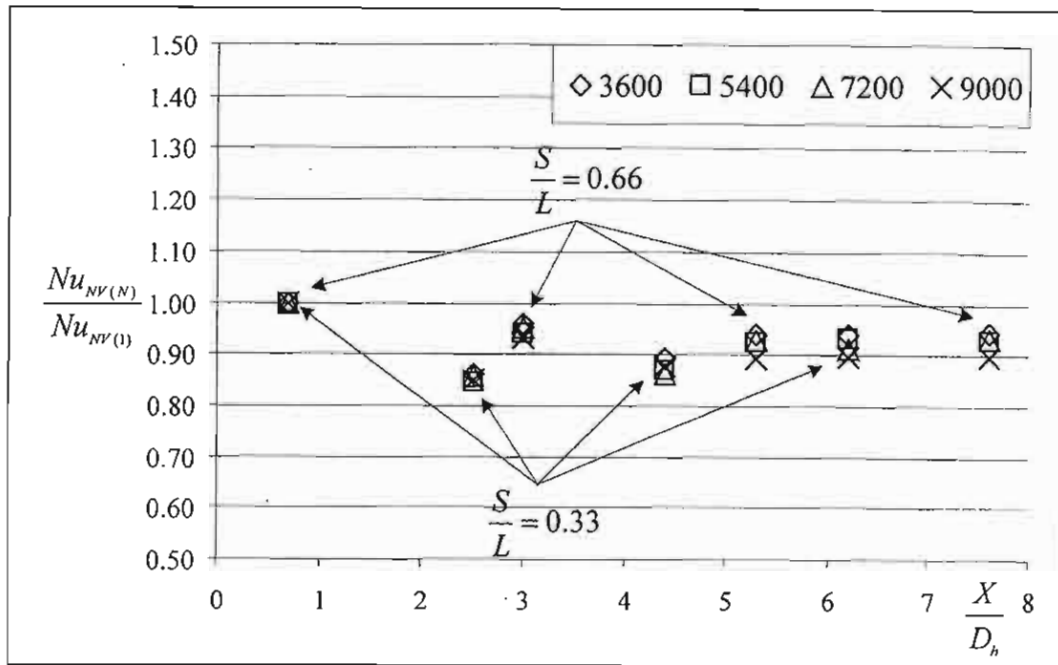
$$\frac{Nu}{Nu_{fd}} = 1 + 0.0786 \left(\frac{X}{D_h} \right)^{-1.099} \quad (4.22)$$

โดย
$$Nu_{fd} = 0.3434 Re_H^{0.607} \left(\frac{H}{L_X} \right)^{-0.670} \left(\frac{S_X}{L_X} \right)^{0.295} \quad (4.23)$$



รูปที่ 4.31 adiabatic heat transfer coefficient ในรูป Nusselt number ที่ชีพตำแหน่งต่างๆ

จากรูป ชีพตัวแรกจะให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสูง เนื่องจากชีพปะทะกับอากาศเย็นโดยตรง ส่วนชีพแถวที่ 2 มีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนต่ำลงมากเนื่องจาก มี recirculation ของอากาศเกิดขึ้น ระหว่างชีพ และมีแนวโน้มว่ามีค่าต่ำที่สุด ส่วนในตัวยุทธท้ายอากาศเคลื่อนที่อิสระได้มากขึ้นทำให้ค่าสัมประสิทธิ์มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น เช่นกันที่ชีพแถวที่ 3 จะเป็นค่าที่เริ่มเกิด Fully developed



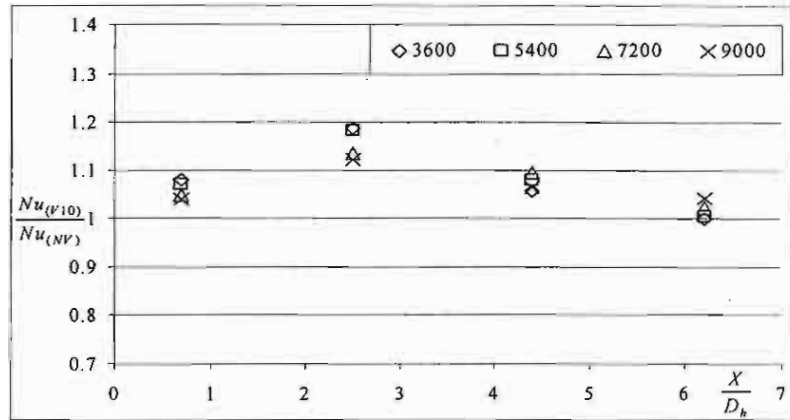
รูปที่ 4.32 อัตราส่วนของ adiabatic Nusselt number ของชิพที่ตำแหน่ง $\frac{X}{D_h}$. ต่างๆ เทียบกับตำแหน่งแรก เมื่อไม่มี vortex generator.

รูปที่ 4.32 แสดงอัตราส่วนของ adiabatic Nusselt number ของชิพที่ตำแหน่ง $\frac{X}{D_h}$. ต่างๆ เทียบกับตำแหน่งแรก เมื่อไม่มี vortex generator ในช่วง entrance region (row 1 to row 3) สามารถเขียนสหสัมพันธ์ได้เป็น

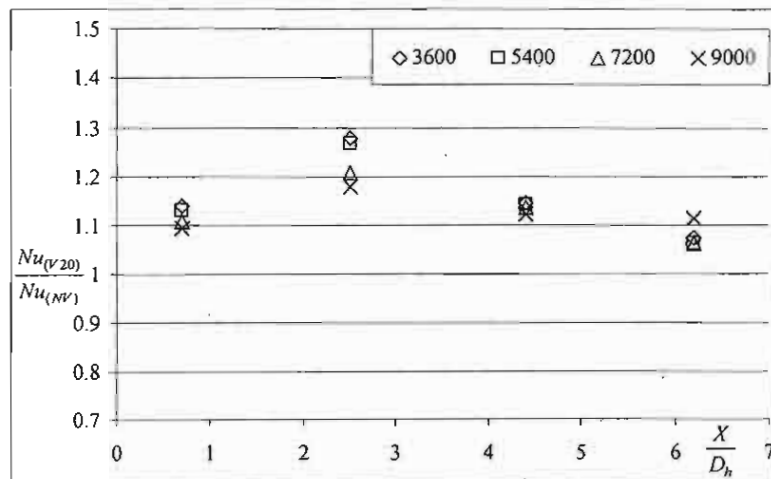
$$\frac{Nu_{NV(N)}}{Nu_{NV(1)}} = 1.2141 \text{Re}^{-0.018236} \left(\frac{S}{L} \right)^{0.08321} \left(\frac{X}{D_h} \right)^{-0.058644} \quad (4.24)$$

ก.2 เมื่อติดตั้ง vortex generators

รูปที่ 4.33 แสดงค่า adiabatic heat transfer coefficients เมื่อมีการติดตั้ง vortex generators ไว้หน้าชิพทุกตัว ซึ่งทำให้เกิด longitudinal vortices ผ่านชิพ ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นเมื่อเทียบกับไม่ได้ติดตั้ง vortex generator โดยเฉพาะเพิ่มขึ้นมากในแถวที่ 2 จะเห็นได้ว่า ค่า attack angle ที่สูงขึ้น จะให้สภาพการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่า อย่างไรก็ตามค่ามุมไม่ควรเกิน 20° เนื่องจากอาจไปกีดขวางการไหลของอากาศ ก่อให้เกิดความดันลด (pressure drop) มีค่าสูง



(a) Attack angle 10 degree.



(b) Attack angle 20 degree.

รูปที่ 4.33 การเพิ่มความสามารถการถ่ายเทความร้อน เมื่อ vortex generators มี attack angles 10 และ 20 องศา

ความสัมพันธ์ระหว่าง adiabatic Nusselt numbers ของซีพที่มีการติดตั้ง vortex generator ที่แถวต่างๆ เทียบกับ แถว ที่ 1 จากการทดสอบพบว่าสามารถเขียนได้ในรูป

$$\frac{Nu_{V(N)}}{Nu_{V(1)}} = 0.88239 Re^{-0.01032} \left(\frac{X}{D_h} \right)^{-0.061563} \tan \alpha^{0.0022051} \quad (4.25)$$

และค่าความสัมพันธ์ระหว่าง adiabatic Nusselt numbers ของซีพที่มีการติดตั้ง vortex generator ในแถวที่ 1 เทียบกับ แถว ที่ 1 ในกรณีที่ไม่มีการติดตั้ง vortex generator จากการทดสอบพบว่าสามารถเขียนได้ในรูป

$$\frac{Nu_{V(1)}}{Nu_{NV(1)}} = 1.59 Re^{-0.04454} \tan \alpha^{-0.04496} \quad (4.26)$$

จากสหสัมพันธ์ข้างต้น อาจหาค่า adiabatic Nusselt number ของซีพตำแหน่งต่างๆ ที่ติดตั้ง vortex generator ได้จากกรณีที่ไม่ติดตั้ง vortex generator ดังนี้

$$\frac{Nu_{V(N)}}{Nu_{NV(N)}} = \left(\frac{Nu_{V(N)}}{Nu_{V(1)}} \right) \times \left(\frac{Nu_{V(1)}}{Nu_{NV(1)}} \right) \times \left(\frac{Nu_{NV(1)}}{Nu_{NV(N)}} \right). \quad (4.27)$$

ผลที่ได้จากสมการนี้ พบว่าให้คำตอบใกล้เคียงกับค่าในรูปที่ 4.33 มาก โดยมีความผิดพลาดไม่เกิน 10 %

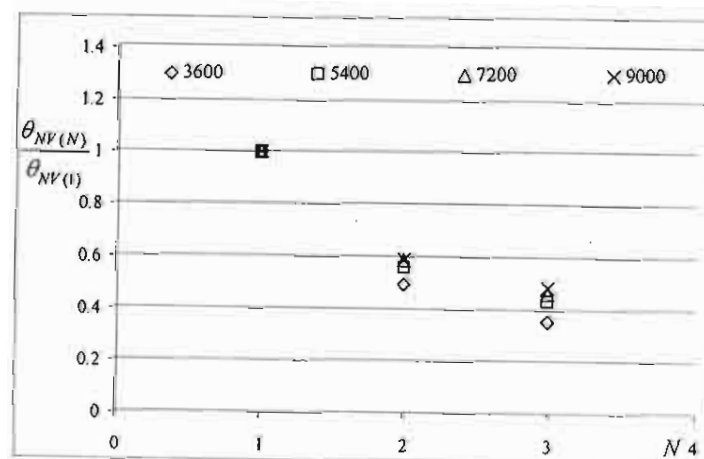
ข. Thermal Wake Function

ข.1 ไม่มี vortex generator

เมื่อซีพตัวหนึ่งได้ปลดปล่อยความร้อนออกมา จะส่งผลต่ออุณหภูมิของซีพในแถวถัดไป ผลที่เกิดขึ้นนี้ เรียกว่า thermal wake effect รูปที่ 4.34 แสดงตัวอย่างของ thermal wake function ของซีพที่อยู่ถัดจากซีพแถวแรกที่มีการปลดปล่อยความร้อน ในกรณีที่ไม่มี vortex generator และในรูปที่ 4.35 thermal wake functions สำหรับซีพตัวอื่นๆ เมื่อซีพในแถวแรกเท่านั้นที่ให้ความร้อน ผลการศึกษาให้ผลเช่นเดียวกับ Fagri et al(1996) และ Jubran and Al-Salaymeh(1999) โดยสามารถสร้างสมการดังนี้

$$\frac{\theta_{NV(N)}}{\theta_{NV(1)}} = 0.20756 Re^{0.17935} N^{-0.76936} \quad (4.28)$$

เมื่อ $\theta_{NV(1)} = 4.9065 Re_H^{-0.3571} \quad (4.29)$



รูปที่ 4.34 Thermal wake function สำหรับแถวที่ถัดจากแถวแรกที่มีการปลดปล่อยความร้อน

$$\frac{Nu_{V(N)}}{Nu_{NV(N)}} = \left(\frac{Nu_{V(N)}}{Nu_{V(1)}} \right) \times \left(\frac{Nu_{V(1)}}{Nu_{NV(1)}} \right) \times \left(\frac{Nu_{NV(1)}}{Nu_{NV(N)}} \right). \quad (4.27)$$

ผลที่ได้จากสมการนี้ พบว่าให้คำตอบใกล้เคียงกับค่าในรูปที่ 4.33 มาก โดยมีความผิดพลาดไม่เกิน 10 %

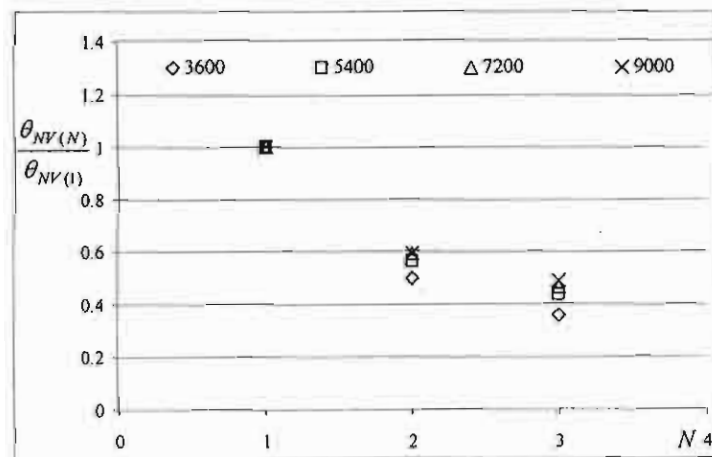
ข. Thermal Wake Function

ข.1 ไม่มี vortex generator

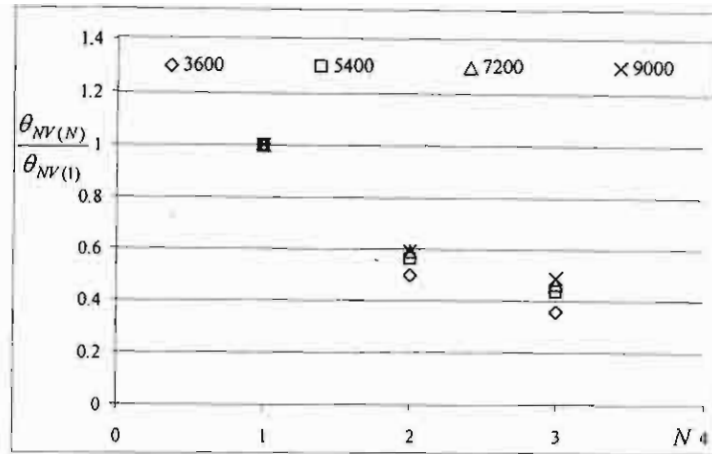
เมื่อซีฟตัวหนึ่งได้ปลดปล่อยความร้อนออกมา จะส่งผลต่ออุณหภูมิของซีฟในแถวถัดไป ผลที่เกิดขึ้นนี้ เรียกว่า thermal wake effect รูปที่ 4.34 แสดงตัวอย่างของ thermal wake function ของซีฟที่อยู่ถัดจากซีฟแถวแรกที่มีการปลดปล่อยความร้อน ในกรณีที่ไม่มี vortex generator และในรูปที่ 4.35 thermal wake functions สำหรับซีฟตัวอื่นๆ เมื่อซีฟในแถวแรกเท่านั้นที่ให้ความร้อน ผลการศึกษาให้ผลเช่นเดียวกับ Fagri et al(1996) และ Jubran and Al-Salaymeh(1999) โดยสามารถสร้างสมการดังนี้

$$\frac{\theta_{NV(N)}}{\theta_{NV(1)}} = 0.20756 Re^{0.17935} N^{-0.76936} \quad (4.28)$$

เมื่อ $\theta_{NV(1)} = 4.9065 Re_H^{-0.3571} \quad (4.29)$



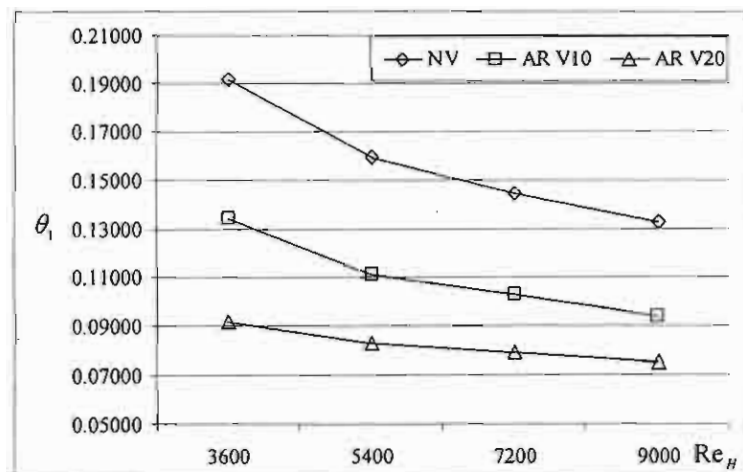
รูปที่ 4.34 Thermal wake function สำหรับแถวที่ถัดจากแถวแรกที่มีการปลดปล่อยความร้อน



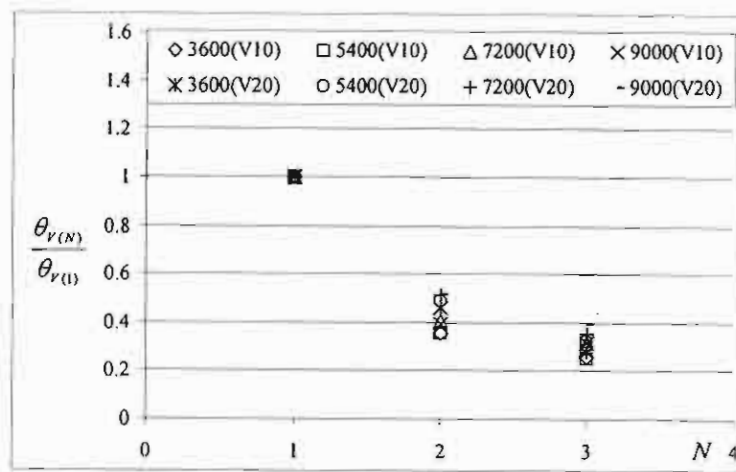
รูปที่ 4.35 Thermal wake function สำหรับแถวอื่นๆ เมื่อแถวแรกมีการปลดปล่อยความร้อน

ข.2 เมื่อมี Vortex generator

รูปที่ 4.36 และ 4.37 แสดง thermal wake functions ของซีฟที่ทดสอบเมื่อแต่ละซีฟ มี vortex generator ติดตั้งด้านหน้า เทคนิคดังกล่าวสามารถลดค่า thermal wake function อย่างได้ผลเนื่องจากเกิด longitudinal vortices อย่างต่อเนื่อง เพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อน promotion และเมื่อ attack angle มีค่าสูงขึ้น จะช่วยลด thermal wake function



รูปที่ 4.36 Thermal wake function สำหรับ ซีฟ adiabatic ตัวแรกเมื่อมีการติดตั้ง Vortex generators



รูปที่ 4.37 Thermal wake functions สำหรับซีพในแถวอื่นๆ เมื่อมีการติดตั้ง Vortex generators

ความสัมพันธ์ของ thermal wake function กับพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้อง สามารถเขียนในรูป

$$\frac{\theta_{V(N)}}{\theta_{V(1)}} = 0.26562 \text{Re}^{0.1472} N^{-1.0871} \tan \alpha^{0.11755} \quad (4.30)$$

ความสัมพันธ์ ของ thermal wake functions สำหรับแถวแรกที่อยู่ถัดจากแถวที่จ่ายความร้อน ในกรณีที่มี และไม่มี Vortex generators สามารถเขียนในรูป

$$\frac{\theta_{V(1)}}{\theta_{NV(1)}} = 0.27435 \text{Re}^{0.09684} \tan \alpha^{0.2351} \quad (4.31)$$

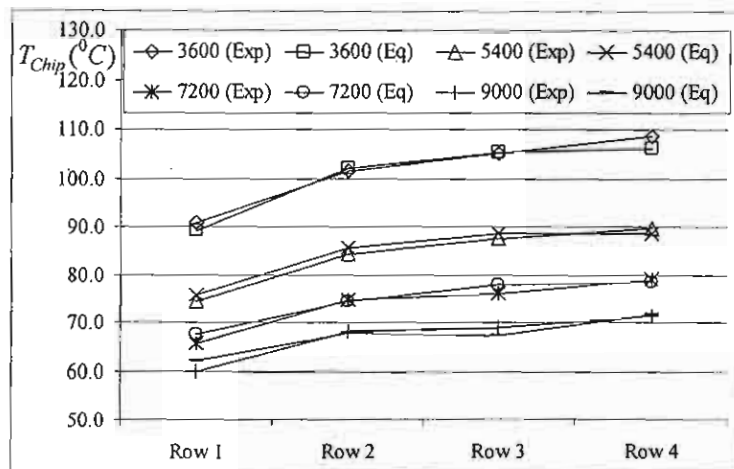
จากชุดของสมการข้างต้น อาจหาความสัมพันธ์ของ thermal wake function ของซีพทั้งหมดที่มีและไม่มี การติดตั้ง vortex generator โดยเขียนได้ในรูป

$$\frac{\theta_{V(N)}}{\theta_{NV(N)}} = \left(\frac{\theta_{V(N)}}{\theta_{V(1)}} \right) \times \left(\frac{\theta_{V(1)}}{\theta_{NV(1)}} \right) \times \left(\frac{\theta_{NV(1)}}{\theta_{NV(N)}} \right) \quad (4.32)$$

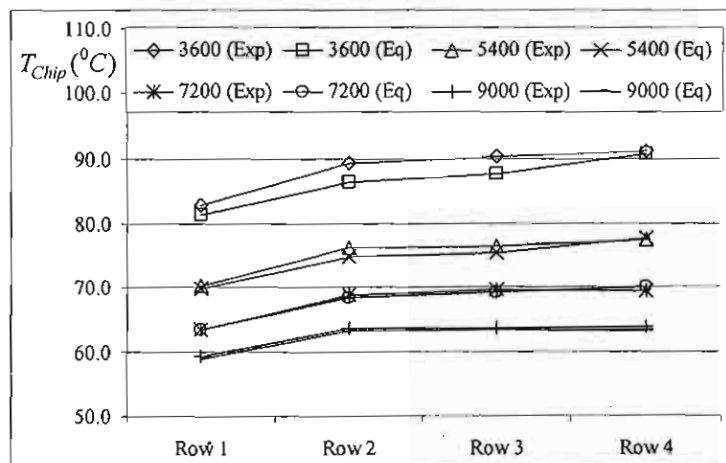
ผลการคำนวณใกล้เคียงกับค่าการทดสอบ ไม่เกิน 15 %

ค. การคำนวณหาอุณหภูมิซีพ

เทคนิคข้างต้น ถูกนำมาทดสอบหาอุณหภูมิซีพ ในแต่ละแถว รูปที่ 4.38 แสดงผลการเปรียบเทียบค่า อุณหภูมิเฉลี่ยของซีพ ในแต่ละแถว ที่ได้จากโมเดล กับค่าที่ได้จากการทดลอง ในกรณีที่ไม่มี vortex generator และรูปที่ 4.39 ในกรณีที่มี vortex generators ที่มีค่า attack angle 20° โดย S_x และ S_y มีค่า 19 และ 18 mm ตามลำดับ จะเห็นได้ว่าการติดตั้ง Vortex generators ช่วยลดอุณหภูมิซีพ อย่างได้ผล และผลที่ได้จากการ คำนวณสามารถใช้งานได้ดี โดยให้ผลใกล้เคียงกับค่าที่ได้จากการทดลอง



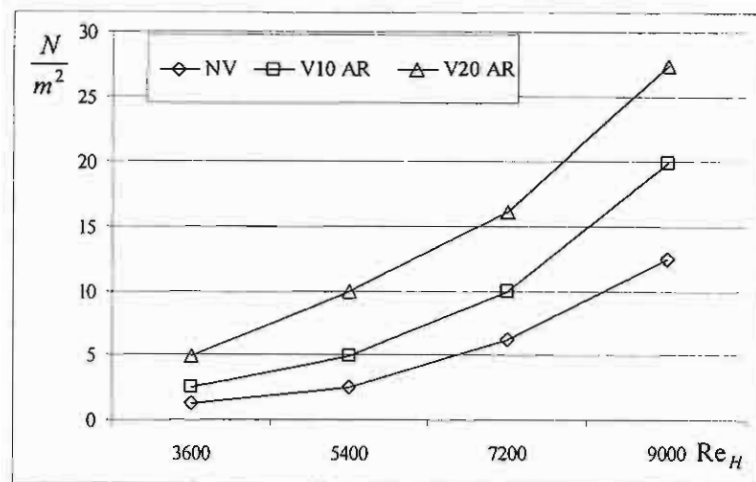
รูปที่ 4.38 อุณหภูมิชิพเฉลี่ยในแต่ละแถว ไม่มี vortex generator



รูปที่ 4.39 อุณหภูมิชิพเฉลี่ยในแต่ละแถว มี vortex generator

ง. ความดันลด

รูปที่ 4.40 แสดงผลของความดันลดในกระแสน้ำอากาศ เมื่อมีการติดตั้ง Vortex generators และ attack angle ถ้ามีค่าสูงจะเกิดความดันลดที่มีค่าสูง



รูปที่ 4.40 ความดันลดที่เกิดจากการติดตั้ง Vortex generators

เอกสารอ้างอิง

1. Azar, K., (1997a) "Electronics cooling and the need for experimentation", *Thermal Measurements in Electronics Cooling*, CRC Press., New York , pp. 1-43.
2. Arvizu, D.E. and Moffat, R.J., (1982) "The use of superposition in calculating cooling requirements for circuit board mounted electronic components", *IEEE paper* CH1781-4/48-0133.
3. Anderson, A.M. and Moffat, R.J., (1990) "A new type of heat transfer correlation for air cooling of regular arrays of electronic components", *Proc. ASME Winter Meeting*, pp. 27-39.
4. Faghri, M., Molki, M. and Asako, y., (1996) "Entrance design correlation for circuit board in forced-air cooling", in *Air Cooling Technology for Electronic Equipment* edited by Sung, J.K. and Sang, W.L., CRC Press, pp.47-80.
5. Jubran, B.A. and Al-Saleymeh. A.S., (1999), "Thermal wakes measurement in electronic modules in the presence of heat transfer enhancement devices", *Applied Thermal engineering*, vol. 19, pp. 1081-1096.

กิจกรรมที่ได้ดำเนินการ (ปีที่ 1)

แผนการดำเนินการในช่วง 0 – 6 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
ศึกษาเชิงทดลองในเรื่องการระบายความร้อนจากชิป	ทำการสร้างชุดทดสอบและศึกษาผลของความเร็วและอุณหภูมิที่เกิดกับชิป	ดำเนินการตามแผน 100%	

แผนการดำเนินการในช่วง 6 – 12 เดือน

ศึกษาเชิงทดลองและหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในชิปเดี่ยว ที่มีลักษณะแตกต่างกัน	ได้จัดทำการศึกษา chip เดี่ยว ที่มีการวางลักษณะแตกต่างกัน และหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน มีการเพิ่มเติมเกี่ยวกับ chip ที่มีลักษณะ rectangular และวางในลักษณะวางเรียงแถวกัน และดูผลของระยะห่างและพารามิเตอร์ต่างๆ	ดำเนินการตามแผน 100%	
--	--	----------------------	--

กิจกรรมที่ได้ดำเนินการ (ปีที่ 2)

แผนการดำเนินการในช่วง 0 – 6 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
ศึกษาเชิงทดลอง ผลของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และ อุณหภูมิของชิปที่เกิด Hot Spot ในกรณีการจัดวางชิปแบบ แถวตรง (In-line Array)	ได้จัดทำการศึกษาเชิงทดสอบ การจัดวาง chip แบบแถวตรง ที่มีในเงื่อนไขการทดสอบกรณีต่างๆ แล้วหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และ อุณหภูมิ ของชิป	ดำเนินการตามแผน 100%	

แผนการดำเนินการในช่วง 6 – 12 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
ศึกษาเชิงทดลอง ผลของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และ อุณหภูมิของชิปที่เกิด Hot Spot ในกรณีการจัดวางชิปแบบ สลับฟันปลา (Stagger Array)	ได้จัดทำการศึกษาเชิงทดสอบ เปรียบเทียบ ของการจัดวางกลุ่ม chip แบบแถวตรง ในกรณี ที่เคลือบผิวของ PCB ด้วยวัสดุที่มีค่า k สูง กับกรณีที่ไม่เคลือบผิว ในเงื่อนไขการทดสอบกรณีต่างๆ แล้ว หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และ อุณหภูมิ ของชิป ในกรณีการจัดวางชิป แบบ สลับฟันปลา (Stagger Array) ทางผู้วิจัยอยู่ระหว่างการทดสอบ ซึ่งจะนำผลการวิจัยเสนอในรายงานครั้งต่อไป	ดำเนินการตามแผน 75%	-สาเหตุที่ล่าช้ากว่าแผน เนื่องจากการมีการศึกษาเพิ่มเติมในการเคลือบผิว PCB

กิจกรรมที่ได้ดำเนินการ (ปีที่ 3)

แผนการดำเนินการในช่วง 1 – 6 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
พัฒนา Model ในการจัดวาง Chip ทดสอบการจัดวาง Chip	ได้ทำการพัฒนา Model ในการจัดวาง Chip โดยใช้วิธีวิเคราะห์เชิงตัวเลข (Numerical Technique) แบบสมดุลทางพลังงาน (The Energy Balance Method) ได้จัดทำทดสอบ เปรียบเทียบผลของการจัด Chip แบบแถวตรง ในกรณีที่มีการติดตั้ง Vortex Generator กับกรณีที่ไม่ติดตั้ง ในเงื่อนไขการทดสอบปรับค่า Re	ดำเนินการตามแผน 100%	มีการแทรกการศึกษาเพิ่มเติมในเรื่อง Vortex Generator เพื่อจัดทำ Paper ส่งลงวารสารวิจัยระดับนานาชาติ

แผนการดำเนินการในช่วง 6 – 12 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
การพัฒนาเทคนิคเพื่อหาอุณหภูมิ ในการจัดวางชิป	ใช้เทคนิค super position	ดำเนินการตามแผน 100%	

Output ที่ได้จากโครงการ

วิทยานิพนธ์นักศึกษา

ระดับปริญญาเอก

(นายสุริยนต์ ชมดี)

สำเร็จการศึกษาในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, 2548

ระดับปริญญาโท

(นาย nämนต์ โชติวิศรุต)

สำเร็จการศึกษาในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, 2546

บทความวิจัยที่ตีพิมพ์เผยแพร่

วารสารระดับนานาชาติ

1. Chomdee, S. and Kiatsiriroat T., Air cooling enhancement with delta winglet vortex generators in entrance region of in-line array electronic modules, Heat Transfer Engineering, (submitted).
2. Chomdee, S. and Kiatsiriroat T., Enhancement of air cooling in staggered array of electronic modules by integrating delta winglet vortex generators, Int. Communications in Heat and Mass Transfer, (submitted).

วารสารระดับชาติ

1. Chomdee, S. and Kiatsiriroat T., Air cooling enhancement in entrance region with delta winglet vortex generators set at the first row of in-line electronic module array, Chiang Mai University J. (submitted).

การประชุมวิชาการระดับนานาชาติ

1. Chomdee, S., Chotivisarut, N. and Kiatsiriroat, T., Effect of chip allocation on convection cooling in printed circuit board, Proc. 9th Tri-University International Joint seminar & symposium 2002, Jiangsu University, China, October 2003, pp.200-203.
2. Chomdee, S. and Kiatsiriroat, T., Parameters affecting on convective heat transfer of chips on electronic circuit board, Proc. 10th Tri-University International Joint seminar & symposium 2003, Mie University, Japan, October 2003, pp.21-24.

การประชุมวิชาการระดับชาติ

1. สุริยนต์ ชมดี, ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ และ อติพงศ์ นันทพันธ์, การศึกษาปัจจัยในการจัดการด้านความร้อนในแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์, Proceedings การประชุมวิชาการ เรื่องการถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน, 24-25 มีนาคม 2546, ลำปาง หน้า 1 – 5
2. nämนต์ โชติวิศรุต, ณัฐ วรยศ และ ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, การพาความร้อนของชุดแท่งจัดรั้วร้อนที่ทำมุม 45 องศาและเรียงตัวในแนวเดียวกัน, การประชุมวิชาการ เรื่องการถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน, 24-25 มีนาคม 2546, ลำปาง หน้า 18 – 24

3. Chomdee, S. and Kiatsiriroat, T., Improvement of electronic air cooling by coating circuit board with high thermal conductivity material, The 4th Seminar on Energy, Heat and mass transfer in Thermal Equipments, Chiang Rai, 2005, pp. 6-12.

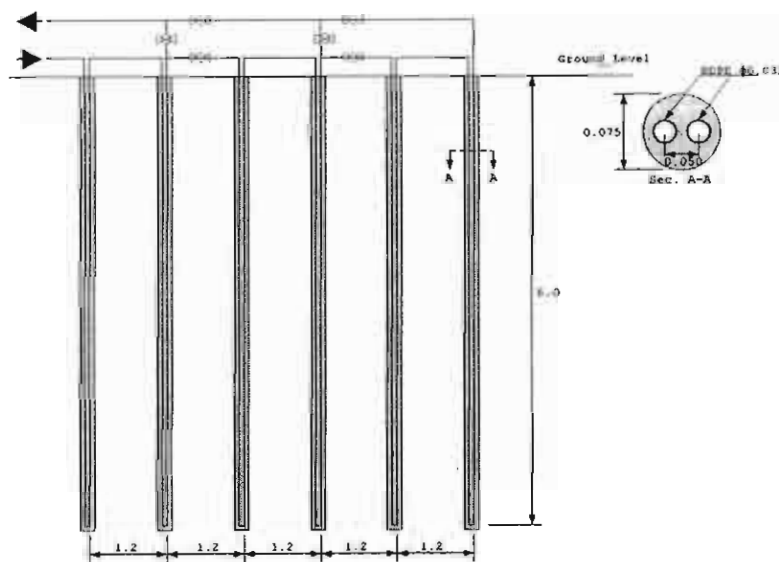
บทที่ 5

การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนลงดิน

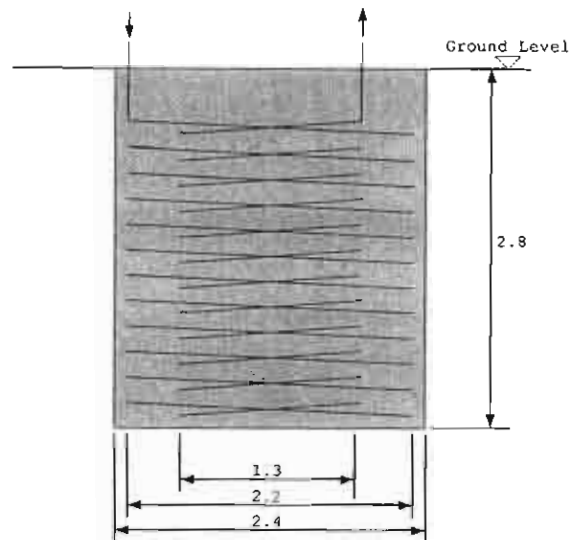
5.1 บทนำ

ดินอาจจัดเป็นแหล่งระบายความร้อน (Heat sink) ได้อีกทางหนึ่ง โดยดินที่ระดับความลึกพอสมควร จะมีอุณหภูมิค่อนข้างคงที่ตลอดปี เช่นที่ระดับความลึก 1-2 เมตร ที่จังหวัดเชียงใหม่ พบว่า อุณหภูมิดินที่ระดับความลึกดังกล่าว มีค่าประมาณ 28°C ตลอดปี ดังนั้นอาจใช้ดินเป็นแหล่งระบายความร้อนของระบบปรับอากาศ ในกรณี que อุณหภูมิอากาศรอบๆ มีอุณหภูมิสูง เช่น มากกว่า 40°C ในฤดูร้อนของจังหวัดเชียงใหม่ อุณหภูมิแหล่งระบายความร้อนยิ่งต่ำ สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบยิ่งสูงขึ้น ในระบบที่มีการระบายความร้อนด้วยอากาศ สมรรถนะของระบบจะขึ้น-ลงตามอุณหภูมิบรรยากาศซึ่งมีการเปลี่ยนแปลง ค่อนข้างมากในแต่ละวัน การใช้พื้นดินเป็นแหล่งดูดซับความร้อนจากระบบปรับอากาศ เป็นอีกทางเลือกหนึ่ง ที่มีศักยภาพที่จะปรับปรุงให้สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบมีเสถียรภาพเพิ่มขึ้น เนื่องจาก อุณหภูมิดินจะมีการแกว่งตัวในแต่ละวันค่อนข้างน้อย โดยทั่วไป อุณหภูมิของพื้นดินจะต่ำกว่าอุณหภูมิของบรรยากาศ ในช่วงเวลากลางวัน ซึ่งจะทำให้ระบบที่มีการระบายความร้อนลงสู่พื้นดินมีศักยภาพที่จะมีสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงกว่าระบบที่มีการระบายความร้อนสู่อากาศอีกด้วย

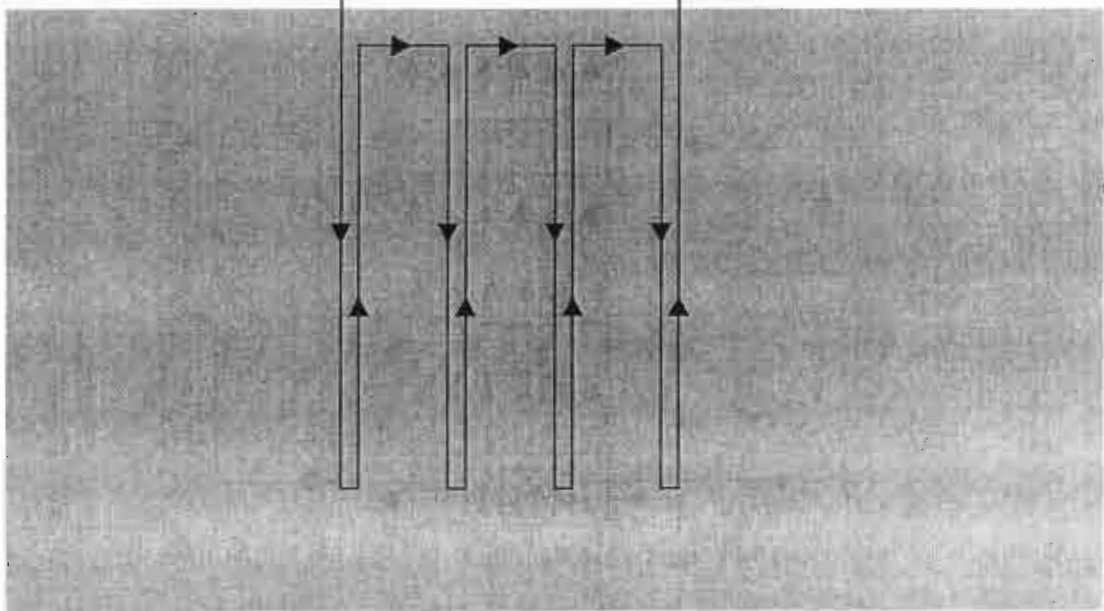
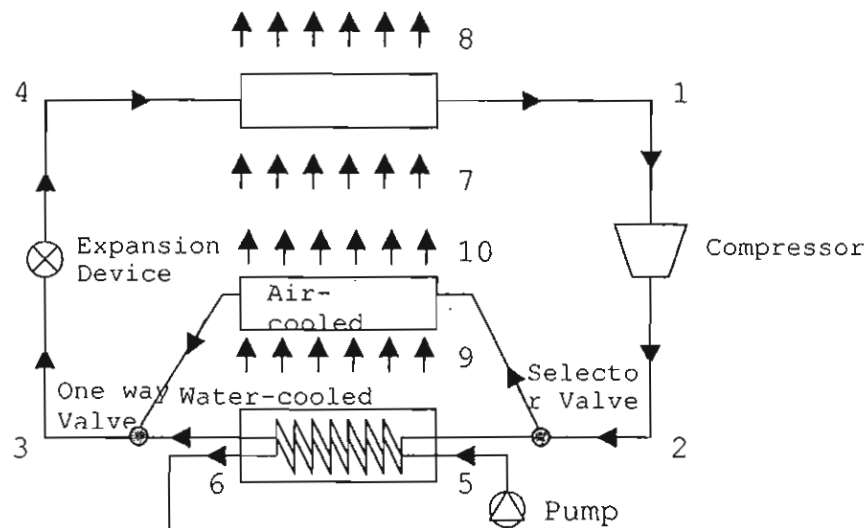
ในงานวิจัยนี้ จะศึกษารูปแบบขดท่อที่ใช้ในการระบายความร้อนลงดิน ในรูปแบบท่อตัวยู และแบบขดท่อ 2 ชั้น ดังแสดงในรูปที่ 5.1 และ 5.2 ตามลำดับ จากนั้นจะหาแนวทางในการระบายความร้อนจากคอนเดนเซอร์ของระบบปรับอากาศ ดังรูปที่ 5.3



รูปที่ 5.1 การระบายความร้อนลงสู่ดินโดยใช้ขดท่อแบบตัวยู

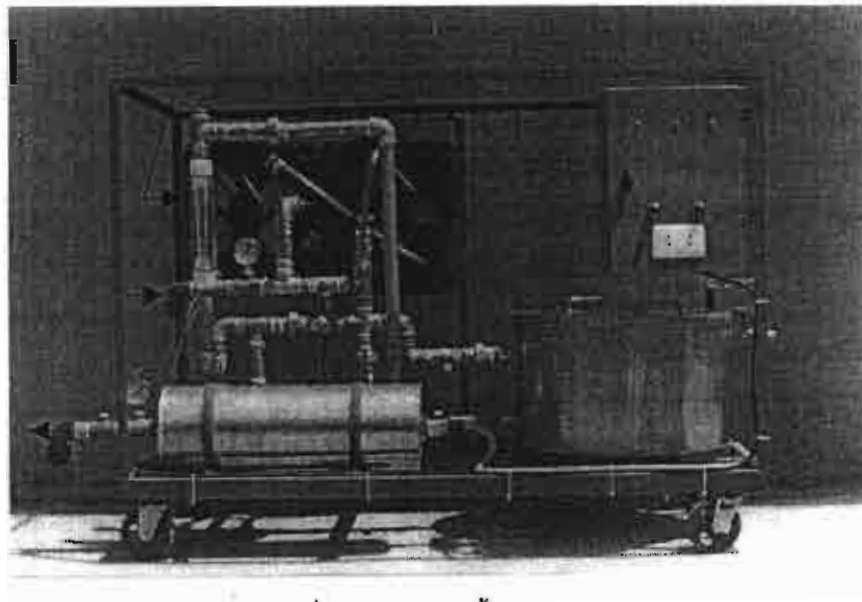


รูปที่ 5.2 รูปแบบอาคาร 2 ชั้น



รูปที่ 5.3 การระบายความร้อนจากคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศสู่ดิน

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินได้ถูกพัฒนาขึ้น และจะเปรียบเทียบกับทดสอบ โดยสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนลงสู่พื้นดิน และความสามารถในการฟื้นตัวของอุณหภูมิดินรอบท่อซึ่งส่งผลต่อ สมรรถนะในวัฏจักรไปจะถูกนำมาศึกษา นอกจากนี้ แบบจำลองของระบบปรับอากาศที่มีการระบายความร้อนลงสู่พื้นดินได้ถูกพัฒนาขึ้นมาเพื่อทำนายศักยภาพของระบบด้วย เมื่อมีการระบายความร้อนลงไปในดิน ภาพชุดทำน้ำร้อนเพื่อทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน แสดงในรูปที่ 5.4

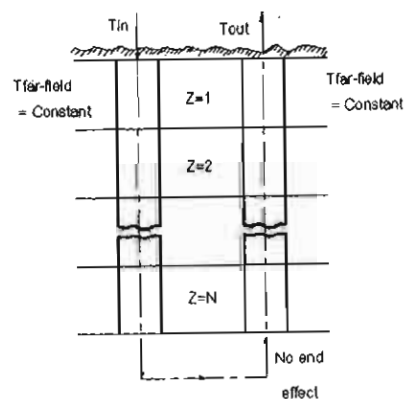


รูปที่ 5.4 ชุดกำเนิดน้ำร้อน

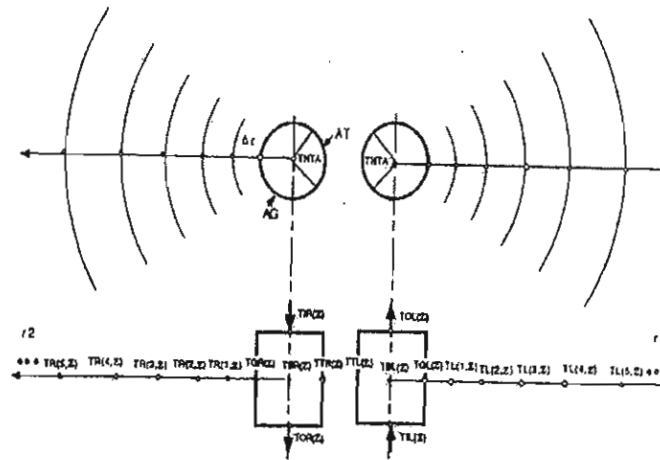
5.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบตรงในแนวดิ่ง

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบตรงในแนวดิ่ง

ในการระบายความร้อนลงดินโดยท่อรูปตัวยูแนวดิ่ง จะกำหนดให้เป็นท่อทรงกระบอก 2 ท่อ ขนานกัน สมมติให้มีการถ่ายเทความร้อนตามแนวรัศมี เพียงเท่านั้น ดังรูปที่ 5.5 และการแบ่งชั้นของท่อในแนวดิ่งจะ แบ่งเป็นชั้น ๆ ขนานกันกับพื้นดิน



รูปที่ 5.5 ระบบโดยการแบ่งชั้นในแนวดิ่ง ที่มา : Lei (1993)



รูปที่ 5.6 การแบ่งชั้นของท่อในแนวนอน ที่มา : Lei (1993)

รูปที่ 5.6 แสดงการแบ่งชั้นในแนวนอน สำหรับชั้นระหว่าง 2 ท่อ (TTR(Z) กับ TTL(Z)) จะใช้ Thermal Short-Circuiting Model ของ Hopkins (1983) ในการหาการถ่ายเทความร้อน

สำหรับท่อจะแบ่งพื้นที่เป็น 2 ส่วน คือ พื้นที่ผิว AG จะแลกเปลี่ยนความร้อนกับดิน และพื้นที่ผิว AT จะแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างท่อ โดยมีมุม THTA เป็นตัวกำหนด

สมมติฐานที่ใช้ในแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

- (1) ไม่มีการถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสี
- (2) พื้นดินและท่อสามารถประชิดกันได้อย่างสมบูรณ์
- (3) เนื่องจากท่อยาวมาก จึงไม่คิดการสูญเสียที่ปลายท่อ (End Effects)
- (4) รูปที่ 5.6 แสดงหน้าตัดด้านใน เพื่อความง่ายจึงสมมติให้ผนังท่อเป็นเนื้อเดียวกับพื้นดิน
- (5) สมมติให้ระยะห่างระหว่างท่อคงที่
- (6) สมมติให้อุณหภูมิของเหลวมี่ค่าคงที่ภายในพื้นที่หน้าตัดท่อ
- (7) สมมติให้อุณหภูมิของดินเป็นค่าเฉลี่ยมีค่าคงที่
- (8) บริเวณที่ห่างจากท่อโดยดินไม่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิเนื่องจากการระบายความร้อนจากท่อ (Far-Field) มีรัศมีมากกว่าหรือเท่ากับ 6 เมตร
- (9) อุณหภูมิดินและน้ำที่สภาวะเริ่มต้นมีค่าคงที่เท่ากับอุณหภูมิที่ Far-Field
- (10) เมื่อให้อัตราการไหลของน้ำในท่อคงที่ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าคงที่ด้วย
- (11) เมื่อไม่มีการไหลของน้ำในท่อ กำหนดให้การถ่ายเทความร้อนระหว่างท่อกับของไหลในท่อมิใช่เพียงการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนตามธรรมชาติเท่านั้น

การถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับดินแบบแนวนอนได้เป็น 3 ส่วน คือ

- การถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อนของพื้นดิน
- การถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อนจากผิวท่อสู่พื้นดิน
- การถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนระหว่างผิวท่อกับของไหลในท่อ

สมการการถ่ายเทความร้อนสำหรับพื้นดินรอบท่อ

สมการทางคณิตศาสตร์ที่ใช้อธิบาย การถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อนบริเวณพื้นดินรอบท่อ โดยวิธีหาสมการอนุพันธ์บางส่วน (Partial Differential Equation) คือ

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T(r,t)}{\partial r} \right) = \frac{1}{\alpha_g} \frac{\partial T(r,t)}{\partial t} \quad \text{เมื่อ } t > 0, \quad r_R \leq r \leq r_\infty \quad (5.1)$$

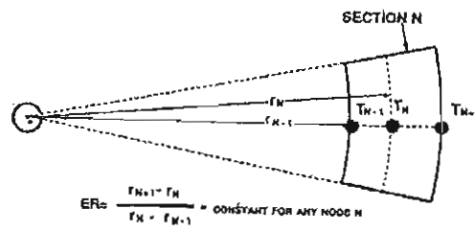
สภาวะขอบเขต (Boundary Condition)

$$T(\infty, t) = T_i (\text{Constant}) \quad T > 0 \quad (5.2)$$

$$-kA \frac{\partial T(r,t)}{\partial r} \bigg|_{r=R} = q = hA(T_m - T_w) \quad T > 0 \quad (5.3)$$

สภาวะเริ่มต้น (Initial Condition)

$$T(r, 0) = T_i (\text{Constant}) \quad r_R \leq r \leq r_\infty \quad (5.4)$$



รูปที่ 5.7 ภาพตัดส่วนหนึ่งของพื้นดิน ที่มา : Lei (1993)

รูปที่ 5.7 แสดงภาพตัดส่วนหนึ่งของพื้นดิน เนื่องจากสมการควบคุมพื้นฐานอยู่ในรูปของสมการเชิงอนุพันธ์ วิธีการแก้ปัญหาโดยใช้หลักการวิธี Finite Difference เพื่อคำนวณหาค่าอุณหภูมิที่เวลาใหม่ (T'_N) โดยการกระจายสมการที่เกี่ยวข้องและใช้ค่าที่เวลาเดิม (t) โดยแบ่งระยะห่างของแต่ละจุด (Δr_g) และขยายระยะ Δr_g เป็นอัตราส่วนคงที่ (ER) จะได้สมการใหม่ที่ใช้คำนวณดังนี้

$$T'_N = \frac{\alpha_g \Delta t}{ER(ER+1)\Delta r_g} \left[\left(\frac{2}{\Delta r_g} + \frac{1}{r_N} \right) T_{N+1} - \left(\frac{2(ER+1)}{\Delta r_g} + \frac{1-ER^2}{r_N} \right) T_N + \left(\frac{2ER}{\Delta r_g} - \frac{ER^2}{r_N} \right) T_{N-1} \right] + T_N \quad (5.5)$$

โดย ER เป็นค่าคงที่มีค่าเท่ากับ $ER = \frac{r_{N+1} - r_N}{r_N - r_{N-1}}$

และ $\left[1 - \frac{\alpha_g \Delta t}{ER(ER+1)\Delta r_g} \left(\frac{2(ER+1)}{\Delta r_g} + \frac{1-ER^2}{r_N} \right) \right] \geq 0$

สมการการถ่ายเทความร้อนสำหรับบริเวณท่อ

สำหรับบริเวณใกล้ท่อ จะใช้วิธี Implicit Finite Difference ในการแก้ปัญหสมการสมดุลพลังงานการถ่ายเทความร้อนของท่อด้านหนึ่ง มีการถ่ายเทความร้อนแบ่งเป็น 3 ส่วน ดังนี้

- การถ่ายเทความร้อนที่บริเวณพื้นที่ผิวท่อ (AG) สูดิน เท่ากับ การถ่ายเทความร้อนจากของไหลในท่อสู่บริเวณพื้นที่ผิวท่อ (AG)
- การถ่ายเทความร้อนที่บริเวณพื้นที่ผิวท่อด้านหนึ่ง (AT) สูดิน เท่ากับ การถ่ายเทความร้อนจากของไหลในท่อสู่บริเวณพื้นที่ผิวท่อ (AT) เท่ากับ การถ่ายเทความร้อนจากของไหลในท่อสู่บริเวณพื้นที่ผิวท่อ (AT)
- การถ่ายเทความร้อนจากของไหลเข้าท่อ เท่ากับ การถ่ายเทความร้อนสู่บริเวณพื้นที่ผิวท่อโดยรอบ

จากสมดุลพลังงานการถ่ายเทความร้อนนี้สามารถใช้กับท่อด้านหนึ่งเนื่องจากเป็นท่อ 2 ท่อที่มีความสมมาตรกัน ทำให้ได้สมการ เพื่อหาค่าอุณหภูมิที่จุด TGR(z), TOR(z), TTR(z), TTL(z), TOL(z) และ TGL(z) โดยมีรายละเอียดเมื่อมีการ ถ่ายเทความร้อนลงไปในดิน(บิ๊มทำงาน) และกรณีที่ยกการป้อนน้ำร้อน เพื่อให้ดินพื้นตัว(บิ๊มหยุดทำงาน)

กรณี บิ๊มทำงาน เพื่อระบายความร้อนลงในดิน

มีน้ำร้อนไหลเข้าท่อ (TIR, TIL) และไหลออกท่อ (TOR, TOL) ที่ชั้นใด ๆ (z) ซึ่งอุณหภูมิที่จุดต่าง ๆ แสดงในรูปที่ 5.7

ท่อทางขวา

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TGR'(z) - 2FoTR'(z) = TGR(z) + 2FoBiT_{mR} \quad (5.6)$$

$$\dot{m} \times Cw \times (TIR'(z) - TOR(z)) = h \times AG \times [T_{mR} - TGR'(z)] + h \times AT \times [T_{mR} - TTR'(z)] \quad (5.7)$$

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TTR'(z) - 2FoTLR'(z) = TTR(z) + 2FoBiT_{mR} \quad (5.8)$$

ท่อทางซ้าย

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TTL'(z) - 2FoTTR'(z) = TTL(z) + 2FoBiT_{mL} \quad (5.9)$$

$$\dot{m} \times Cw \times (TIL'(z) - TOL(z)) = h \times AG \times [T_{mL} - TTL'(z)] + h \times AT \times [T_{mL} - TTL'(z)] \quad (5.10)$$

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TGL'(z) - 2FoTLR'(z) = TGL(z) + 2FoBiT_{mL} \quad (5.11)$$

กรณี บิ๊มหยุดทำงาน เพื่อให้ดินพื้นตัว

เมื่อบิ๊มหยุดทำงานจะไม่มีน้ำไหลเข้าออกท่อที่ชั้นใด ๆ จะใช้ TBR และ TBL แทน TIR, TIL TOR และ TOL

ท่อทางขวา

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TGR'(z) - 2FoTR'(z) = TGR(z) + 2FoBiTBR' \quad (5.12)$$

$$\frac{\rho_w \times C_w \times A_c \times \Delta z}{\Delta t} \times TBR'(z) = h \times AG \times [TBR' - TGR'(z)] + h \times AT \times [TBR' - TTR'(z)] \quad (5.13)$$

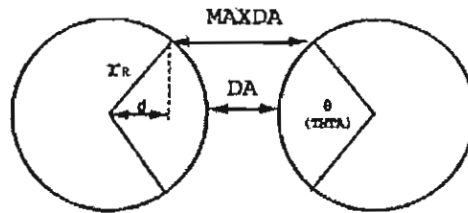
$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TTR'(z) - 2FoTLR'(z) = TTR(z) + 2FoBiTBR' \quad (5.14)$$

ท่อทางซ้าย

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TTL'(z) - 2FoTTR'(z) = TTL(z) + 2FoBiTBL' \quad (5.15)$$

$$\frac{\rho_w \times C_w \times A_c \times \Delta z}{\Delta t} \times TBL'(z) = h \times AG \times [TBL' - TGL'(z)] + h \times AT \times [TBL' - TTL'(z)] \quad (5.16)$$

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TGL'(z) - 2FoTLR'(z) = TLR(z) + 2FoBiTBL' \quad (5.17)$$



รูปที่ 5.8 Equivalent Distance ที่มา : Lei(1993)

แบบจำลอง Thermal Short-Circuiting ของ Hopkins (1983) ถูกนำมาใช้ในการหาการถ่ายเทความร้อนระหว่างท่อ 2 ท่อที่วางใกล้ชิดกัน ดังรูปที่ 5.8 เพื่อหา ระยะเทียบเท่า (Equivalent Distance)

$$\Delta XT = \frac{MAXDA + DA}{2} \quad (5.18)$$

$$MAXDA = 2(r - d) + DA \quad (5.19)$$

$$d = r \cos(\theta/2) \quad (5.20)$$

$$DA = 2 \times b \times C + DT \quad (5.21)$$

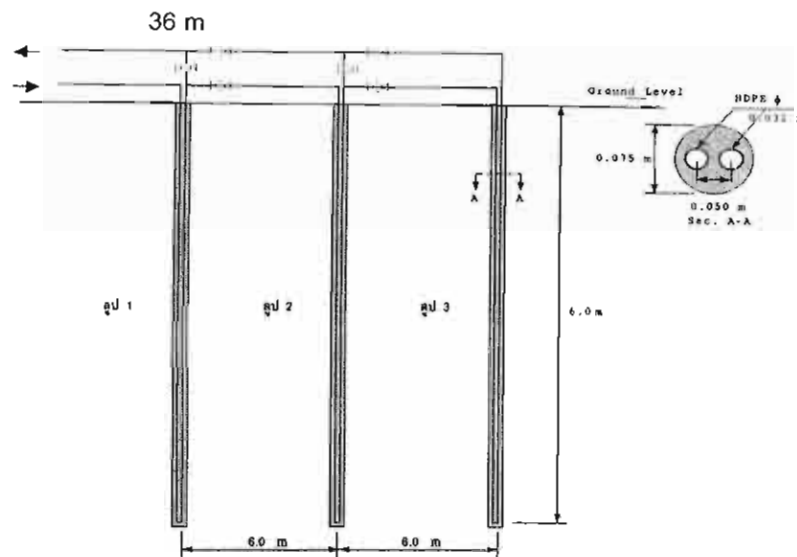
วิธีการทดสอบ

ในการทดสอบมีการกำหนดค่าตัวแปรต่างๆ โดยพิจารณาให้อัตราการไหลของน้ำที่ใช้ในการทดสอบกำหนดให้อยู่ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ช่วงเวลาที่ทำการทดสอบ พิจารณาจากช่วงที่อุณหภูมิดินต่ำกว่าอุณหภูมิอากาศปกติ ตัวแปรที่ในการทดสอบได้แก่

- อัตราการไหลของน้ำ 15 ลิตรต่อนาที
- ระยะเวลาต่อวัน 7 ชั่วโมง
- ช่วงเวลา 9:00 – 16:00 น.
- อุณหภูมิน้ำเข้า 36 38 และ 40 °C

รูปที่ 5.9 แสดงชุดทดสอบ วัสดุเป็นท่อโพลีเอทิลีนความหนาแน่นสูง (HDPE) เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 32 mm มีความหนา 1.9 mm.

ความยาวประสิทธิภาพ



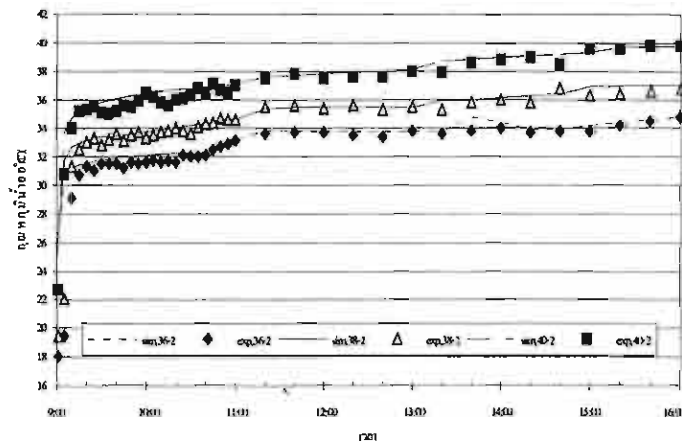
รูปที่ 5.9 ลักษณะการวางท่อในแนวตั้งแบบอนุกรม เพื่อการทดสอบ

- เปิดวาล์วเพื่อให้น้ำหมุนวนใน 2 ลูป (ลูป 1 และลูป 2) ทำน้ำร้อนให้ได้อุณหภูมิ 36 °C เพื่อใช้หมุนเวียนเข้าไปในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบท่อรูปตัวยูแนวตั้ง
- เปิดเครื่องสูบน้ำ เพื่อส่งน้ำร้อนที่ได้เข้าสู่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบท่อรูปตัวยูแนวตั้ง
- ทำการบันทึก อุณหภูมิดินเริ่มต้น อุณหภูมิน้ำเริ่มต้น อุณหภูมิน้ำเข้า และอุณหภูมิน้ำออก ทุก ๆ 1 นาที ใน 1 ชั่วโมงแรก และหลังจากนั้นบันทึกทุก ๆ 10 นาที
- ปรับเปลี่ยนค่าอุณหภูมิน้ำร้อนที่ใช้หมุนเวียนเข้าไปในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบท่อรูปตัวยูแนวตั้ง เป็น 38 และ 40 °C ตามลำดับ แล้วเริ่มทดลองใหม่ตั้งแต่เริ่มต้น
- ปรับเปลี่ยนการเปิดวาล์วให้น้ำหมุนวนใน 3 ลูป (ลูป 1 ลูป 2 และลูป 3) ตามลำดับ แล้วเริ่มทดลองใหม่

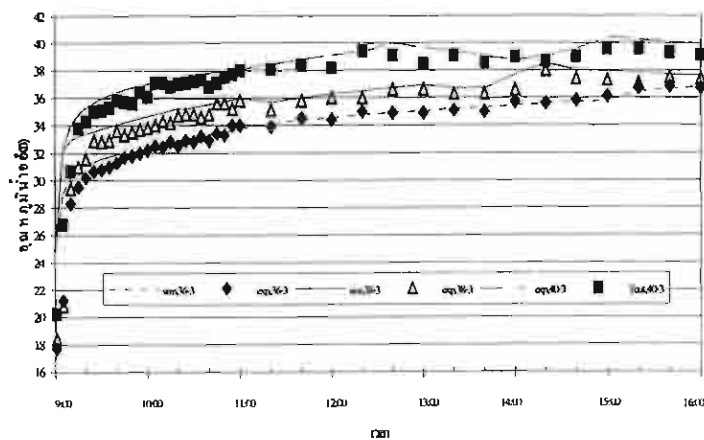
ผลการดำเนินการและวิเคราะห์

รูปที่ 5.10 และ 5.11 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำออกจากชุดแลกเปลี่ยนความร้อนที่เวลาใดๆ เมื่อมีการป้อนน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 36 , 38 และ 40 °C ในช่วงแรก การระบายความร้อนทำได้ดี โดยอุณหภูมิน้ำที่ออก มีค่าต่ำ แต่เมื่อเวลาผ่านไปประมาณ 20 นาที อุณหภูมิดินจะสูงขึ้น เนื่องจากมีการสะสมความร้อน ทำให้อุณหภูมิน้ำที่ออก มีค่าสูง ค่าที่ได้จากการคำนวณด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบท่อ

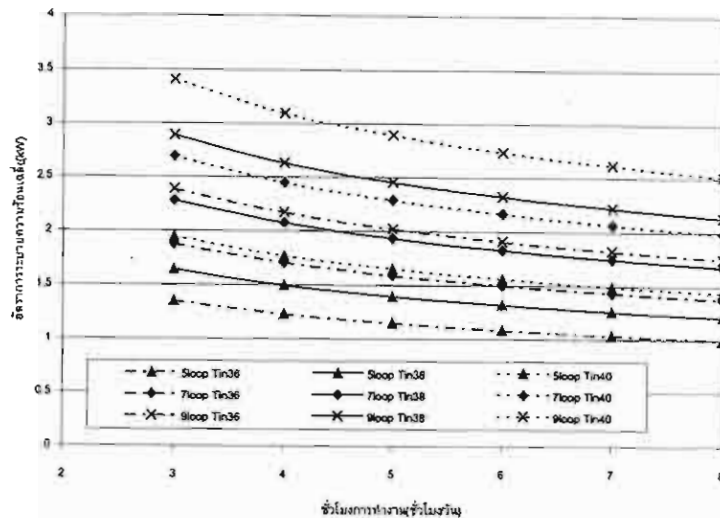
รูปตัวยูแนวตั้ง กับค่าที่ได้จากการทดลอง พบว่าค่าที่ได้จากแบบจำลองมีค่าใกล้เคียงกับการทดลอง โดยค่าที่ได้จากแบบจำลองมีค่าผลต่างจากผลการทดสอบเป็นร้อยละ 3.63, 2.64 และ 1.56 ค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานของค่าผลต่างเป็น 10.59, 8.04 และ 2.09 สำหรับอุณหภูมิน้ำเข้า 36 , 38 และ 40 °C ของท่อ 2 ลูบตามลำดับ และเป็นร้อยละ 3.04, 3.80 และ 2.97 ค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานของค่าผลต่างเป็น 8.42, 7.41 และ 4.74 สำหรับอุณหภูมิน้ำเข้า 36 , 38 และ 40 °C ของท่อ 3 ลูบตามลำดับ



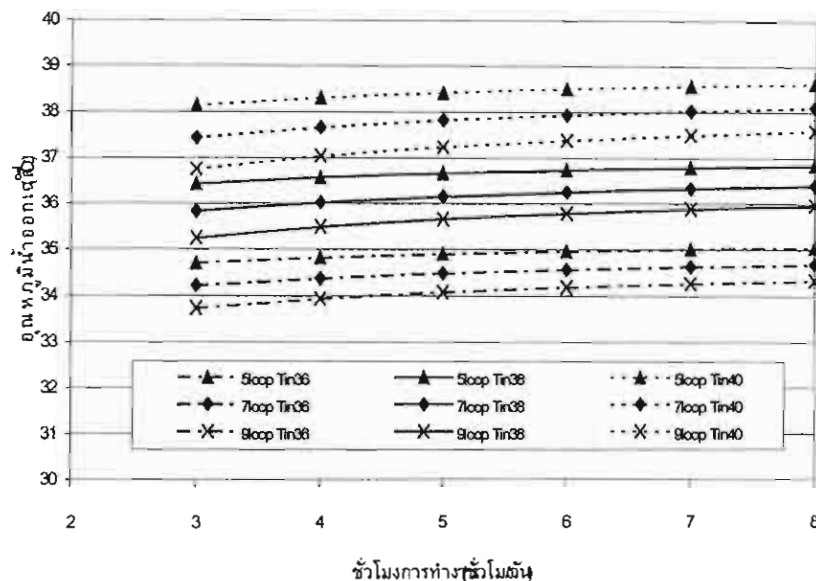
รูปที่ 5.10 การเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิน้ำออกที่เวลาใดๆ ระหว่างค่าที่ได้จากแบบจำลองกับผลการทดสอบของท่อ 2 ลูบ



รูปที่ 5.11 การเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิน้ำออกที่เวลาใดๆ ระหว่างค่าที่ได้จากแบบจำลองกับผลการทดสอบของท่อ 3 ลูบ



รูปที่ 5.12 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการระบายความร้อนเฉลี่ยกับชั่วโมงการทำงานต่อวัน ของท่อ 5, 7 และ 9 ลูปต่อแบบอนุกรม ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 36, 38 และ 40 °C



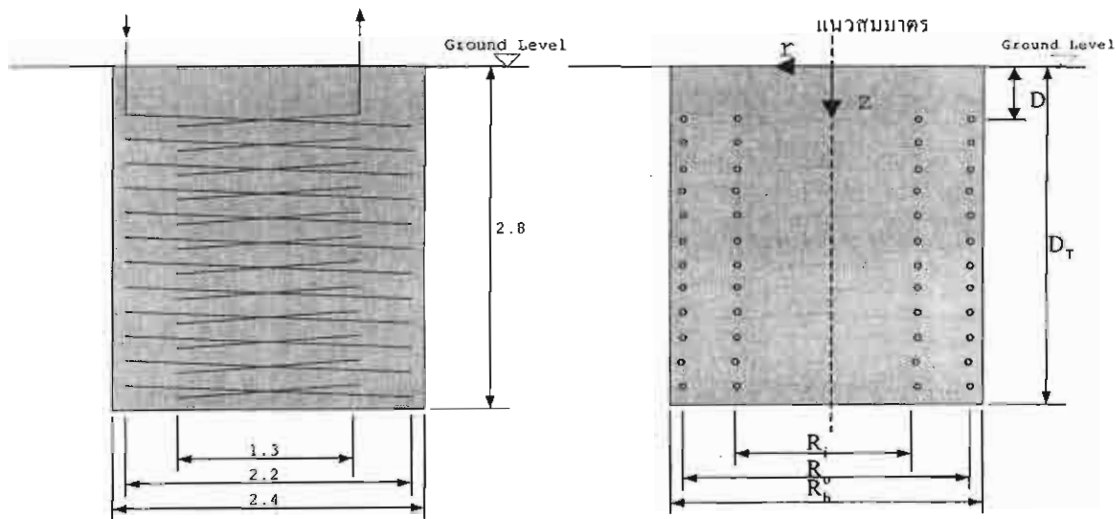
รูปที่ 5.13 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำออกเฉลี่ยกับชั่วโมงการทำงานต่อวัน ของท่อ 5, 7 และ 9 ลูปต่อแบบอนุกรม ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 36, 38 และ 40 °C

จากแบบจำลองเมื่อกำหนดให้อัตราการไหลของน้ำเข้าท่อมี่ค่า 0.25 กิโลกรัมต่อวินาที อุณหภูมิดินโดยเฉลี่ยมีค่า 27 °C โดยท่อฝังลงดินลึก 6 เมตร เชื่อมต่อกันแบบอนุกรม จากรูปที่ 5.12 และ 5.13 อัตราการระบายความร้อนเฉลี่ยจะมีค่าลดลงเมื่อชั่วโมงการทำงานต่อวันเพิ่มขึ้นเนื่องจากแหล่งรับความร้อนคือดินมีอุณหภูมิสูงขึ้นเรื่อยๆ จึงระบายความร้อนได้ลดลง เมื่อจำนวนท่อที่ระบายความร้อนมีมากขึ้นทำให้สามารถระบายความร้อนได้มากขึ้น และเมื่อพิจารณาถึงอุณหภูมิน้ำที่ไหลเข้าท่อพบว่า เมื่ออุณหภูมิน้ำเข้ามีค่าสูงจะมีอัตราการระบายความร้อนเฉลี่ยได้มากกว่าอุณหภูมิน้ำเข้าต่ำกว่า

5.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบขดท่อ 2 ชั้น

แบบจำลองสำหรับขดท่อ 2 ชั้น

รูปที่ 5.14 แสดง ลักษณะของขดท่อ 2 ชั้น โดยในการคำนวณ จะสมมุติให้ ขดท่อ มีลักษณะเป็น วงแหวน 2 วง วางในระดับเดียวกัน



รูปที่ 5.14 แผนภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบขดสองชั้นแนวตั้ง
การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างดินกับน้ำในท่อ

$$hA(T_{f,ave} - T) = kA \frac{\Delta T}{\Delta n} \quad (5.22)$$

$$T_{ave} = \frac{T'_{f,in} + T'_{f,j} - \Delta t}{2} \quad (5.23)$$

เมื่อ n คือ ทิศทางในแนวตั้งฉากกับทิศการเคลื่อนที่ของความร้อน

การนำความร้อนในดิน

สมการควบคุม

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5.24)$$

เงื่อนไขขอบเขต

ที่ $r = r_i$, $z = 0$ และ $z = D_T$

$$T_{ff} = T_A - DT \times \exp \left[-z \sqrt{\frac{\pi}{8766\alpha}} \right] \quad (5.25)$$

$$\times \cos \left[\frac{2\pi}{8766} - \phi - z \sqrt{\frac{\pi}{8766\alpha}} \right]$$

ที่ดินติดกับผนังท่อ

$$T_{c,b} = T_{f,b} = f(t, b) \quad (5.26)$$

โดยที่ $b = 1, 2, 3, \dots, 24$

อุณหภูมิน้ำในท่อ

$$T_{f,b} = f(t, b) \quad (5.27)$$

อัตราการระบายความร้อนออกจากน้ำ

$$Q = mC_p(T_{f,in,b}^t - T_{f,out,b}^t) \quad (5.28)$$

$$T_{f,in,b+1}^{t+\Delta t} = T_{f,out,b}^t \quad (5.29)$$

เงื่อนไขตั้งต้น

ที่ $t = 0$

$$T = T(z) \quad (5.30)$$

$$T_f = T_{f,i} \quad (5.31)$$

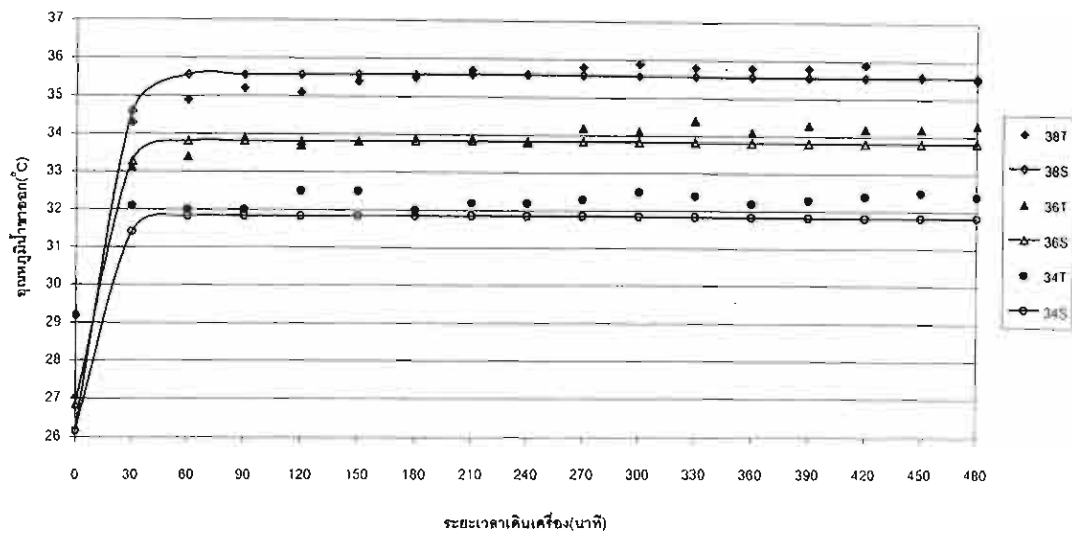
การทดสอบ

การทดสอบดำเนินการคล้ายกับ กรณีที่ท่อวางในแนวตั้ง และท่อเป็นวัสดุชนิดเดียวกัน ลักษณะการวางท่อ เช่นเดียวกับรูปที่ 5.14 จะป้อนน้ำร้อนลงในดินเมื่ออุณหภูมิน้ำขาเข้าเท่ากับ 34, 36 และ 38 °C และบันทึกค่าต่างๆ ระดับความลึกของหลุม 2.8 m เส้นผ่านศูนย์กลางหลุม 2.4 m เส้นผ่านศูนย์กลางของขดท่อวงนอก 2.2 m เส้นผ่านศูนย์กลางของขดท่อวงใน 1.3 m ระยะห่างระหว่างชั้นท่อ 0.3 m ความยาวประสิทธิภาพ 87 m

ผลการศึกษา

จากรูปที่ 5.15 ในช่วง 30 นาทีแรก การระบายความร้อนลงในดินทำได้ดี แต่เมื่อเวลาผ่านไป มีการสะสมความร้อนลงในดิน อุณหภูมิน้ำขาออกจะเพิ่มขึ้น จากการจำลองเทียบกับจากการทดสอบ เมื่ออุณหภูมิน้ำขาเข้าเท่ากับ 34, 36 และ 38 °C อุณหภูมิน้ำขาออกสอดคล้องกันได้ดี

แผนภูมิเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำขาออกจากการทดสอบกับจากการจำลอง



รูปที่ 5.15 อุณหภูมิน้ำขาออก

5.4 การเปรียบเทียบสมรรถนะ และการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ ระหว่างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน กับพื้นดินแบบขดสองชั้นกับแบบแนวตั้ง

ในส่วนนี้จะเป็นการเปรียบเทียบสมรรถนะการระบายความร้อนลงสู่พื้นดิน ของ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินสองชนิด ระหว่าง แบบตรงในแนวตั้งที่มีความลึก 6 เมตร และแบบขดสองชั้นในแนวตั้ง ค่าลงทุนเบื้องต้นในการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน ประกอบด้วย 3 ส่วนหลัก คือ

- ค่าวัสดุ(ท่อ HDPE ,ข้อต่อ และอื่นๆ)
- ค่าขุด
- ค่าติดตั้ง

รายละเอียดค่าลงทุน ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินทั้งสองแบบ แสดงดังตารางที่ 5.1

ตารางที่ 5.1 รายละเอียดค่าลงทุน ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน

	แบบตรงในแนวดิ่ง				แบบขดสองชั้นในแนวดิ่ง			
		หน่วย ละ	จน.หน่วย	เป็น เงิน		หน่วยละ	จน. หน่วย	เป็นเงิน
วัสดุ	ท่อ	1650	100 ม.	1650	ท่อ	1650	100 ม.	1650
	ข้อต่อ U	30	6	180	ข้อต่อ 90°	60	4	240
	ข้อต่อ 90°	15	12	180	เหล็ก ฉาก	120	8	960
ค่าชุด		40	36	1480	0-1.5			500
					1.5-3.0			2500
ค่าติดตั้ง	เดินท่อ	250	2	500	ขุด	250	2	500
	กลบ				กลบ	180	3	540
			รวม	3990				รวม 6930

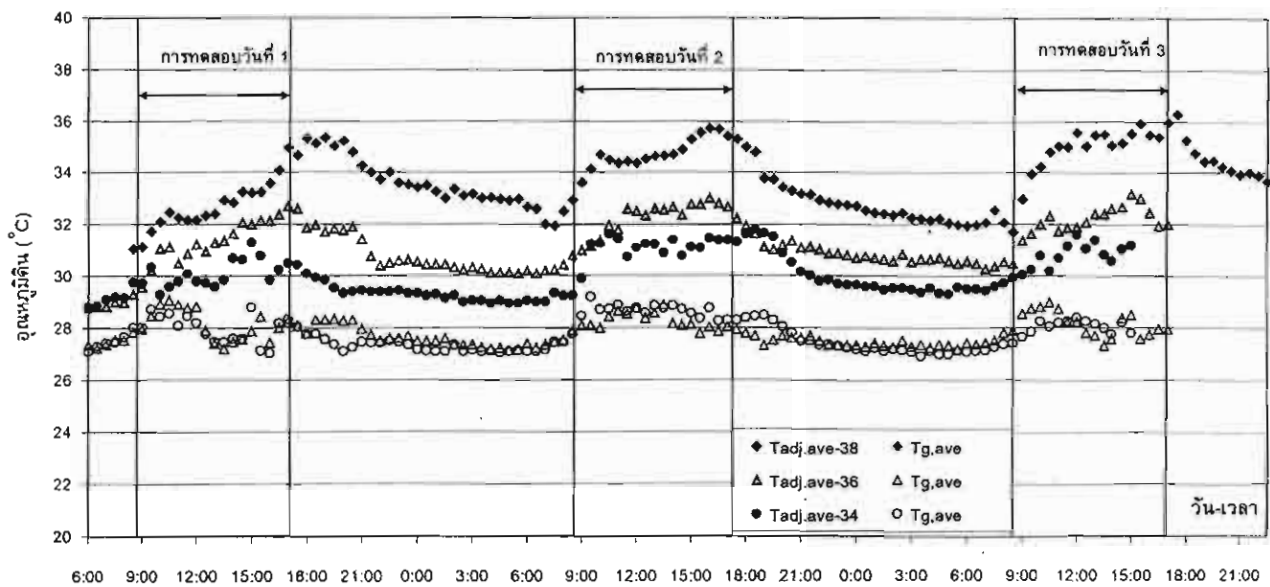
ระบบทั้งสองถูกนำมาทดสอบพร้อมกัน สมรรถนะการระบายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินทั้งสองแบบ แสดงในรูปที่ 5.16-5.18

เมื่อมีการระบายความร้อนลงสู่พื้นดิน อุณหภูมิดินบริเวณเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน จะเพิ่มสูงขึ้นเข้าใกล้อุณหภูมิน้ำขาเข้า เมื่อเวลาเพิ่มขึ้น และเมื่อหยุดระบายความร้อนลงสู่พื้นดิน (หลัง 18.00 น.) อุณหภูมิดินบริเวณเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนฯ ก็จะลดลงสู่เข้าสู่อุณหภูมิดินตั้งต้น ความสามารถในการคืนตัวของอุณหภูมิดินสัมพันธ์กับอุณหภูมิน้ำขาเข้า โดยที่ ยิ่งอุณหภูมิน้ำขาเข้ายิ่งสูง ความสามารถในการคืนตัวของอุณหภูมิดินก็จะยิ่งช้าลง ดังแสดงในรูปที่ 5.16 อุณหภูมิดินบริเวณเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน กรณีที่อุณหภูมิน้ำขาเข้าเท่ากับ 38 °C เมื่อหยุดระบายความร้อนในการทดลองวันที่ 1 แล้ว อุณหภูมิดินฯ จะลดลงแต่จะสูงกว่าอุณหภูมิดินตั้งต้น และส่วนต่างอุณหภูมิดังกล่าวก็จะสูงกว่าอุณหภูมิดิน ในกรณีที่ อุณหภูมิน้ำขาเข้าเท่ากับ 36 และ 34 °C ตามลำดับ

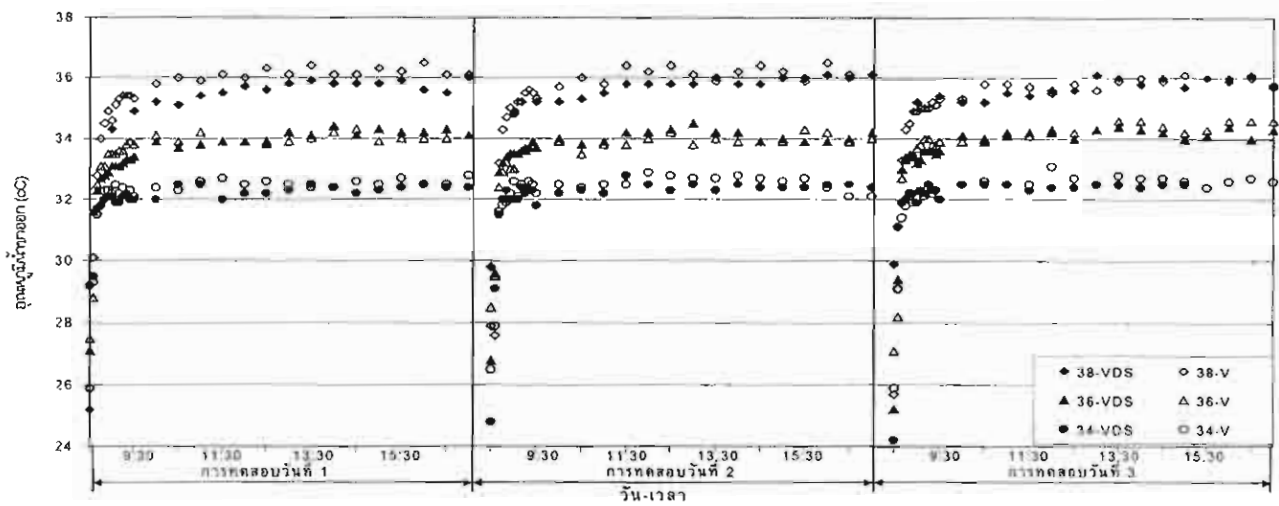
เมื่อป้อนน้ำร้อนลงในดิน มีการระบายความร้อนลงในดิน ทำให้อุณหภูมิน้ำที่ออกจากอุปกรณ์แต่เมื่อเวลาผ่านไป อุณหภูมิดินรอบๆ สูงขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อนลดลง ทำให้อุณหภูมิน้ำออกมีค่าสูงขึ้น ภายใน 1 ชั่วโมงแรกของการระบายความร้อนลงสู่พื้นดินอุณหภูมิน้ำขาออกจะเพิ่มขึ้นและ เข้าใกล้อุณหภูมิค่าหนึ่ง ซึ่งต่ำกว่าอุณหภูมิน้ำขาเข้า โดยน้ำขาออกจะมีอุณหภูมิลดลงประมาณ 2-1.5 °C ลดหลั่นกันลงมา ในกรณีที่อุณหภูมิน้ำขาเข้าเท่ากับ 38, 36 และ 34 °C ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 5.17

สืบเนื่องมาจากผลของอุณหภูมิน้ำขาออก อัตราการระบายความร้อนลงสู่พื้นดินก็ จะลดลงอย่างรวดเร็ว ในช่วง 1 ชั่วโมงแรก แล้วหลังจากนั้น จะลดลงอย่างช้าๆ จนเกือบจะไม่เปลี่ยนแปลง โดยอัตราการระบายความร้อนสัมพันธ์กับอุณหภูมิน้ำขาเข้า โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นแบบตรงในแนวดิ่ง สามารถระบายความร้อนได้เฉลี่ย 2.37, 1.76 และ 1.42 กิโลวัตต์ และแบบขดสองชั้นในแนวดิ่งทำได้เฉลี่ย 2.40, 2.02 และ 1.38 กิโลวัตต์ ในกรณีที่น้ำขาเข้าเท่ากับ 38, 36 และ 34 °C ตามลำดับ ดังตัวอย่างแสดงในรูปที่ 5.18

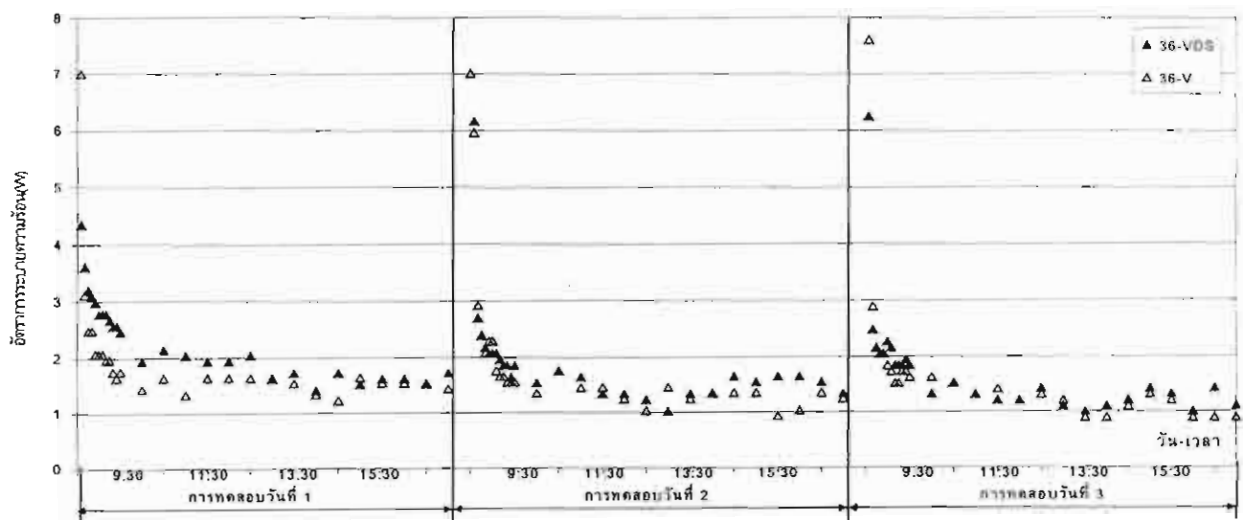
สมรรถนะการระบายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินทั้งสองแบบไม่แตกต่างกันมากนัก ดังนั้นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินในแบบตรงแนวตั้ง น่าจะมีความเหมาะสมมากกว่า เนื่องจากค่าลงทุนติดตั้งต่ำกว่า และการติดตั้งแก้ไขทำได้ง่ายกว่า



รูปที่ 5.16 อุณหภูมิดินบริเวณใกล้ผิวท่อ และอุณหภูมิดินเฉลี่ยที่อยู่ไกลๆ
อุปกรณ์ เมื่อมีการป้อนน้ำร้อนเข้าที่อุณหภูมิ 34 36 และ 38 °C กรณีท่อขด



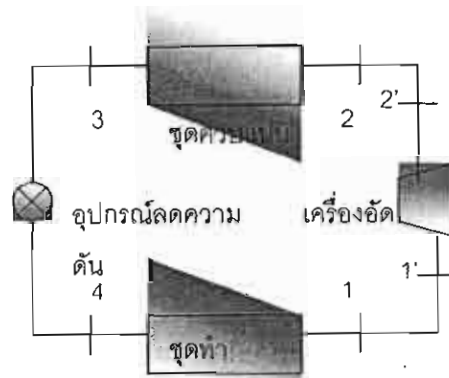
รูปที่ 5.17 อุณหภูมิน้ำที่ออกจากอุปกรณ์ เมื่อมีการป้อนน้ำร้อนเข้า
ที่อุณหภูมิ 34 36 และ 38 °C (VDS-ท่อชุด V-ท่อตั้ง)



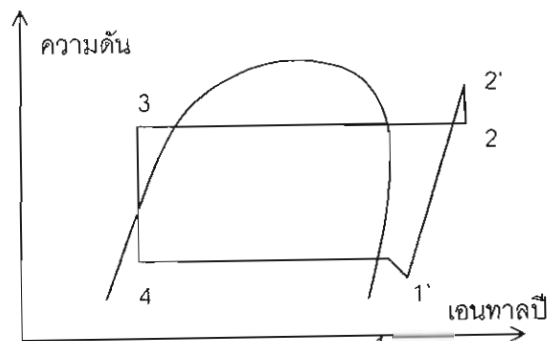
รูปที่ 5.18 อัตราความร้อนที่ระบายลงในดิน เมื่ออุณหภูมิน้ำเข้า 36 °C

5.5.แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

ระบบปรับอากาศที่ใช้กันอยู่อย่างแพร่หลายในปัจจุบัน ส่วนใหญ่อาศัยหลักการทำงานของ วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ ซึ่งประกอบด้วย ส่วนประกอบหลัก 4 ส่วน คือ ชุดทำระเหย, เครื่องอัด, ชุดควบแน่น และ อุปกรณ์ลดความดัน ดังแสดงในรูปที่ 5.19 แผนภาพ ความดันและเอนทัลปีของระบบที่ใช้แสดงได้ดังรูปที่ 5.20



รูปที่ 5.19 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ



รูปที่ 5.20 แผนภาพ ความดัน-เอนทัลปี ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

เครื่องอัด(Compressor)

การอัดไอสารทำความเย็นจากสภาวะ 1' ไป 2' เป็นไปตามกระบวนการโพลีโทรปิก (Polytropic Process) ไม่มีความร้อนถ่ายเทผ่านเครื่องอัด ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิและความดันของสารทำงานแสดงได้ดังสมการ

$$\frac{T_{2'}}{T_{1'}} = \left(\frac{P_{2'}}{P_{1'}} \right)^{\frac{k_s - 1}{k_s}} \quad (5.32)$$

ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (Volumetric efficiency) สามารถหาได้จากสมการ

$$\eta_v = \left[1 + C - C \left(\frac{P_{2'}}{P_{1'}} \right)^{\frac{1}{k_s}} \right] \left[\frac{V_1}{V_{1'}} \right] \quad (5.33)$$

โดย C คือ ตัวประกอบระยะช่องว่างภายในระบบอกสูบ

อัตราไหลของสารทำงาน คำนวณได้จาก

$$\dot{m}_r = \frac{V_{PD} N_{cp} \eta_v}{V_1} \quad (5.34)$$

V_{PD} คือปริมาตรกระบอกสูบ และ N_{cp} คือความเร็วรอบของเครื่องอัด

งานที่เครื่องอัด หาได้จาก

$$W_{cp} = \dot{m}_r (i_2 - i_1) \quad (5.35)$$

i คือ เอลทาลปีของสารทำความเย็น

ชุดควบแน่น (Condenser)

ชุดควบแน่นระบายความร้อนด้วยน้ำ

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านชุดควบแน่นระบายความร้อนด้วยน้ำ สามารถพิจารณาจาก

$$Q_{cd} = \varepsilon_{cd} C_{pw} (T_{cd} - T_{w,i}) \quad (5.36)$$

$$\varepsilon_{cd} = 1 - e^{-NTU_{cd}} \quad (5.37)$$

$$NTU_{cd} = \frac{U_{cd} A_{cd}}{C_{pw}} \quad (5.38)$$

พิจารณาด้านน้ำ การดึงความร้อนออกจากชุดควบแน่นโดยน้ำ สามารถหาได้จาก

$$Q_{cd} = \dot{m}_w C_{pw} (T_{w,o} - T_{w,i}) \quad (5.39)$$

พิจารณาด้านสารทำงาน การดึงความร้อนออกจากชุดควบแน่น สามารถหาได้จาก

$$Q_{cd} = \dot{m}_r (i_2 - i_3) \quad (5.40)$$

อุปกรณ์ลดความดัน (Expansion Valve)

ความดันจากสภาวะ 3 ลดลง สู่สภาวะ 4 โดยค่าเอนทัลปี คงที่ ดังสมการ

$$i_3 = i_4 \quad (5.41)$$

ชุดทำระเหย(Evaporator)

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านชุดทำระเหย สามารถพิจารณาจาก

$$Q_{ev} = \varepsilon_{ev} C_m (T_{a,ei} - T_{ev}) \quad (5.42)$$

$$\varepsilon_{ev} = 1 - e^{-NTU_{ev}} \quad (5.43)$$

$$NTU_{ev} = \frac{U_{ev} A_{ev}}{C_m} \quad (5.44)$$

การทำความเย็นที่ชุดระเหย สามารถหาได้จาก

$$Q_{ev} = \dot{m}_r (i_1 - i_3) \quad (5.45)$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ (Coefficient of Performance: COP)

ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น สามารถคำนวณจาก

$$COP = \frac{Q_{cd}}{W_{cp}} \quad (5.46)$$

5.6 การจำลองการทำงานของระบบปรับอากาศ

การจำลองการทำงานของระบบปรับอากาศ ใช้วิธีการแทนค่าสืบเนื่อง (Successive Substitution) โดยการ สมมติค่าของ 2 ตัวแปร คือ อุณหภูมิของชุดทำระเหย(T_{ev}) และ อัตราส่วนอุณหภูมิก่อนและหลังผ่านเครื่องอัด (T_2/T_1) ในขณะที่ค่าคงที่ ในการจำลองการทำงานแสดงดังตารางที่ 5.2 สารทำงานที่ใช้ในการจำลอง คือ R134a

ตารางที่ 5.2 ตัวแปรคงที่ในการจำลองการทำงานของระบบ

ตัวแปรกำหนดค่า	ค่า
k_n	1.135
C	0.05
V_{PD}	0.0002 m ³
N_{cp}	1270 rpm
$(UA)_{ev}$	250 W/K
$(UA)_{cd}$	350 W/K
$T_{a,ei} / Rh_{ai}$	27 °C/ 0.5
$V_{a,e}$	40 m ³ /min
C_{pa}	1.0035 kJ/kg-K
C_{ps}	1.8723 kJ/kg-K
C_{pw}	4.187 kJ/kg-K