



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

ระบบเก็บรักษาพลังงานแบบดูดซับเป็นระบบที่น่าสนใจทั้งในแง่การทำความเย็น และการเก็บรักษาพลังงานความร้อน ตัวกลางจะเป็นคู่สาร ซึ่งตัวดูดซับจะเป็นของแข็ง และสารทำงานจะเป็นสารที่มีจุดเดือดต่ำ เมื่อได้รับความร้อนสารทำงานจะถูกแยกตัวออก และควบแน่นเก็บอยู่ในอีกถังหนึ่ง โดยถังเดิมจะมีตัวดูดซับเป็นหลัก เมื่อต้องการความร้อนจะให้สารทำงานระเหยและถูกดูดกลับโดยตัวดูดซับ ขณะที่เกิดการดูดซับจะปลดปล่อยความร้อนออกมา และขณะเดียวกันเมื่อสารดูดซับระเหยกลับจะดึงความร้อนจากบริเวณรอบๆ สามารถทำความเย็นได้ ข้อดีของการเก็บรักษาพลังงานของระบบแบบนี้คือ ไม่ต้องห่วงเกี่ยวกับความร้อนสูญเสียในระหว่างที่เก็บรักษาความร้อน 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 และมีรายงานผลการศึกษาก่อนหน้านี้ว่าเทคนิคดังกล่าวจะใช้กำลังไฟฟ้าในการสร้างสนามไฟฟ้าน้อยมาก 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

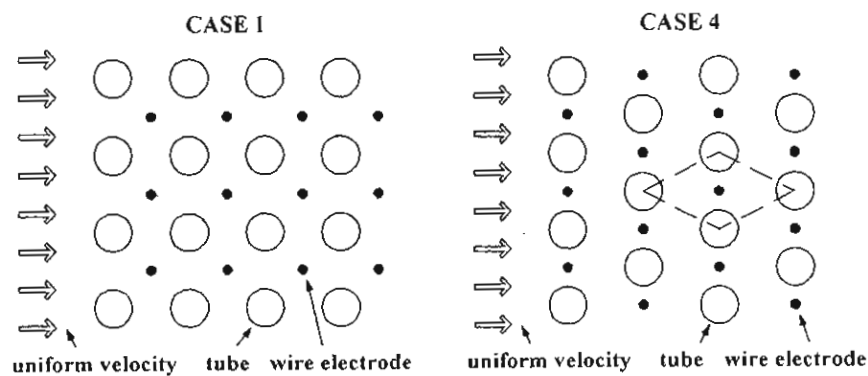
$$\nabla^2 \psi = -\omega. \quad (2.6)$$

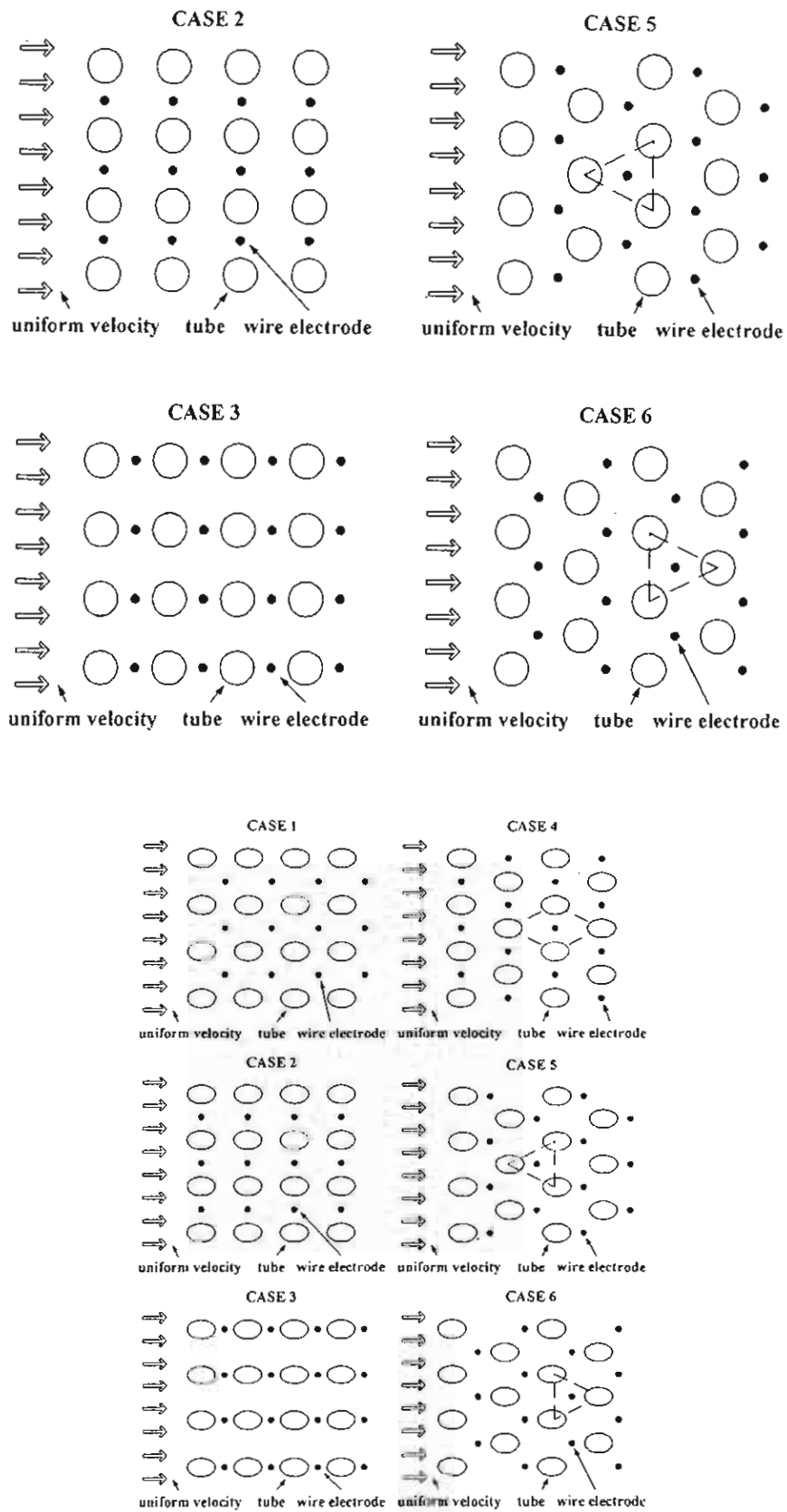
สำหรับ energy equation เมื่อไม่คิด viscous dissipation effect สามารถเขียนในรูป

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

เงื่อนไขขอบเขตขึ้นอยู่กับรูปร่างการไหลของอากาศผ่านผิวแลกเปลี่ยนความร้อน รูปร่างต่างๆ

กรณีการไหลผ่านกลุ่มท่อ ซึ่งเป็นทั้งแบบท่อกลมและท่อวงรี โดยมีลักษณะการวางอิเล็กโทรดในตำแหน่งต่างๆ ดังรูปที่ 2.1





รูปที่ 2.1 การไหลผ่านกลุ่มท่อ

เงื่อนไขขอบเขตจะเป็น

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

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

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

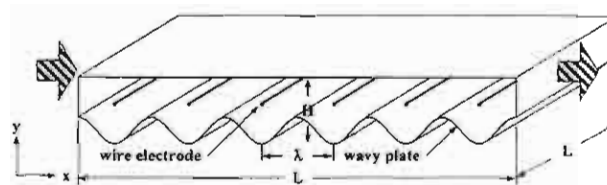
$$y = \frac{S_T}{2}, \quad \omega = 0, \quad \psi = U_i \frac{S_T}{2}, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0, \quad (2.8d)$$

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

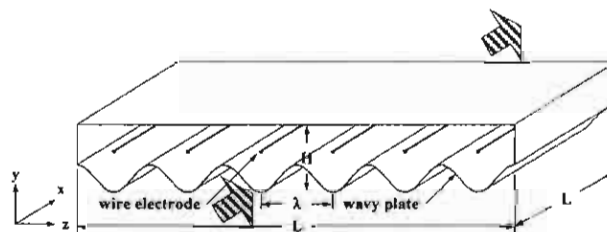
$$\omega = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial n^2}, \quad \psi = \text{constant}, \quad T = T_w. \quad (2.8e)$$

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

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

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

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

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

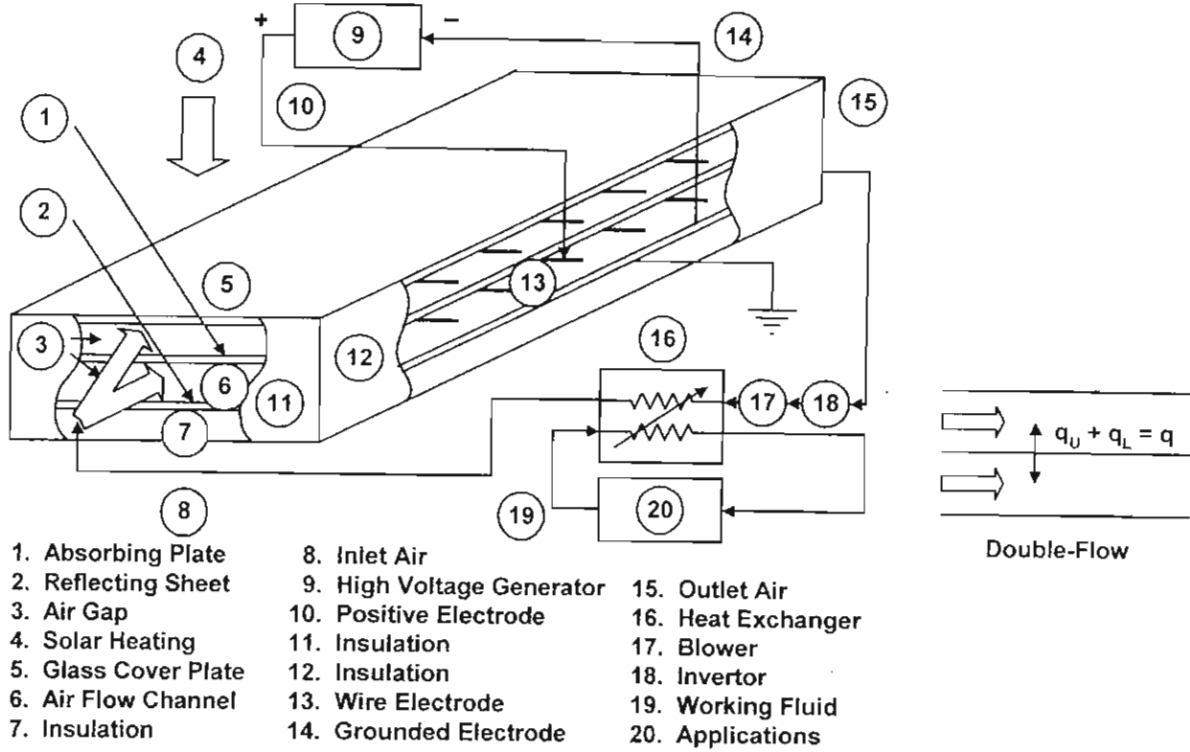
$$y = \frac{H}{5} \left(1 + \cos \frac{2\pi x}{\lambda} \right); V = 0, u = 0, v = 0, \quad (2.8m)$$

$$w = 0, T = T_w$$

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

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

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

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

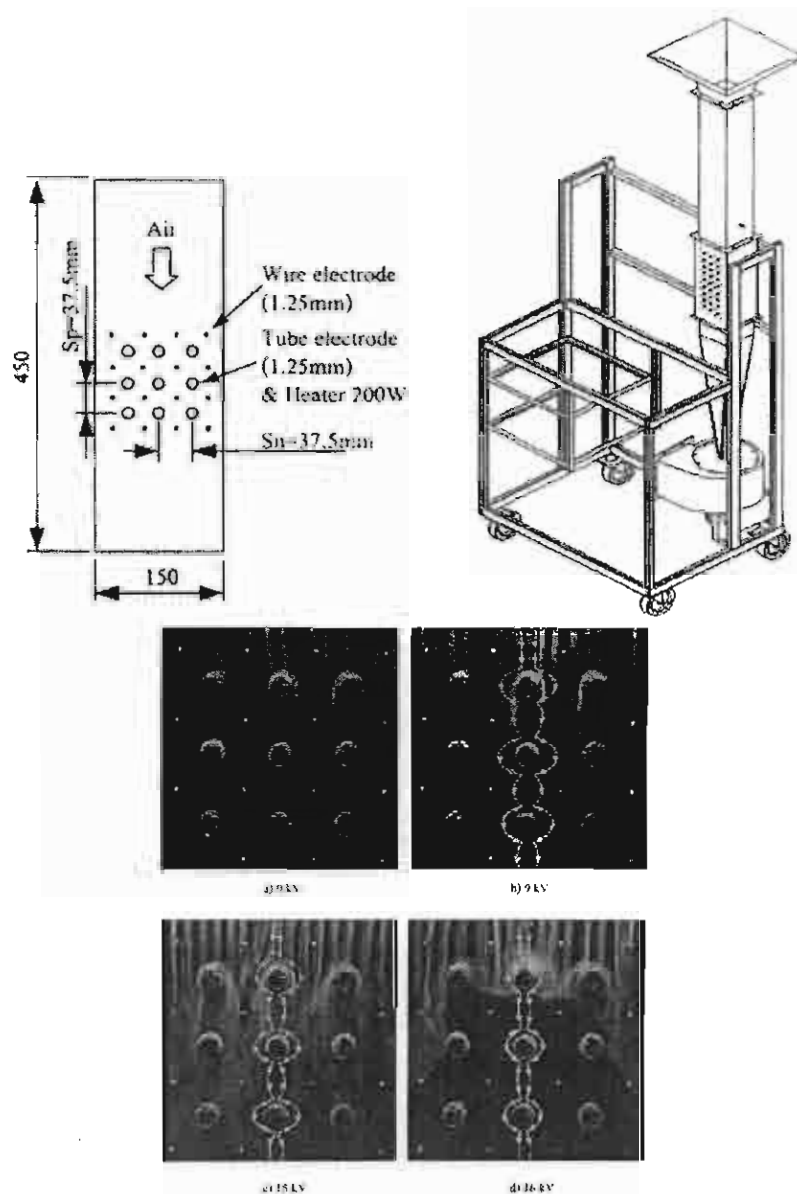
เงื่อนไขขอบเขตสำหรับสมการ (2.13) และ (2.14) จะเป็น

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

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

ค่าที่ได้จากการคำนวณ พบว่าสนามไฟฟ้าสามารถเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนได้ดี โดยเฉพาะที่ความเร็วอากาศน้อยจะถูกนำไปเปรียบเทียบกับผลการทดสอบ ในกรณีการไหลผ่านกลุ่มท่อ และการไหลในตัวทำอากาศร้อนด้วยแสงอาทิตย์ ซึ่งให้ผลใกล้เคียงกัน รายละเอียดสามารถดูจากบทความที่ตีพิมพ์เผยแพร่

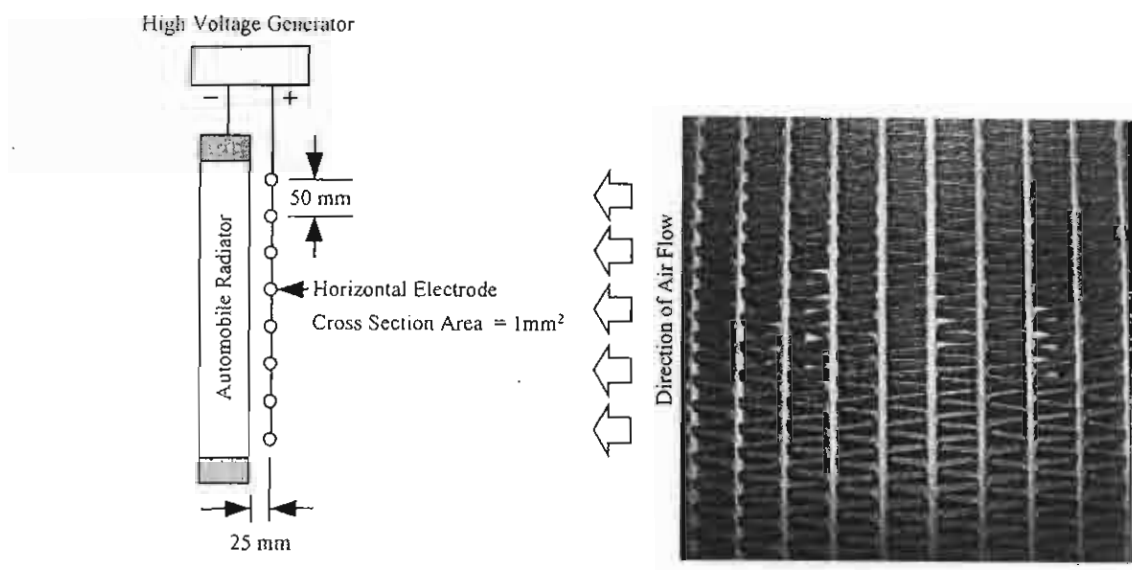
สำหรับการไหลผ่านกลุ่มท่อ ได้มีการศึกษาปรากฏการณ์การไหล โดยฉีดควันเข้าไปในกลุ่มท่อ ดังรูปที่ 2.4



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 เตียรย์สุวรรณ 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 ได้ทำการใช้เทคนิคดังกล่าวรวมกับการใช้ระบบระบายด้วยอากาศในไซโลข้าวเปลือกเพื่อลดขนาดพื้นที่ของท่อความร้อน 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 อุณหภูมิภายในท่อความร้อน 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

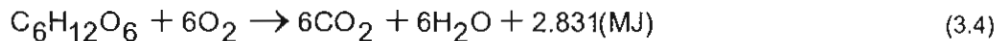
$$h_i = 1.006T_i + W_i(2501 - 1.775T_i) \quad (3.2)$$

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

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

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

$$A = 0.000914$$

$$C = 0.654$$

$$D = 0.03756$$

$$E = 33.61$$

$$t = \text{เวลา, h.}$$

$$T_b = \text{อุณหภูมิข้าวเปลือก, } ^\circ\text{C.}$$

$$M_d = \text{ความชื้นข้าวเปลือก, decimal dry basis.}$$

พิจารณาสมดุลมวลของอากาศขณะที่ระบายอากาศในถังข้าวเปลือก ถ้าสมมุติว่าข้าวเปลือกในถังเก็บไม่คายความชื้นออกมาเนื่องจากระบายอากาศในถังข้าวเปลือกด้วยอากาศแวดล้อมที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิข้าวเปลือกและด้วยอัตราการไหลอากาศต่ำ และสมมุติด้วยว่า ความชื้นจากการหายใจข้าวเปลือกจะถูกพาออกจากข้าวเปลือกด้วยการระบายอากาศทั้งหมด ดังนั้นปริมาณน้ำที่เพิ่มขึ้นในอากาศจะเกิดเนื่องจากน้ำที่เกิดจากการหายใจเท่านั้นสามารถเขียนเป็นสมดุลมวลได้ว่า

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

เมื่อ

$$W_i = \text{อัตราส่วนความชื้นอากาศก่อนเข้าข้าวเปลือก, kg H}_2\text{O/kg air.}$$

$$W_o = \text{อัตราส่วนความชื้นอากาศหลังออกจากข้าวเปลือก, kg H}_2\text{O/kg air.}$$

$$\dot{m}_a = \text{อัตราการไหลอากาศ, kg air /s.}$$

$$\dot{m}_m = \text{ปริมาณน้ำที่เพิ่มขึ้นในอากาศเนื่องจากการหายใจ, kg-H}_2\text{O /s}$$

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

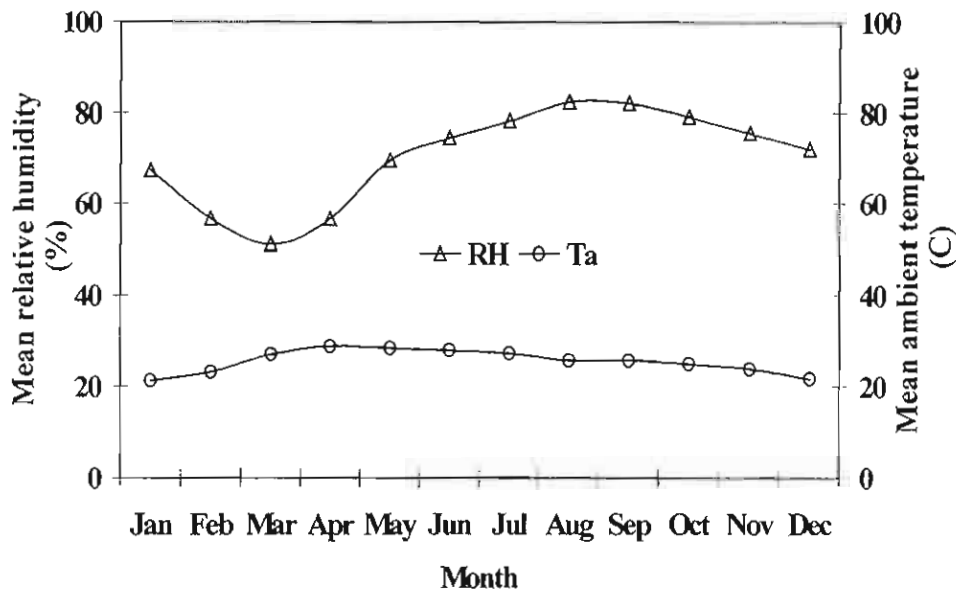
$$\Delta t = \text{ช่วงเวลา, s}$$

$$M_b = \text{มวลของข้าวเปลือก, kg}$$

$$DML = \text{มวลแห้งที่สูญเสีย, เปอร์เซ็นต์}$$

เมื่อ

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



รูปที่ 3.2 ข้อมูลอากาศรายเฉลี่ยรายเดือนจังหวัดเชียงใหม่ ปี 2532-2542

เงื่อนไขการทำงานของระบบ

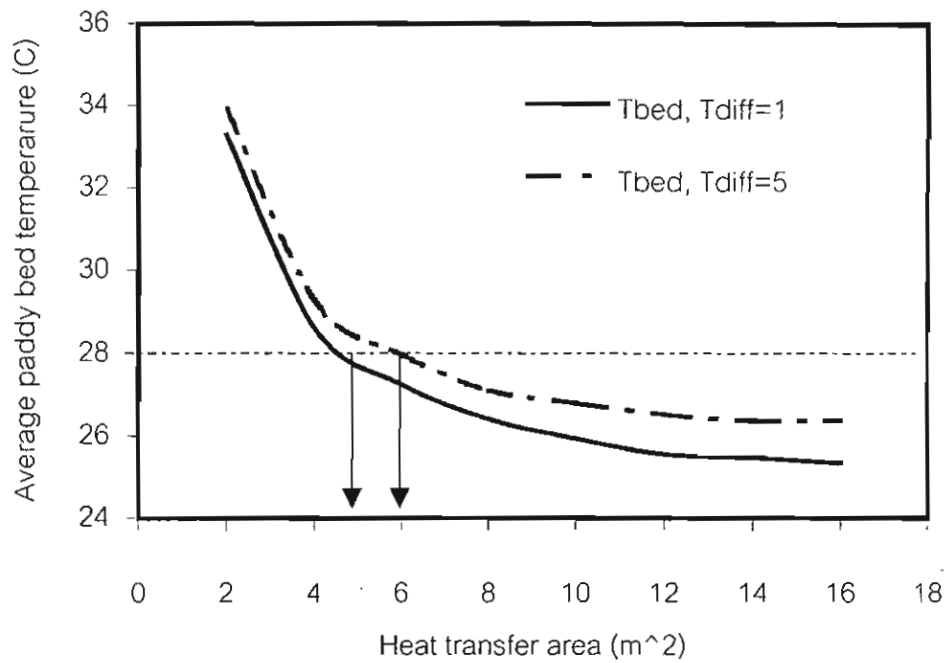
เงื่อนไขสำหรับการจำลองการทำงานโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับทำนายอุณหภูมิข้าวเปลือกทั้งปีเป็นดังนี้

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 $2-16\text{ m}^2$

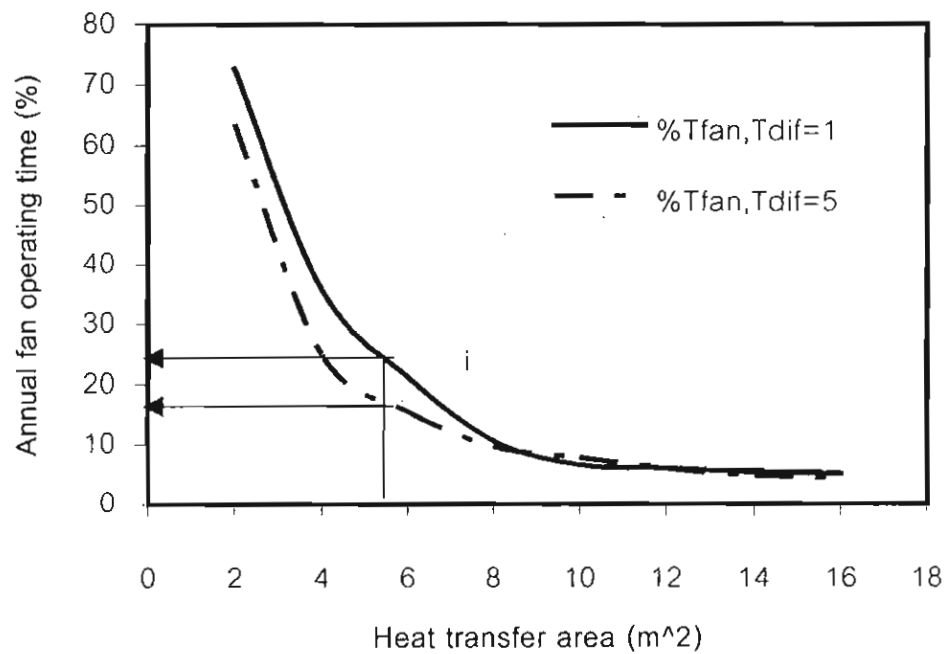
ผลการจำลองด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

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 ดังนั้นพื้นที่อีวาพอเรเตอร์ควรมีค่าตั้งแต่ 6 m^2 ขึ้นไป

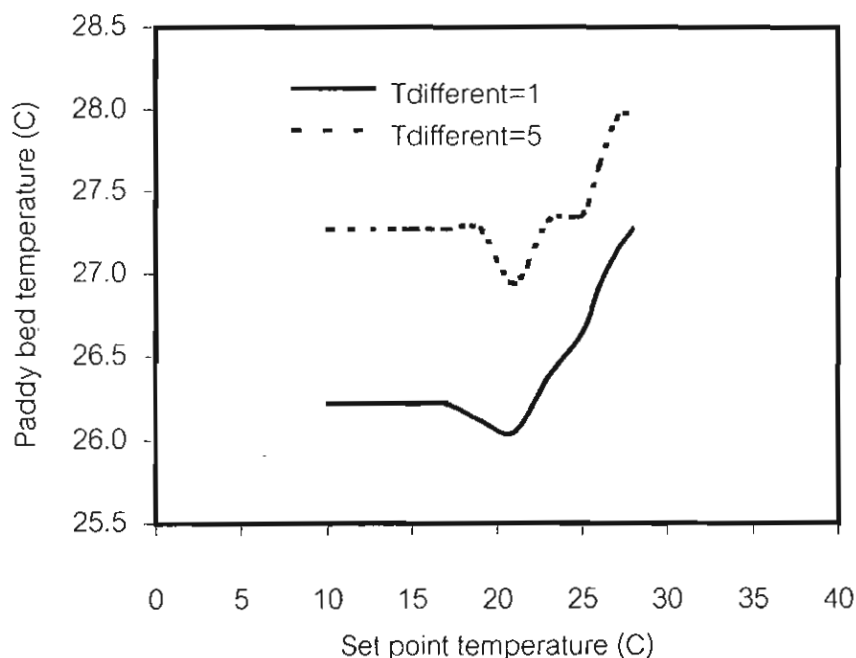


รูปที่ 3.3 อุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกทั้งปีในพื้นที่อีวาพอเรเตอร์ต่าง ๆ

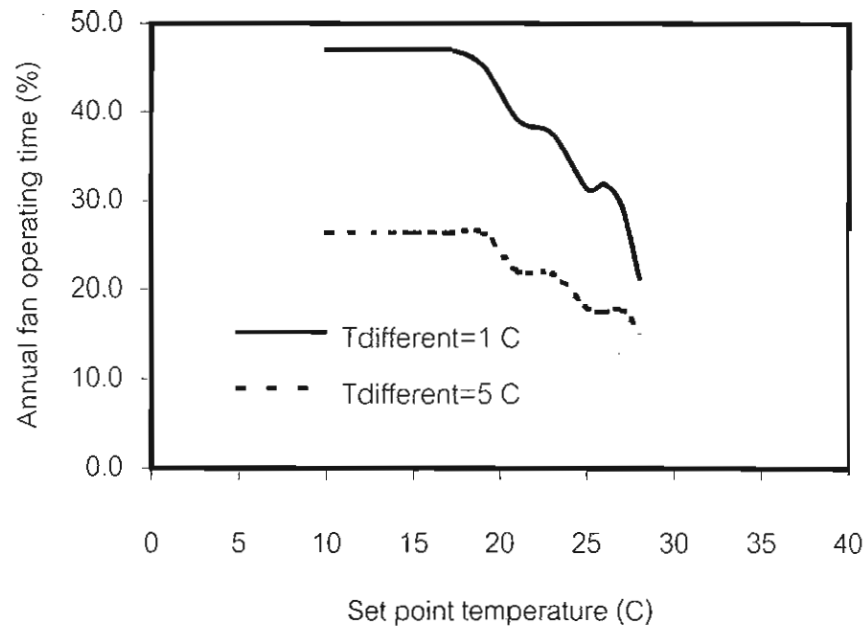


รูปที่ 3.4 เปอร์เซนต์การทำงานของพัดลมที่พื้นที่การถ่ายเทความร้อนต่างๆ

จากการจำลองพบว่าเมื่อใช้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนเท่าเดิมตามที่ได้เลือกคือ 6 m² เมื่อตั้งค่าอุณหภูมิข้าวเปลือกที่ให้พัฒมทำงาน(Set point)สูงกว่า 20 °C และอุณหภูมิอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิข้าวเปลือก 1°C(Tdiff= 1°C) ดังแสดงในรูปที่ 3.5 ซึ่งจะได้อุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกทั้งปีต่ำสุดที่ 26.05 °C ที่ T_{diff} 1 °C โดยมีเปอร์เซ็นต์การทำงานของพัฒม 39.1%/ปี เมื่อพิจารณาที่ T_{diff} 5 °C ค่าเปอร์เซ็นต์การทำงานของพัฒมจะลดลงเหลือ 22.06%/ปี โดยที่อุณหภูมิเฉลี่ยทั้งปียังไม่เกิน 28°C ดังนั้นเงื่อนไขที่เหมาะสมของการทำงานของพัฒมเมื่อต้องการให้ได้อุณหภูมิข้าวเปลือกต่ำสุดคือตั้งอุณหภูมิ Set point 20°C และตั้งค่า T_{diff} 5 °C แต่ถ้าต้องการการให้ชั่วโมงทำงานพัฒมต่ำสุดโดยที่อุณหภูมิไม่เกิน 28 °C คือ คือตั้งอุณหภูมิ Set point 28°C และตั้งค่า T_{diff} 5 °C โดยจะมีค่าชั่วโมงทำงานพัฒม 15.45% ต่อปี ดังรูปที่ 3.6

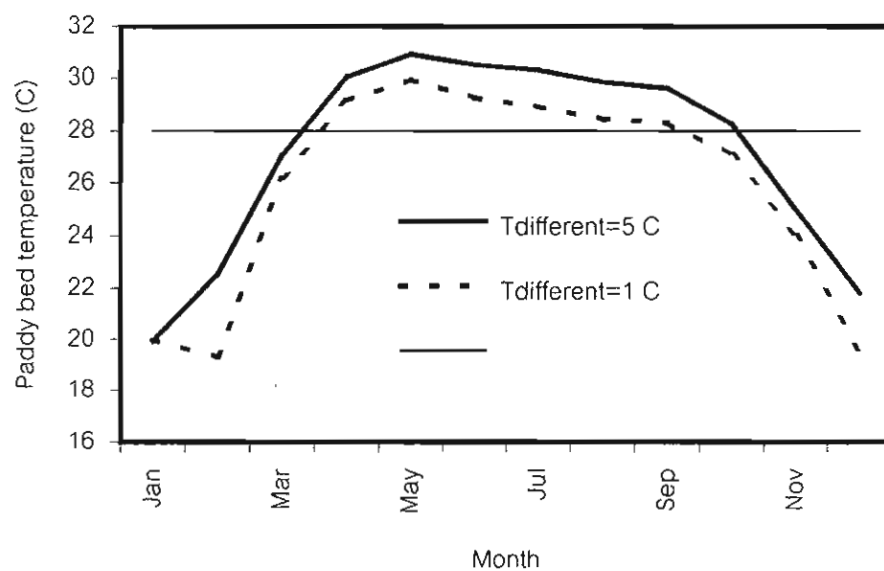


รูปที่ 3.5 อุณหภูมิข้าวเปลือกที่อุณหภูมิ Set point ของพัฒมที่ค่าต่าง ๆ



รูปที่ 3.6 เปอร์เซ็นต์การทำงานพัดลมต่อปีที่อุณหภูมิทำงานพัดลมต่าง 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

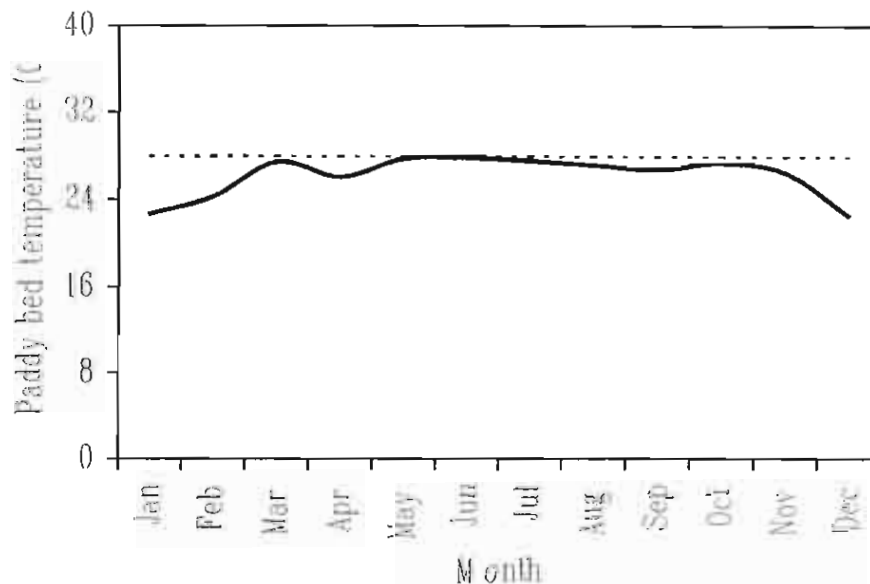
ช่วงเดือน ตุลาคม-มีนาคม ตั้งค่า

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

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

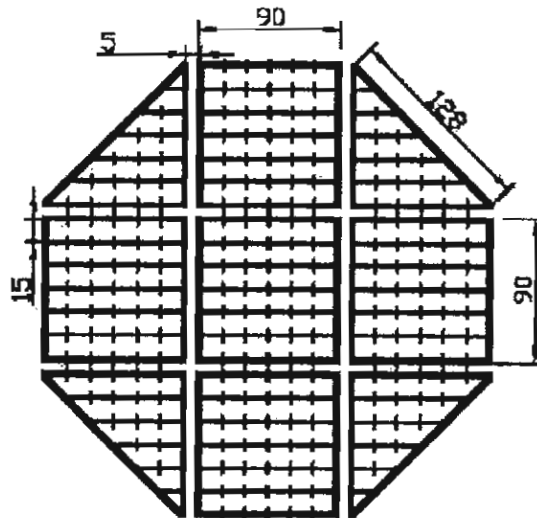
$$P = 53.7V^{1.32} \quad (3.12)$$

เมื่อ V คือความเร็วอากาศ, m³/นาที่

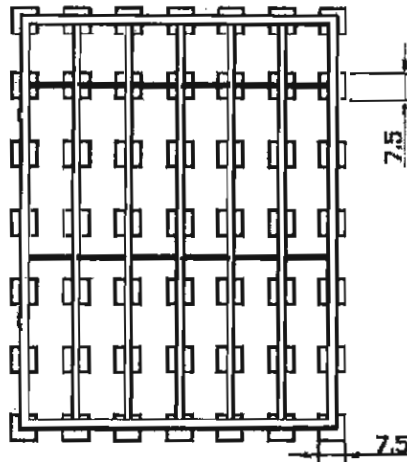
พื้นที่หน้าตัดของไซโลประมาณ 4.5 m² ดังนั้นความเร็วที่ผ่านชั้นข้าวเปลือกประมาณ 0.56 m/นาที่ ซึ่งสามารถประเมินความดันลดได้ประมาณ 25 Pa/m ซึ่งเมื่อประเมินเป็นกำลังของมอเตอร์แล้วมีขนาดน้อยมาก ดังนั้นจึงเลือกขนาดของมอเตอร์เล็กสุดในทางปฏิบัติคือประมาณ 1/4 hp

การออกแบบท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนในไซโลเก็บข้าวเปลือกขนาด 5 ตัน (ส่วนอีวาพอเรเตอร์)

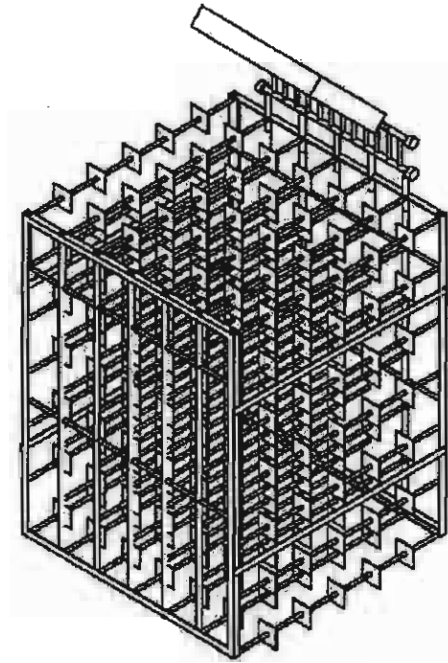
จากข้อมูลเบื้องต้นคือ พื้นที่อีวาพอเรเตอร์ประมาณ 8 m²/ตันข้าวเปลือก ในการแลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับ 5 ตันข้าวเปลือก ในส่วนของอีวาพอเรเตอร์จะเป็น 40 m² ซึ่งสามารถนำค่าพื้นที่ไปคำนวณหาจำนวนท่อทองแดงที่ใช้ ซึ่งจากการคำนวณจะใช้ท่อความร้อนจำนวน 9 ชุด จัดวางตัวดังรูปที่ 3.9 ซึ่งท่อทองแดงที่ใช้จะติดครีบลึกเพื่อเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนดังแสดงในรูปที่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



รูปที่ 3.9 การจัดวางท่อความร้อนส่วนอีวาพอเรเตอร์ในไซโลขนาด 5 ตัน



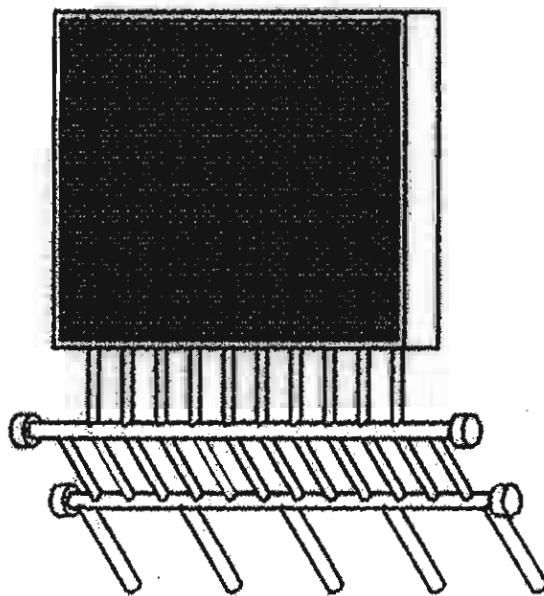
รูปที่ 3.10 การติดตั้งระบบท่อความร้อน



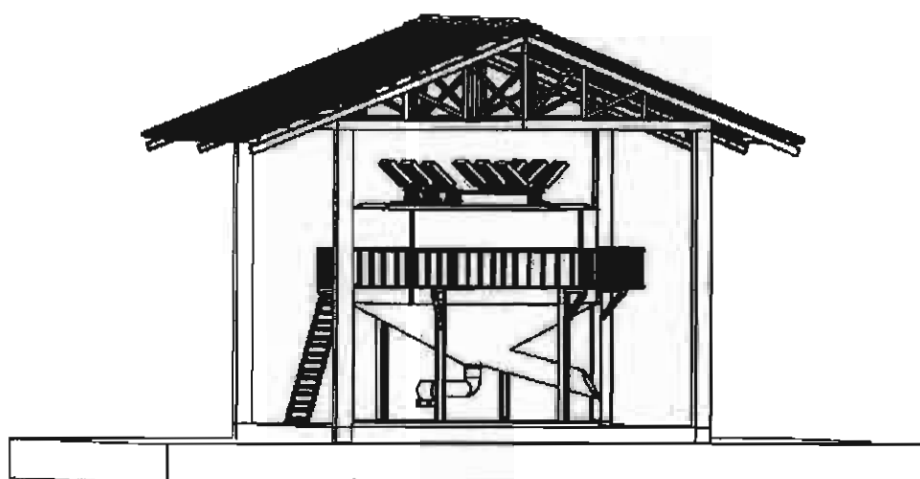
รูปที่ 3.11 ท่อความร้อน 1 ชุด

(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	ทองสุขารัตน์	มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
แบบที่ 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

ผลการจำลองสมรรถนะของระบบระบายอากาศร่วมกับท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนในไซโลเก็บข้าวเปลือกขนาด 5 ตัน

การเลือกเงื่อนไขการทำงานของพัดลมควรจะพิจารณาควบคู่ทั้งที่อุณหภูมิข้าวเปลือกและชั่วโมงการทำงานของพัดลมต่อปี ดังนั้นแนวทางที่เป็นไปได้คือการเลือกเงื่อนไขการทำงานของพัดลมตามฤดูกาล ซึ่งจากการจำลองพบว่า เงื่อนไขที่ใช้งานคือ

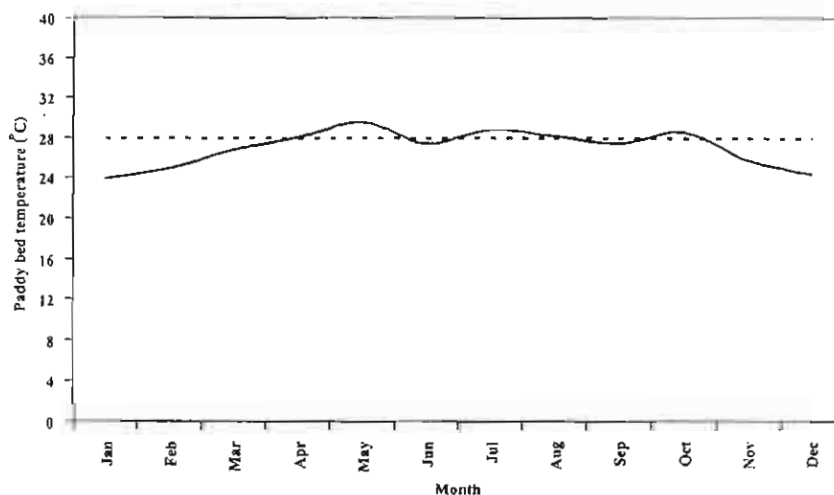
1. ช่วงเดือน ตุลาคม-มีนาคม (6 เดือน) ซึ่งเป็นช่วงฤดูหนาวที่อุณหภูมิแวดล้อมมีค่าต่ำ เลือกเงื่อนไขการทำงานของพัดลมที่สามารถทำให้ชั่วโมงการทำงานของพัดลมต่ำ ดังนี้

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

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)

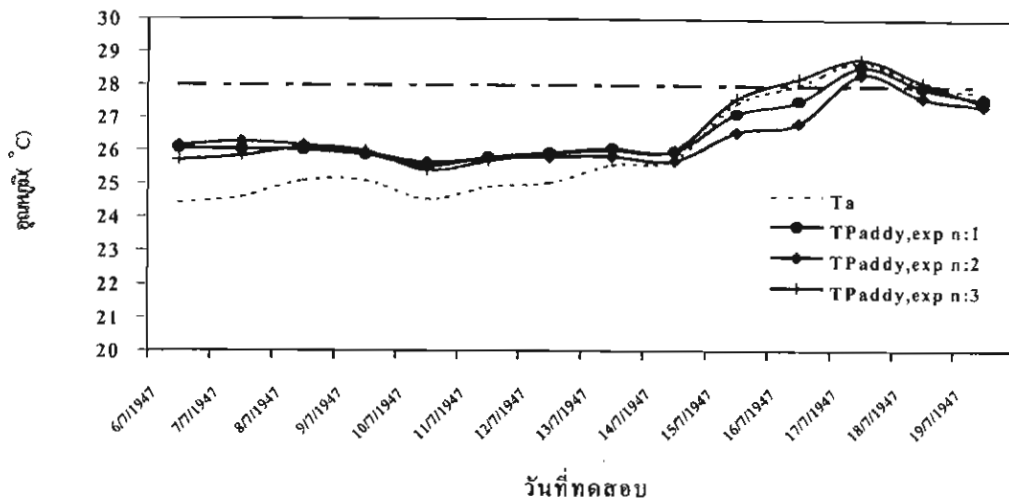


รูปที่ 3.15 อุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกทั้งปีจากแบบจำลอง(ข้อมูลอากาศเชียงใหม่ปี 2546)

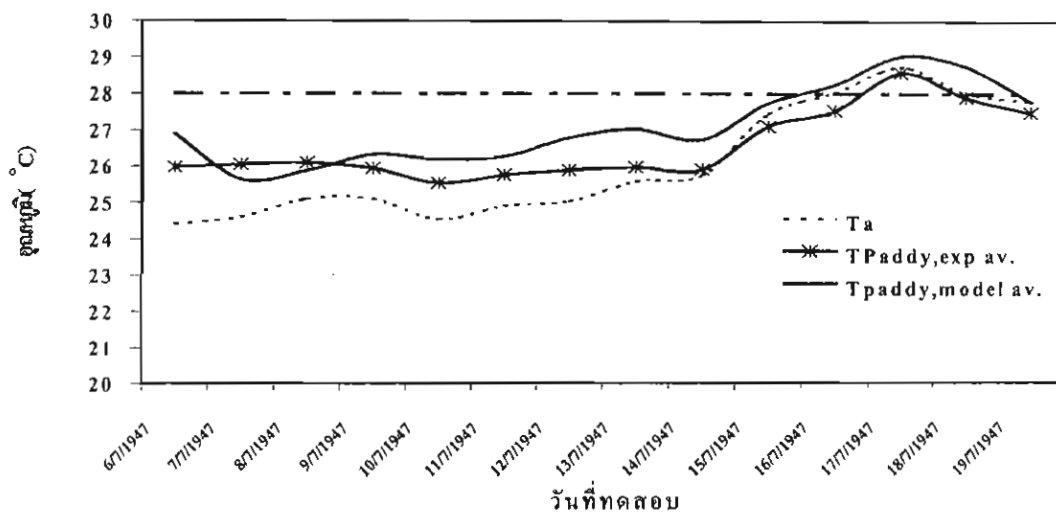
ผลการทดสอบระบบระบายอากาศร่วมกับท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนในไซโลเก็บข้าวเปลือกขนาด 5 ตัน

จากการทดสอบเงื่อนไขการทำงานของพัดลม ตามเงื่อนไขที่เหมาะสมสำหรับไซโลขนาด 5 ตัน โดยตั้งค่า $T_s = 28\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $T_d = 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ โดยทำการทดสอบเป็นระยะเวลา 2 สัปดาห์ พบว่า สามารถควบคุมอุณหภูมิของข้าวเปลือก ให้มีอุณหภูมิเฉลี่ยประมาณ $26.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ และมีการกระจายอุณหภูมิในไซโลของข้าวเปลือกในแต่ละชั้นใกล้เคียงกัน 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 เปอร์เซนต์ต้นข้าวของไซโลที่ทดสอบก่อนข้างคงที่เทียบข้าวเปลือกที่เก็บในถังฉางของเกษตรกรที่ไม่มีการระบายอากาศซึ่งมีค่าลดลง และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างชั้น พบว่าเปอร์เซนต์ต้นข้าวไม่มีความแตกต่างกัน

ตารางที่ 3.2 คุณภาพข้าวเปลือกระหว่างไซโลทดสอบและถังฉางเกษตรกร

ดัชนี	ไซโลทดสอบ	ถังฉางเกษตรกร
เปอร์เซนต์ต้นข้าวเริ่มต้น	55.9%	55.6%
เปอร์เซนต์ต้นข้าวหลังทดสอบ 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

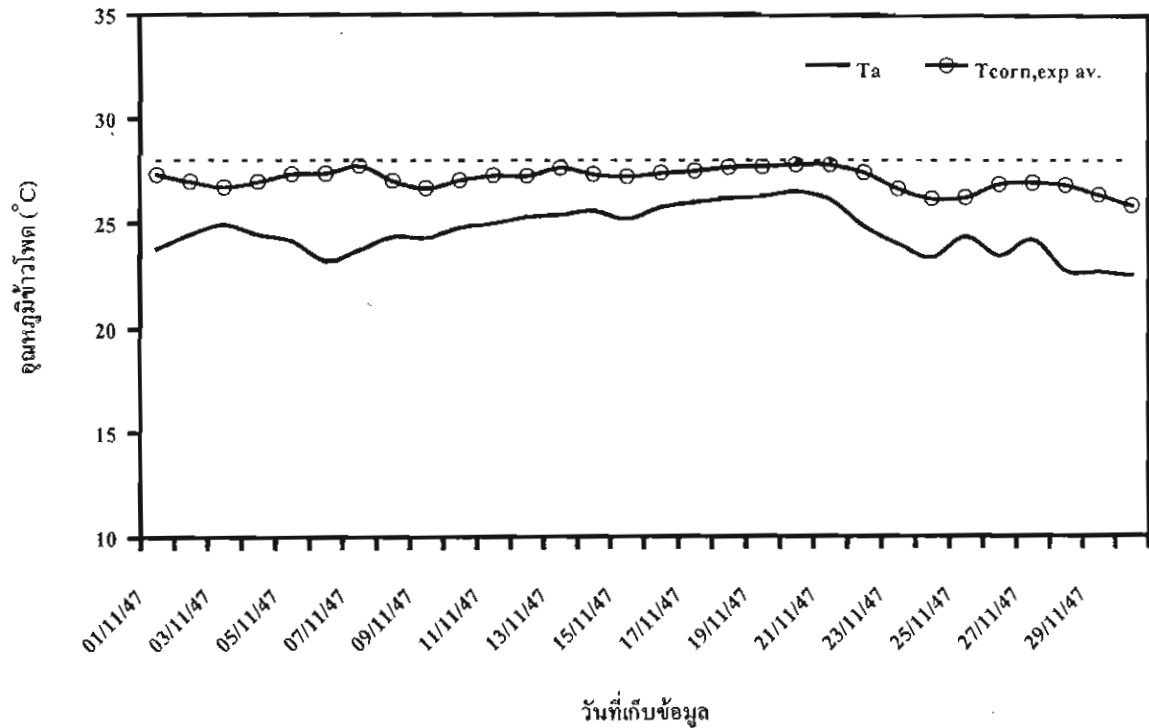
งานวิจัยนี้ยังได้นำไซโลข้าวเปลือกขนาด 5 ตัน ในหัวข้อที่แล้ว มาใช้เก็บเก็บรักษาเมล็ดข้าวโพด (เมล็ดข้าวโพดอาหารสัตว์) โดยพิจารณาใช้เงื่อนไขการทำงานของพัดลมระบายอากาศเหมือนกับการทดสอบเก็บรักษาข้าวเปลือกคือ

ช่วงเดือน ตุลาคม-มีนาคม (6 เดือน) ซึ่งเป็นช่วงฤดูหนาวที่อุณหภูมิแวดล้อมมีค่าต่ำ เลือกเงื่อนไขการทำงานของพัดลมที่สามารถทำให้ชั่วโมงการทำงานของพัดลมต่ำ ดังนี้

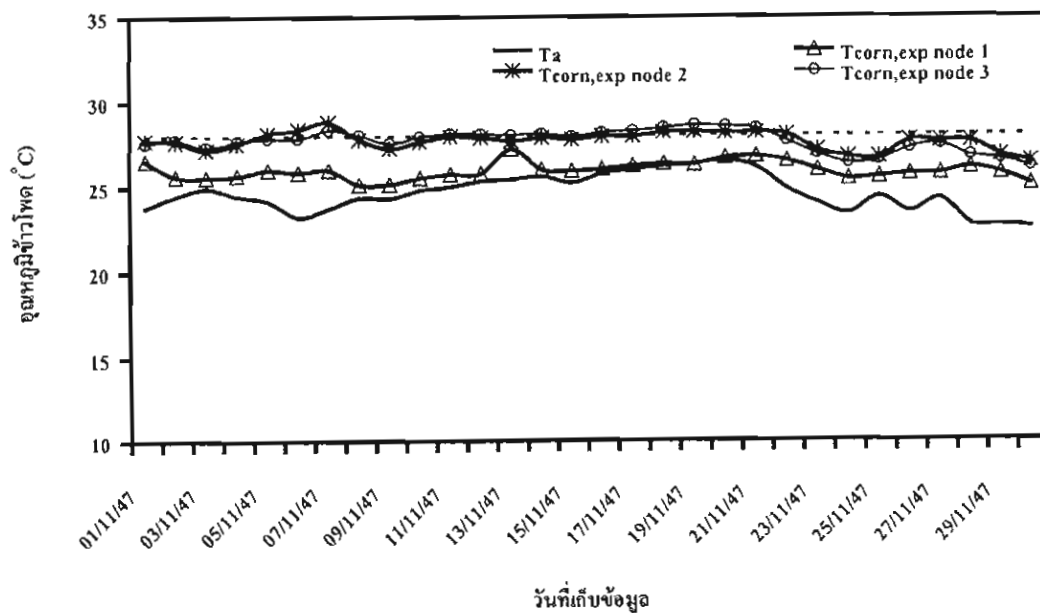
$$T_s = 28^\circ\text{C} \text{ และ } T_d = 5^\circ\text{C}$$

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

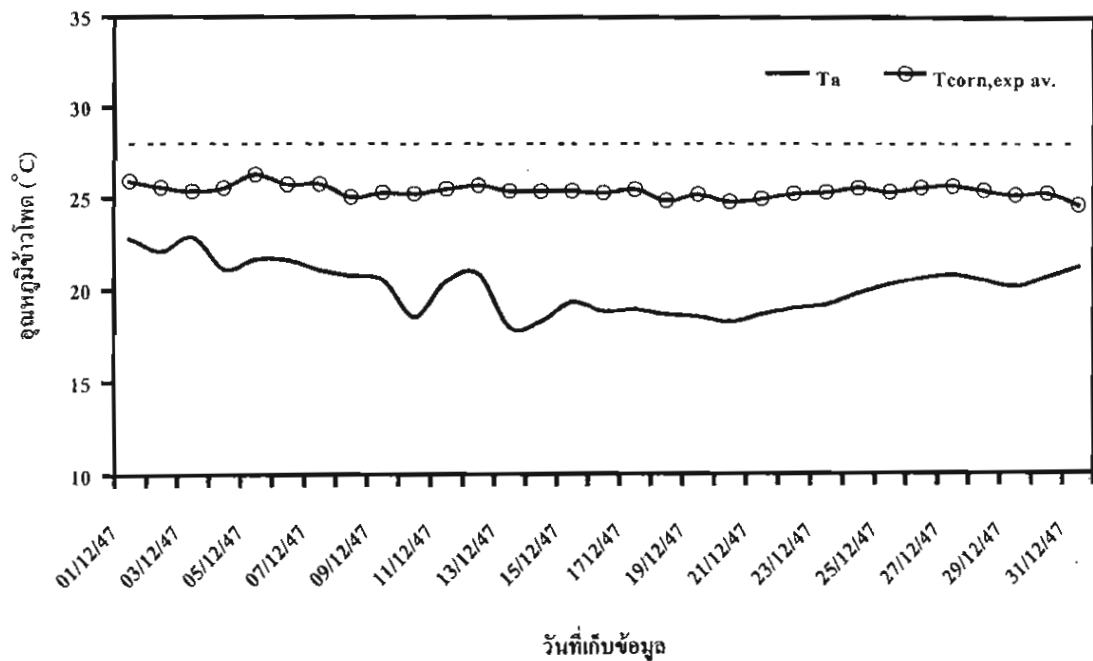


รูปที่ 3.18 อุณหภูมิข้าวโพดเฉลี่ยในแต่ละวัน เมื่อเก็บไว้ 1 เดือน($T_s = 28^{\circ}C$ และ $T_d = 5^{\circ}C$)

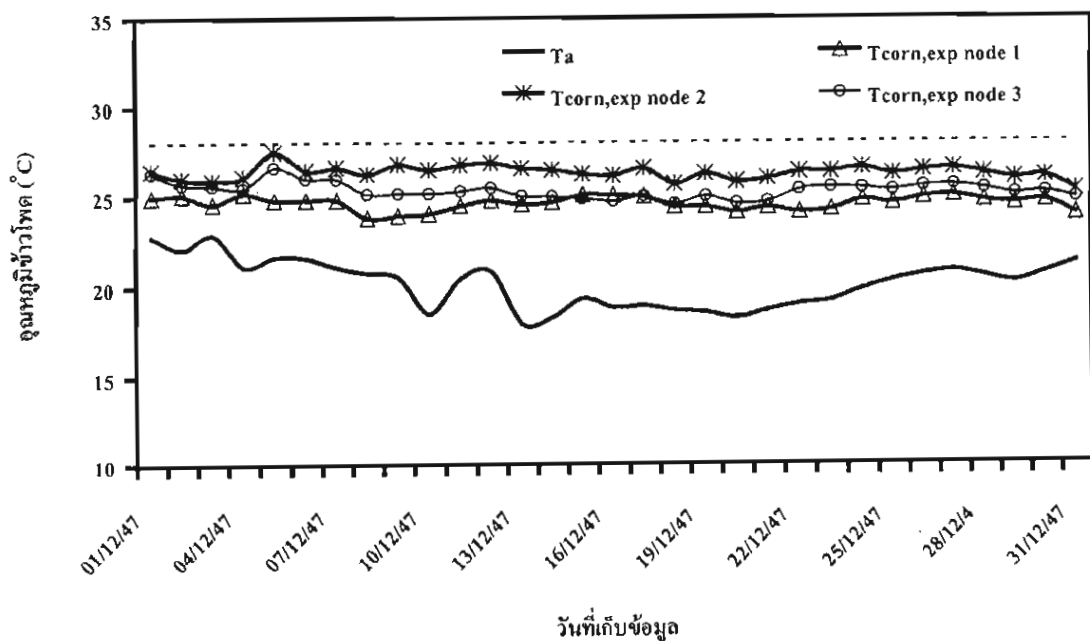


รูปที่ 3.19 อุณหภูมิข้าวโพดเฉลี่ยในแต่ละวัน ของแต่ละ node เมื่อเก็บไว้ 1 เดือน($T_s = 28^{\circ}C$ และ $T_d = 5^{\circ}C$)

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

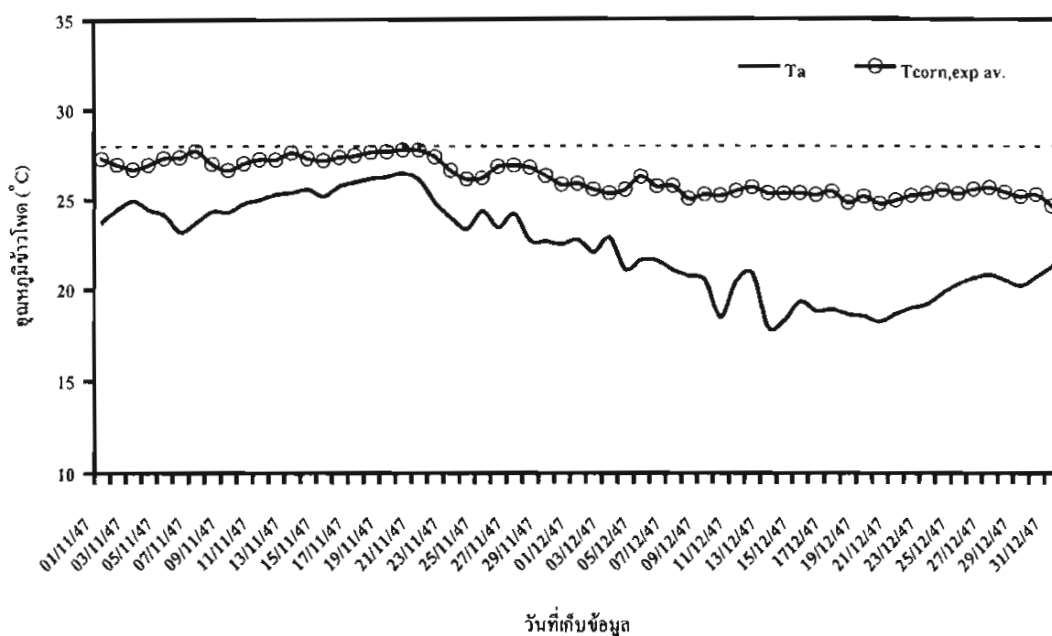


รูปที่ 3.20 อุณหภูมิข้าวโพดเฉลี่ยในแต่ละวัน เมื่อเก็บไว้ 2 เดือน ($T_s = 28^{\circ}\text{C}$ และ $T_d = 5^{\circ}\text{C}$)



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

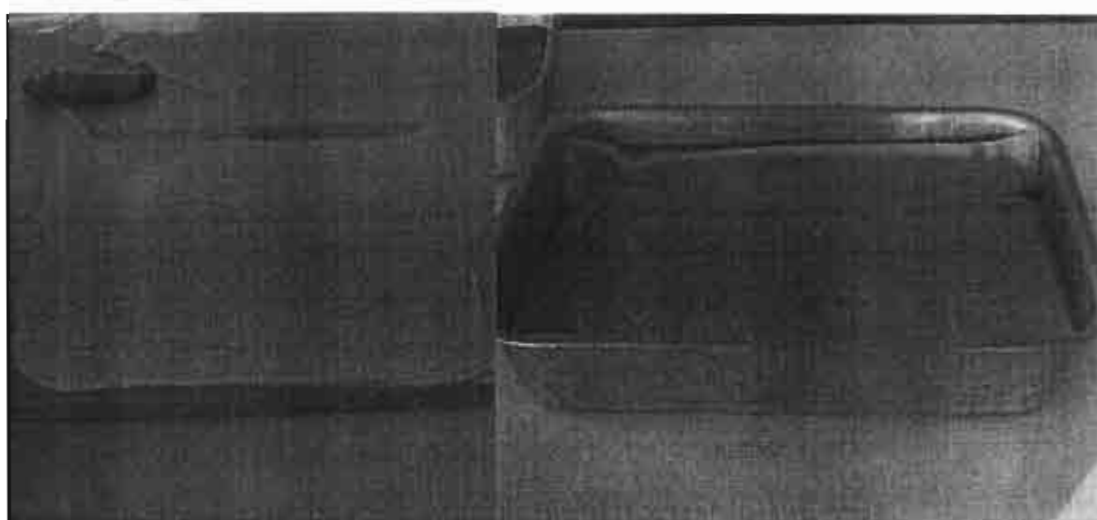
การใช้พลังงานของระบบระบายอากาศร่วมกับท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนในไซโลเก็บข้าวโพดขนาด 5 ตัน

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%

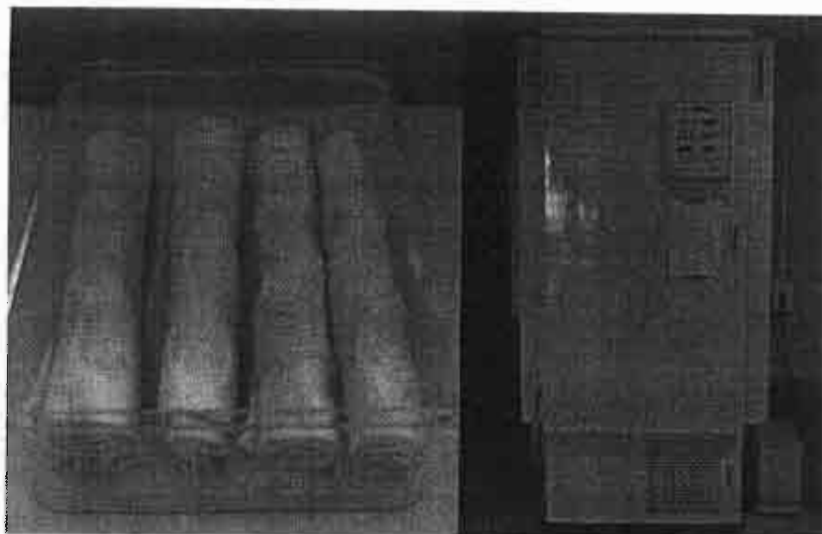
ขั้นตอนการทำการทดสอบความงอกมาตรฐานและความแข็งแรงของเมล็ดข้าวโพด



รูปที่ 3.24 การคัดกระดาศเพาะและการนำกระดาศเพาะแช่น้ำเพื่อเพิ่มความชื้นในการเพาะ



รูปที่ 3.25 การจัดเรียงเมล็ดข้าวโพดและการม้วนกระดาศเพาะ



รูปที่ 3.26 นำกระดาษเพาะที่จัดเรียงเมล็ดและม้วนใส่กล่องพลาสติกและเข้าตู้เพาะเมล็ด

ผลการทดสอบคุณภาพข้าวโพด

จากตารางที่ 3.4 แสดงผลการทดสอบคุณภาพเมล็ดข้าวโพดภายหลังการเก็บรักษาด้วยระบบระบายอากาศร่วมกับความร้อนเทอร์โมไฮฟอนไนโซโล 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
- ทำการทดลองหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในไซโลข้าวเปลือกที่เป็น thermosyphon และมีอากาศเป่า - พัฒนาโมเดลเพื่อทำนายอุณหภูมิข้าวเปลือก	- ได้ทำการทดลองเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและพัฒนาโมเดล ที่สามารถคำนวณอุณหภูมิข้าวเปลือกในไซโล	ดำเนินการตามแผน 100%	

แผนการดำเนินการในช่วง 6 – 12 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
- ทำการทดสอบเพื่อตรวจสอบและปรับปรุงโมเดลของคณิตศาสตร์ - วิเคราะห์ผลจากโมเดลภายใต้สภาพภูมิอากาศของเชียงใหม่ และดูผลกระทบของพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อน	- ได้ทดสอบและปรับปรุงโมเดลทางคณิตศาสตร์ที่สามารถทำนายผลการทำงานได้ - โมเดลที่พัฒนาสามารถทำนายผลการทำงานของไซโล และสามารถศึกษาปัจจัยเช่น พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนที่มีผลต่อสมรรถนะของไซโล	ดำเนินการตามแผน 100%	

กิจกรรมที่ได้ดำเนินการ (ปีที่ 2)

แผนการดำเนินงานในช่วง 0 – 6 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
- คำนวณหาพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อน ขนาดของ blower ที่เหมาะสมกับไซโลขนาด 5 ตัน	- คำนวณหาพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมของไซโลขนาด 5 ตัน โดยใช้ข้อมูลจากการทดสอบไซโลขนาด 1 ตัน - คำนวณหาขนาดของ blower ที่เหมาะสม ที่ใช้ในการเป่าอากาศของไซโลขนาด 5 ตัน	ดำเนินการตามแผน 100%	
- ออกแบบไซโลเก็บข้าวเปลือกขนาด 5 ตัน	- ออกแบบและสร้างไซโลเก็บข้าวเปลือกขนาด 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

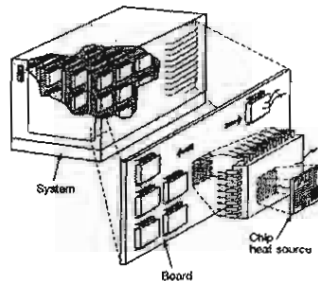
- 1). ณัฐวุฒิ ดุษฎี และ ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, การวิเคราะห์สมรรถนะเทคนิคเทอร์โมไซฟอน-การเป่าอากาศในการเก็บข้าวเปลือก, การประชุมวิชาการ เรื่องการถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน, 24-25 มีนาคม 2546, ลำปาง หน้า 6 –12
- 2). ณัฐวุฒิ ดุษฎี, ธรรมศักดิ์ พันธุ์แสนศรี และทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, 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

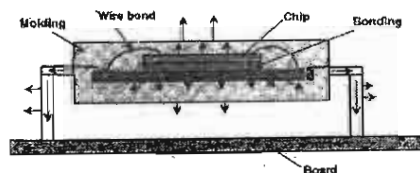
การจัดการด้านความร้อนของชิปอิเล็กทรอนิกส์เพื่อเพิ่มความสามารถในการระบายความร้อน

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



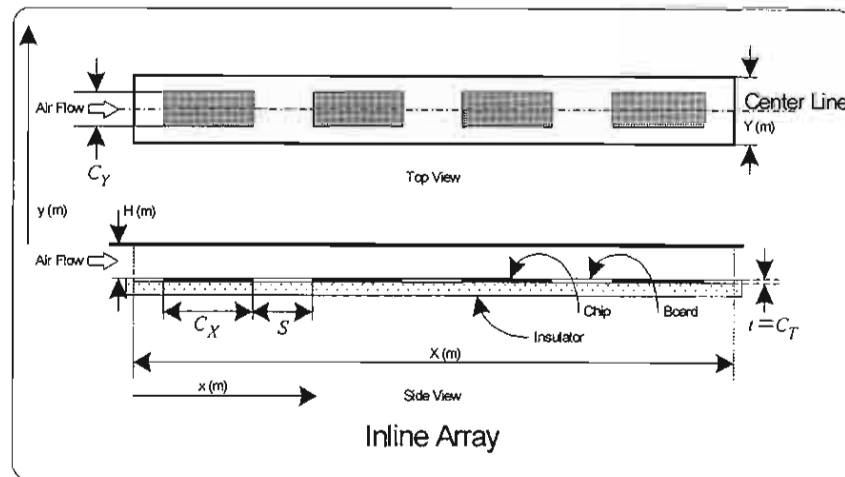
รูปที่ 4.2 โครงสร้าง และ การถ่ายเทความร้อนของ Chip

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

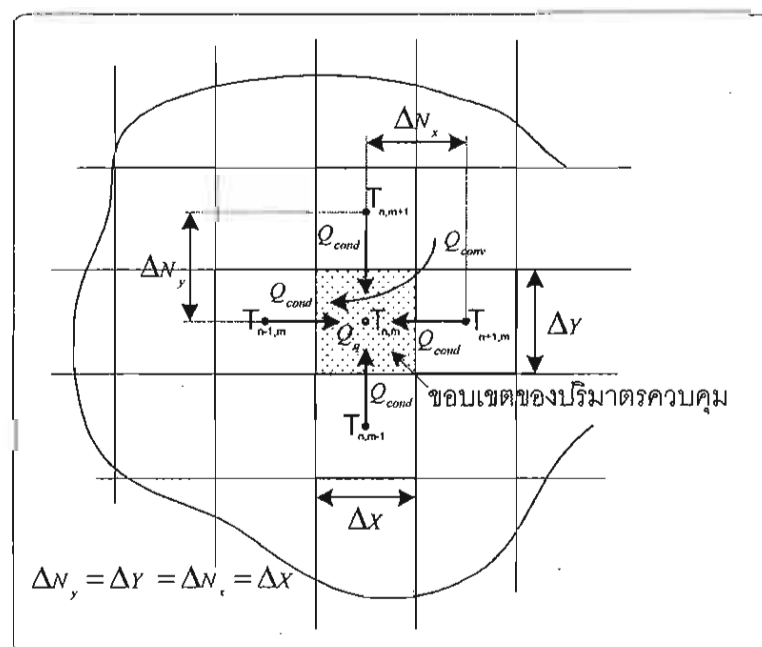
การศึกษาผลของปัจจัยต่าง ๆ ที่มีต่ออุณหภูมิชิพ

ในส่วนนี้จะเป็นการศึกษาปัจจัยต่าง ๆ ที่มีผลต่ออุณหภูมิชิพ ที่มีการระบายความร้อนด้วยอากาศ โดยลักษณะของชิพ จะเป็นสี่เหลี่ยมผืนผ้า และวางตัวดังรูปที่ 4.3 ชิพจะวางเรียงตัวในแนวเดียวกัน(In-line) และอยู่ในช่องสี่เหลี่ยม เช่นเดียวกับในสภาพในการทำงานจริง



รูปที่ 4.3 การจัดวาง Chip ในแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์

การวิเคราะห์จะแบ่งบริเวณที่พิจารณาออกเป็น Grid ดังรูปที่ 4.4



รูปที่ 4.4 การแบ่ง Grid เพื่อวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน

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 $C = 0.160$, $n = 0.699$

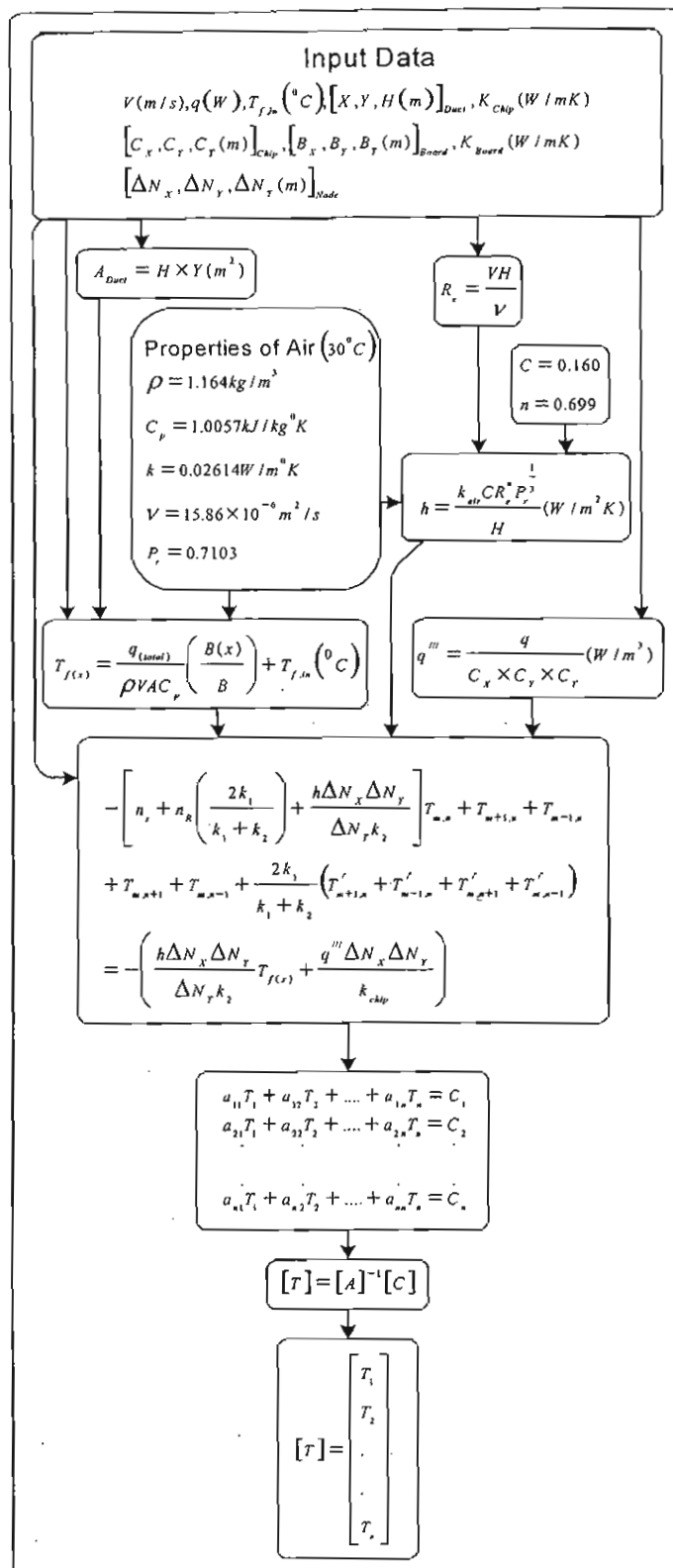
เมื่อรวมการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดไปสู่ปริมาตรควบคุม และ ทำการจัดรูปสมการ จะได้สมการดังนี้

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

ในการวิเคราะห์เชิงตัวเลขเพื่อศึกษาปัจจัยที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์นั้น ได้กำหนดตั้งสมมุติฐานที่ใช้ในการวิเคราะห์ไว้ดังนี้

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

ขั้นตอนในการคำนวณแสดงในรูปที่ 4.5

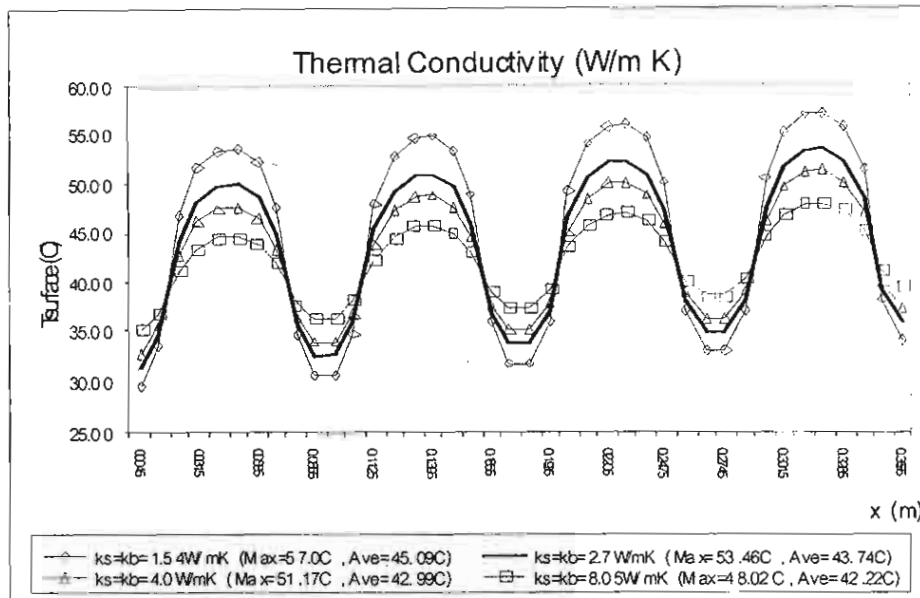


รูปที่ 4.5 ขั้นตอนการคำนวณอุณหภูมิแผงวงจร

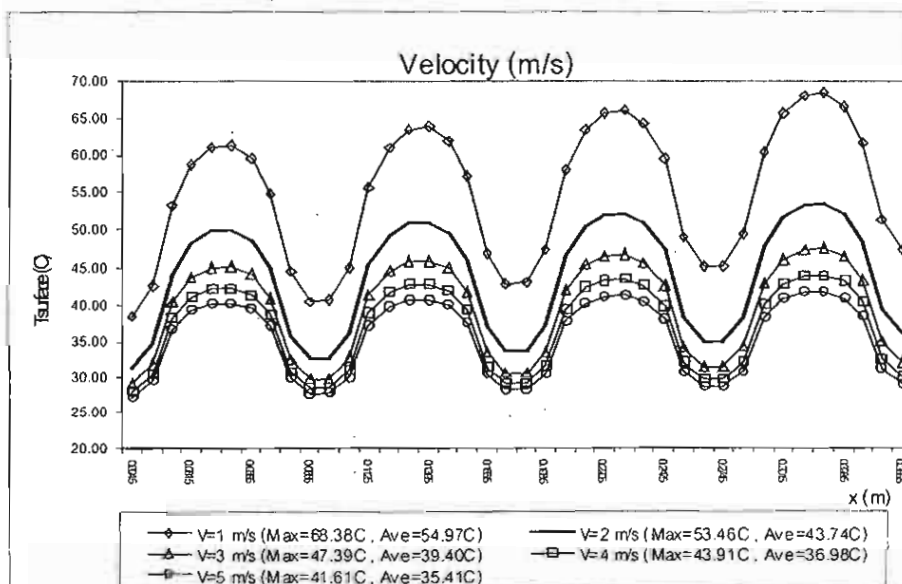
ผลการศึกษา

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

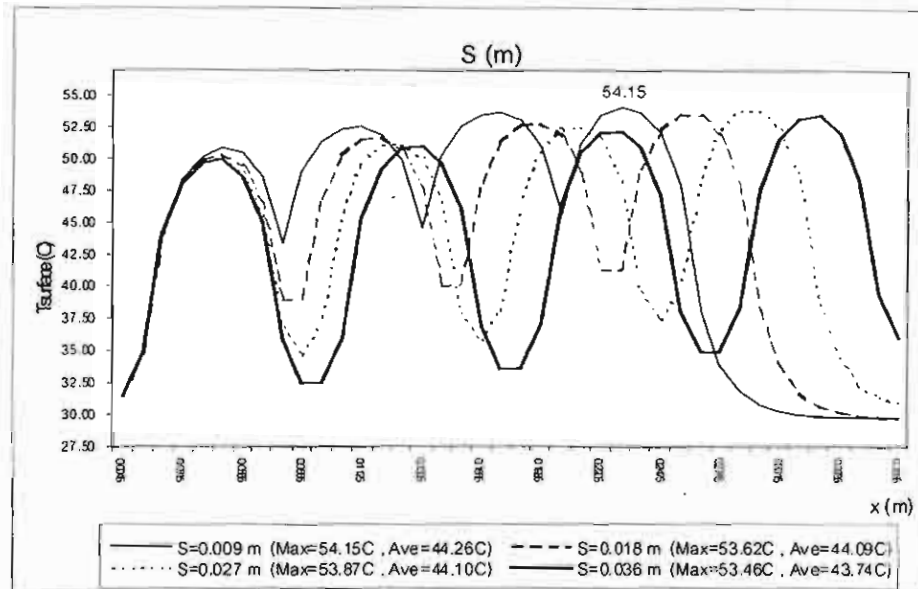


รูปที่ 4.6 ค่าอุณหภูมิชิพเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงค่า Thermal Conductivities k_b ของ PCB

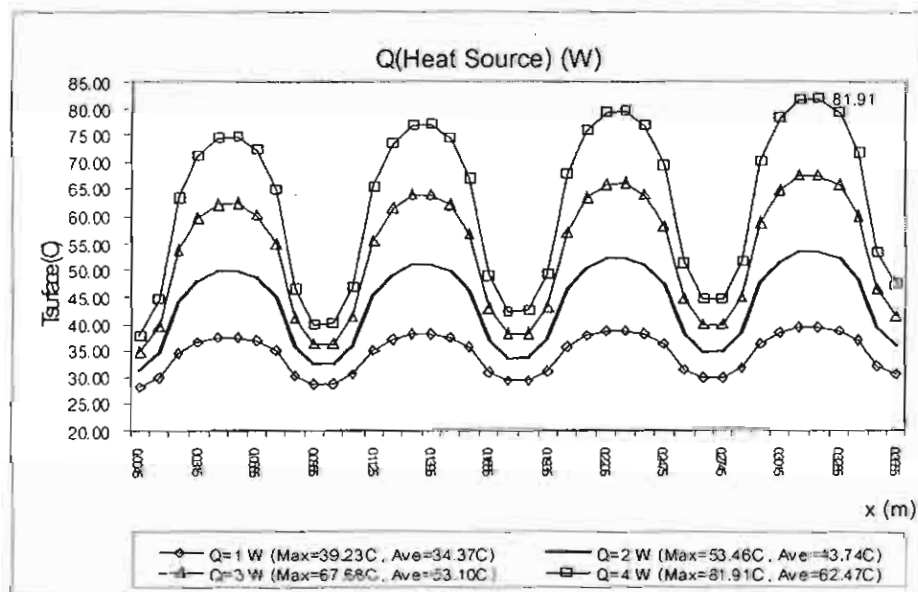


รูปที่ 4.7 อุณหภูมิชิพ เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงค่าความเร็วลม $V(\text{m/s})$

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

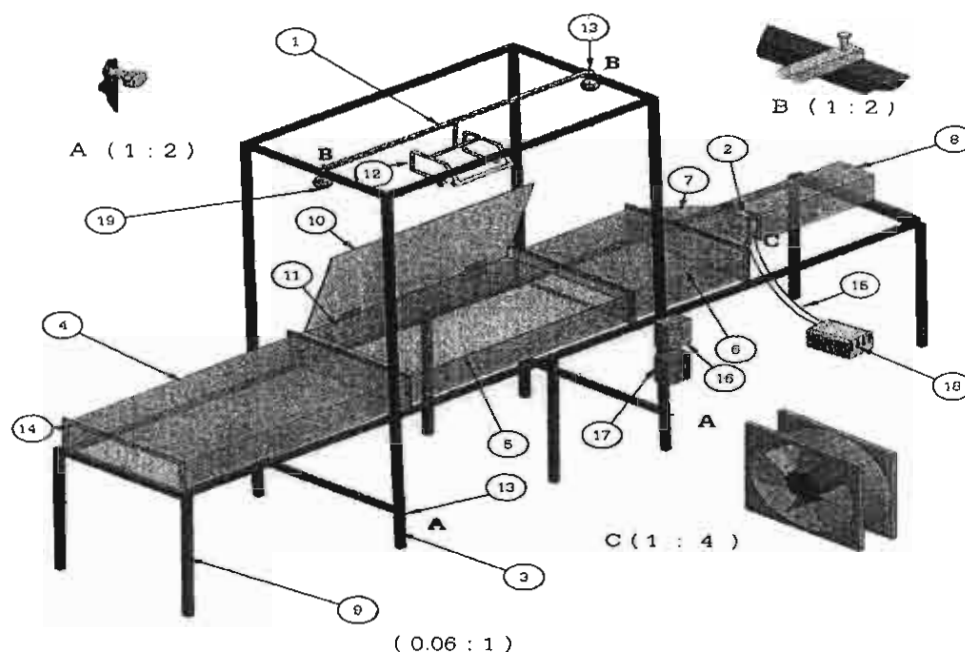
$$Q = hA(T_s - T_{\infty}) \quad (4.7)$$

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



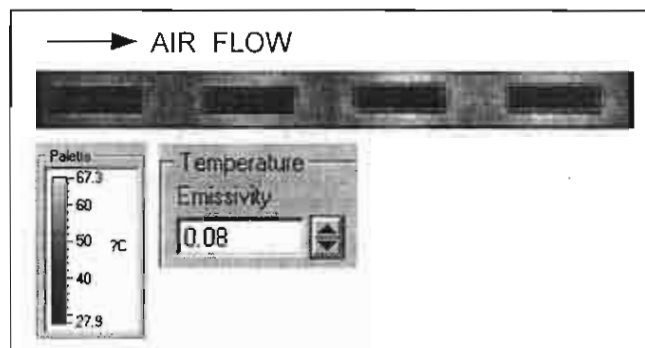
รูปที่ 4.10 ลักษณะของอุโมงค์ลมที่ใช้ในการทดสอบ

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

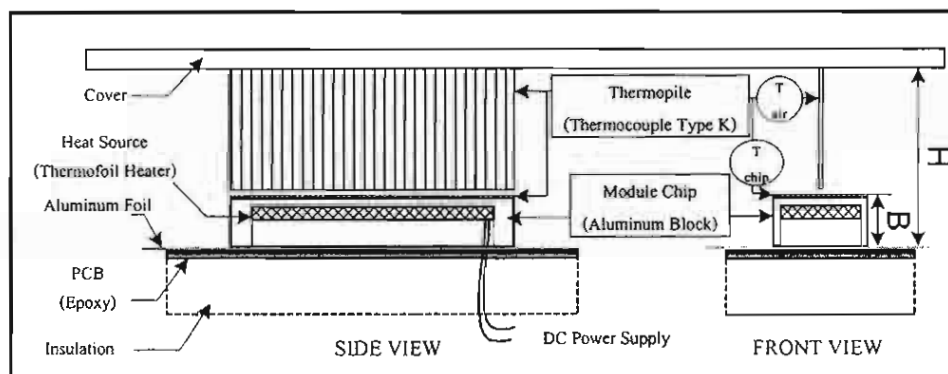
Chip ที่ใช้ในการทดสอบดังรูปที่ 4.13 จำลองจาก อลูมิเนียมขึ้นรูปขนาดเท่ากับ Chip จำนวน 64 ขา (18X58 X6 mm.) ภายในฝัง Thermofoil Heater ใช้แหล่งจ่ายไฟฟ้าชนิด กระแสตรง ซึ่งสามารถควบคุมอัตราการปลดปล่อยความร้อน Chip ติดตั้งอยู่บนแผ่น PCB ชนิด Epoxy ซึ่งด้านบนมีการเคลือบผิวด้วย Aluminum Foil และ ด้านล่างติดฉนวนกันความร้อน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



รูปที่ 4.11 กล้องถ่ายภาพอินฟราเรด



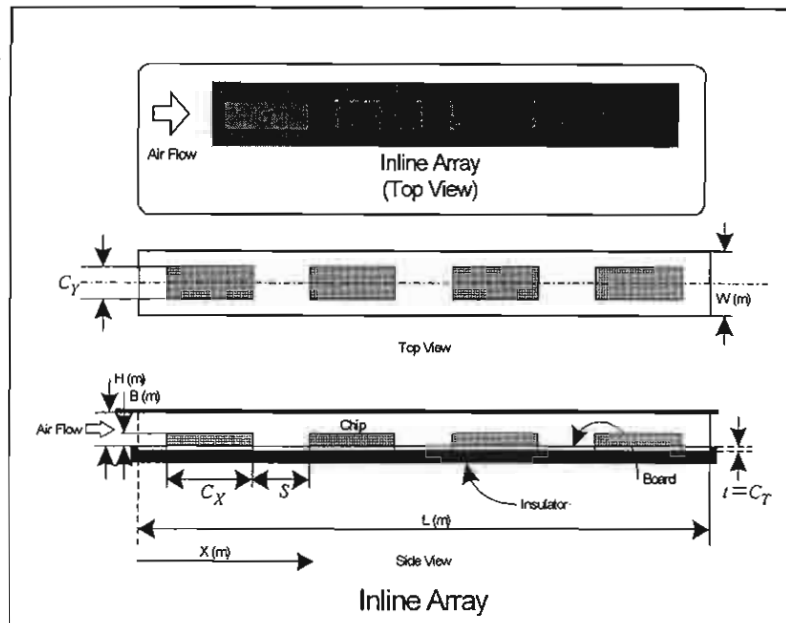
รูปที่ 4.12 ผลของอุณหภูมิชิพจาก กล้อง Infrared Scanner



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

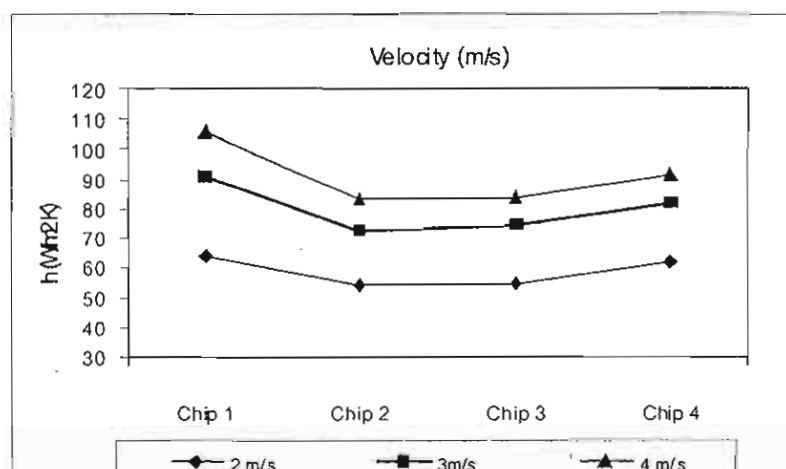


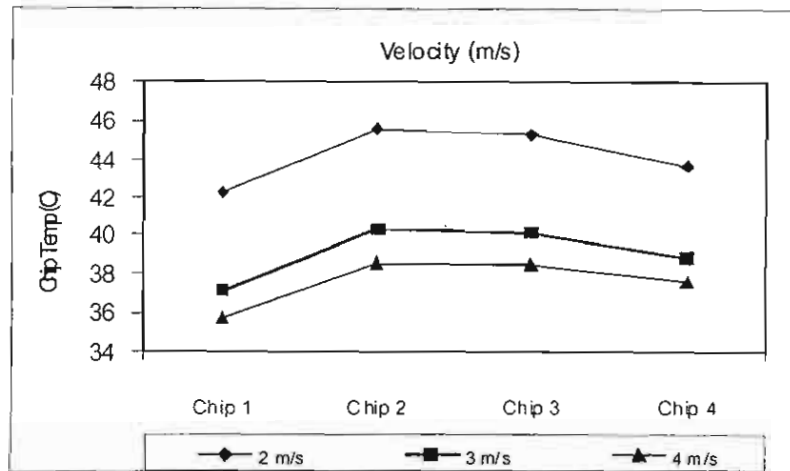
รูปที่ 4.14 การจัดวาง Chip ในแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์

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





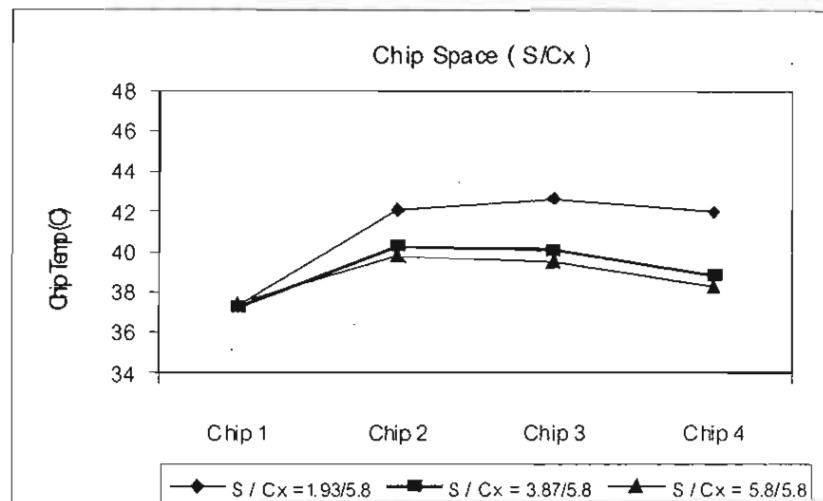
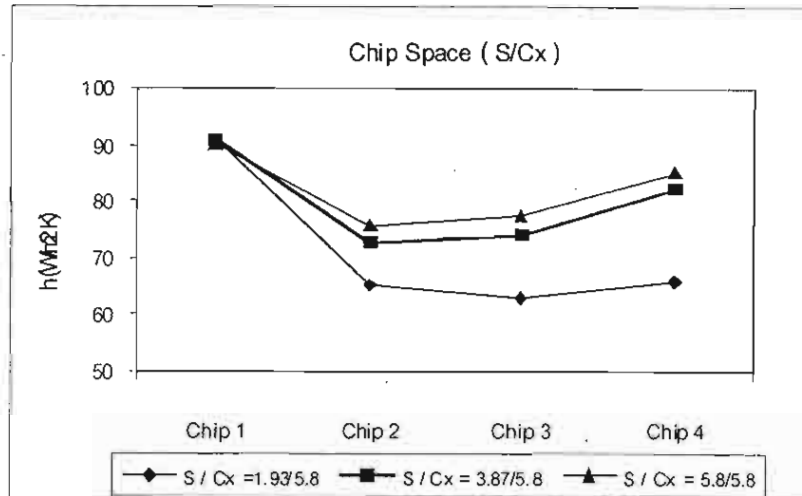
รูปที่ 4.15 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า h และ T_s เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงค่าความเร็วของอากาศ

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

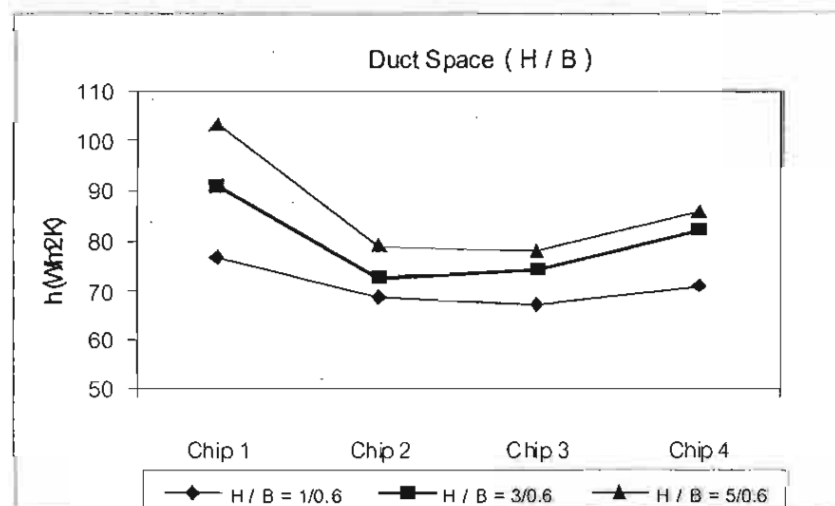
ในการออกแบบระบบทางอิเล็กทรอนิกส์ให้มีขนาดเล็ก และ กะทัดรัดนั้น ย่อมทำให้แผงวงจรมีขนาดเล็ก ลงตาม ซึ่งทำให้ชิพ บนแผงวงจรมีความหนาแน่นสูงขึ้น เมื่อพิจารณาถึงระยะห่างในจัดวางชิพนั้น พบว่าเมื่อ ระยะห่างระหว่างชิพมีค่าน้อยลงดังรูปที่ 4.16 จะส่งผลให้อุณหภูมิของชิพมีค่าสูงขึ้น เนื่องจากเกิดการรวมตัวของ ความร้อนที่หมุนวนอยู่บริเวณหลังชิพ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

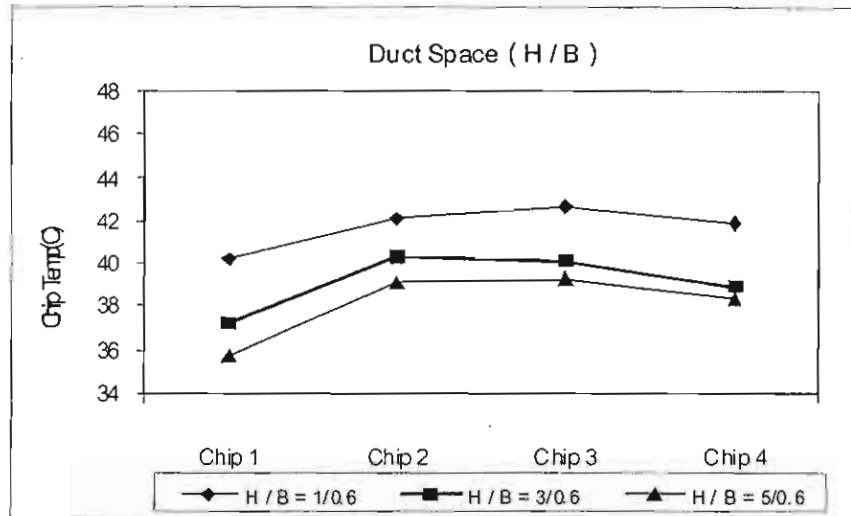
ระดับความสูงความช่องอากาศ เป็นอีกปัจจัยที่ช่วยให้ระบบมีขนาดกะทัดรัด จากรูปที่ 4.17 พบว่าเมื่อ H/B ลดลงจะทำให้อุณหภูมิของชิพ มีค่าสูงขึ้นซึ่งเป็นผลจากค่าอัตราการไหลของอากาศที่ลดลง ทำให้ความ สามารถในการพาความร้อนลดต่ำลง

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

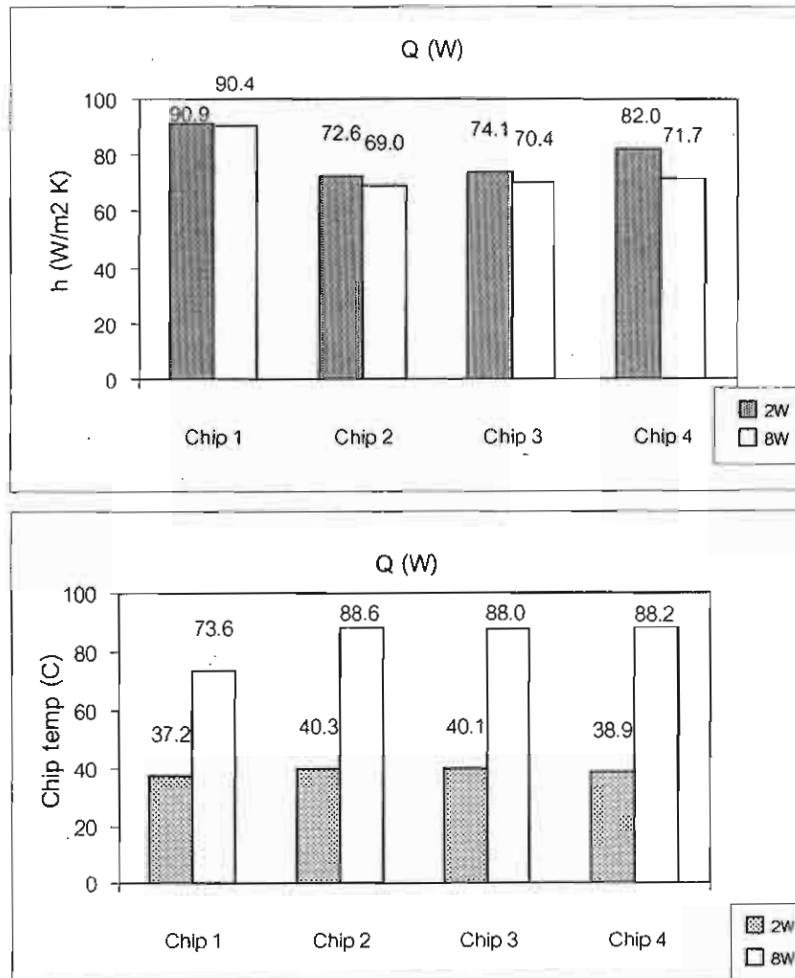


รูปที่ 4.16 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า h และ T_s เมื่อมีการเปลี่ยน S/C_x เมื่อความเร็วลมที่ทางเข้า 3 m/s



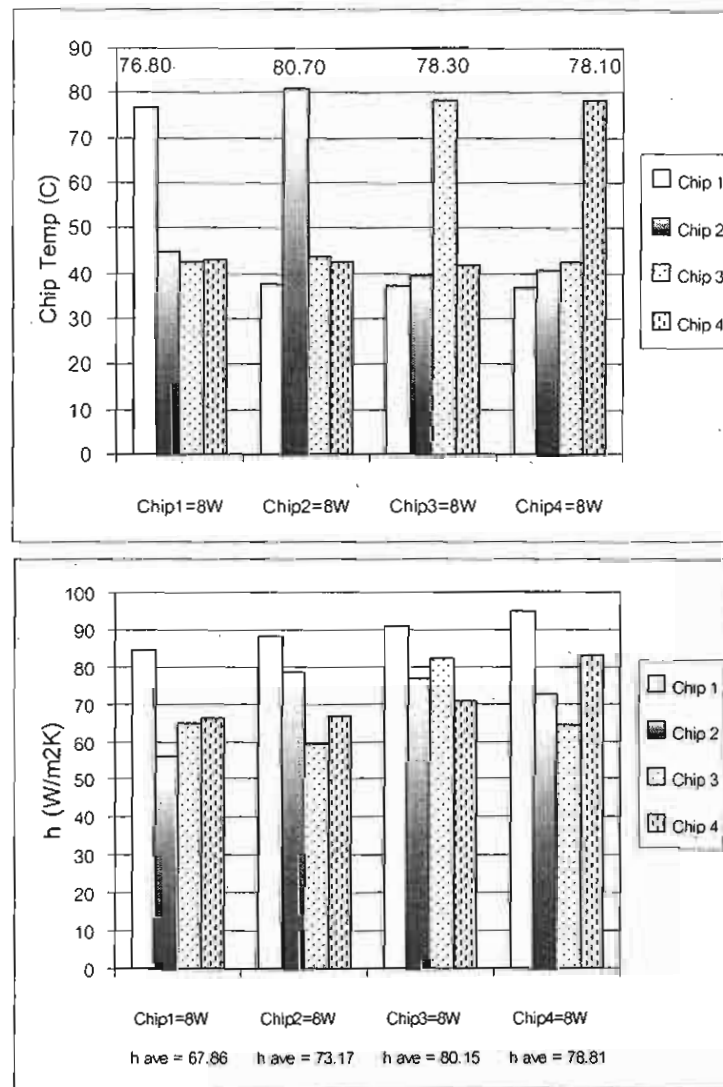


รูปที่ 4.17 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า h และ T_s เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงค่า H/B เมื่อความเร็วลมที่ทางเข้า 3 m/s



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 ที่มี ขนาด 2 W จากการทดสอบ พบว่าการจัดวางชิพ 8 W ลงในตำแหน่งด้านหน้าของกระแสการไหล (ตำแหน่ง Chip 1) มีผลให้อุณหภูมิ hot spot ของแผงวงจรต่ำที่สุด และมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน สูงกว่าการจัดวางในตำแหน่งอื่น ๆ

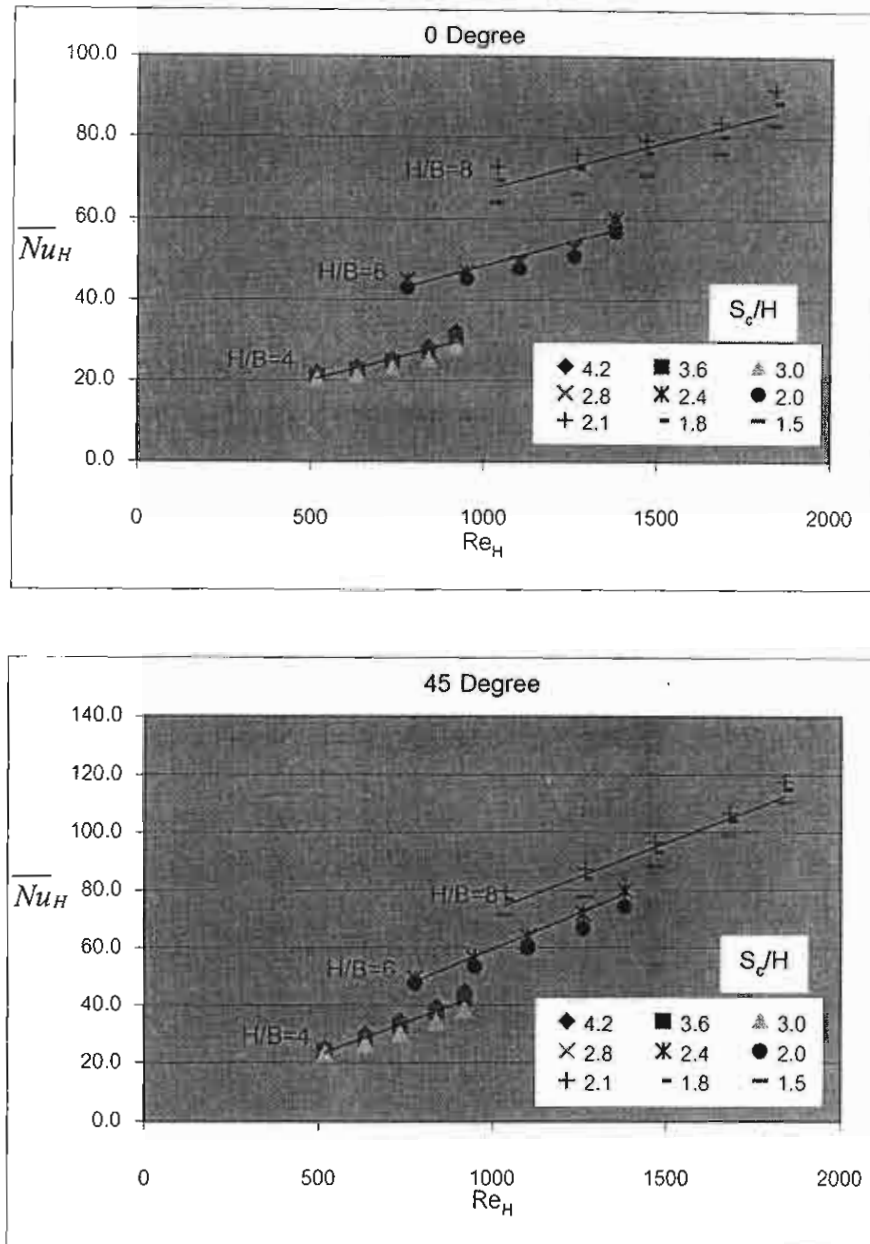


รูปที่ 4.19 ผลของ การวางตำแหน่งชิพที่มี heat flux สูง ต่อ T_s และ h

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

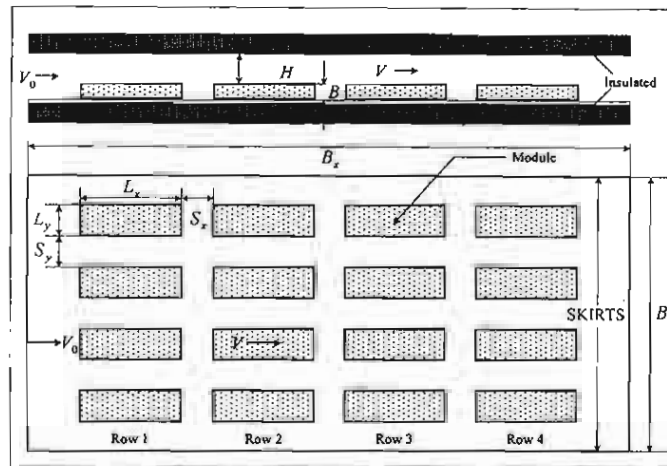


รูปที่ 4.20 ผลการจัดวางให้ชิพจำลองบิดมุม 45 องศา ที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

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



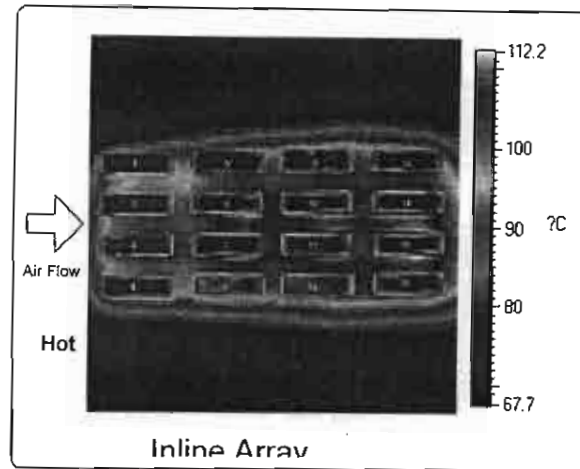
รูปที่ 4.21 การวางเรียงตัวของชิพ

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

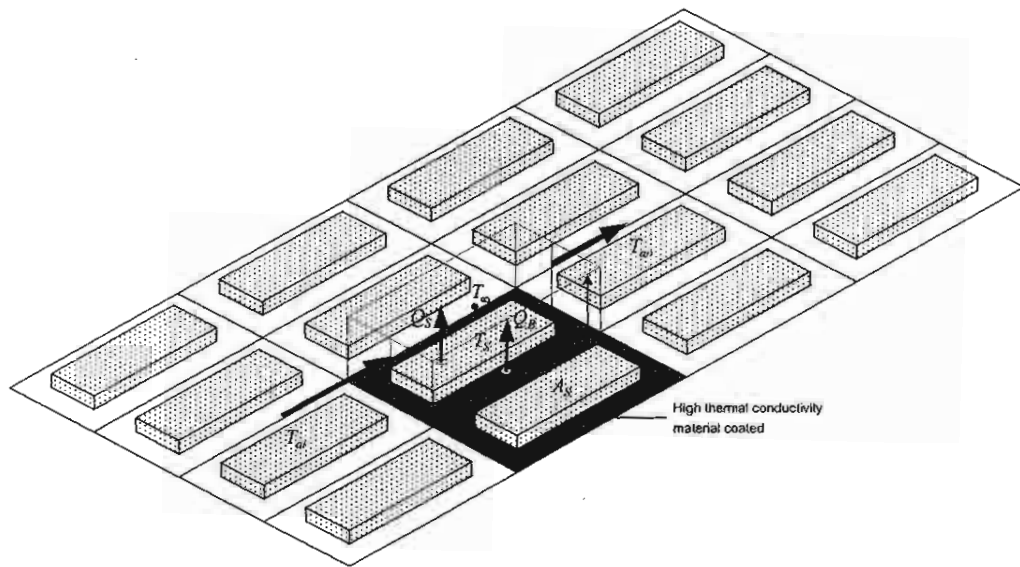
$$Q = Q_s = h_s A_s (T_s - T_\infty), \quad (4.8)$$

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

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

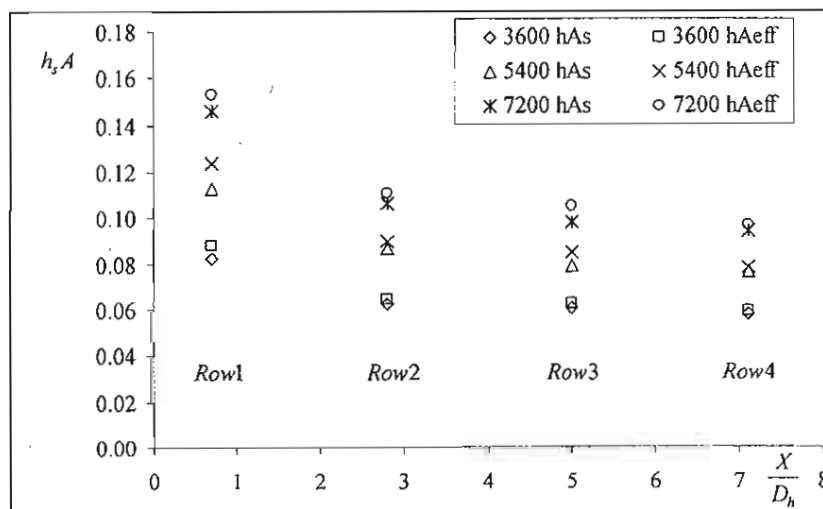
ผลการศึกษา

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

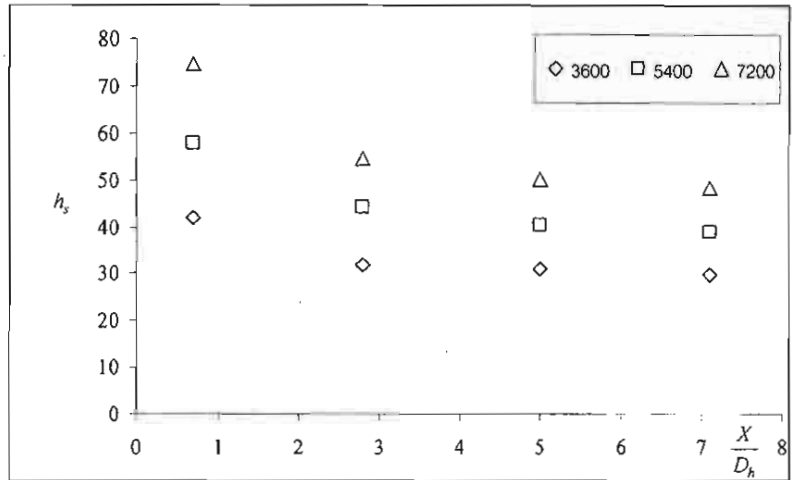
$$\frac{h_s A_{eff}}{h_s A_s} = 0.95241 Re^{0.013023} \left(\frac{X}{D_h} \right)^{-0.01411} \quad (4.16)$$

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

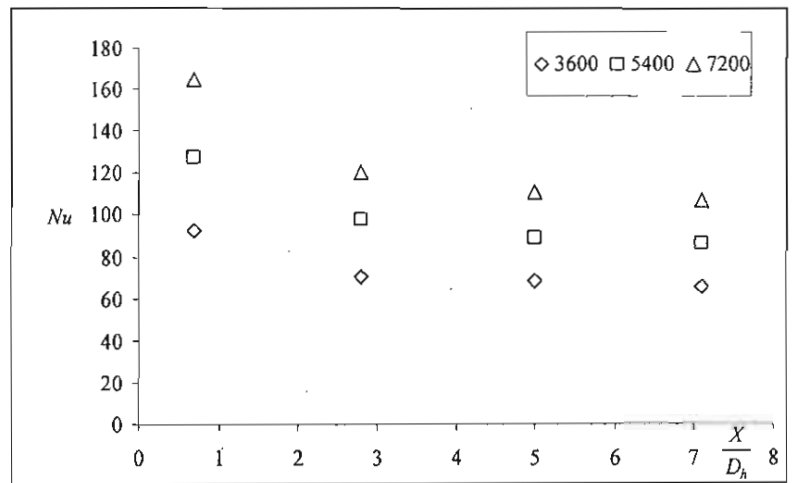
รูปที่ 4.27 แสดงอัตราส่วน Nusselt number ที่แถวต่างๆ $Nu(N)$ พบว่ามีค่าค่อนข้างคงที่และเข้าใกล้ 1 ที่แถวที่ 3 ดังนั้นอาจถือได้ว่าค่าที่เกิดขึ้นในแถวที่ 3 เป็นตำแหน่งที่เกิด fully developed flow.



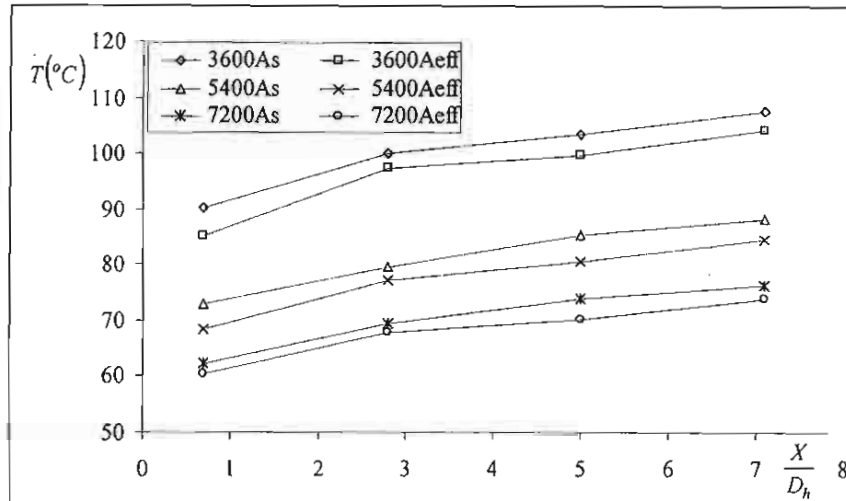
รูปที่ 4.24 ค่า $h_s A_{eff}$ และ $h_s A_s$ ที่ตำแหน่งต่างๆ ของชิพบน PCB



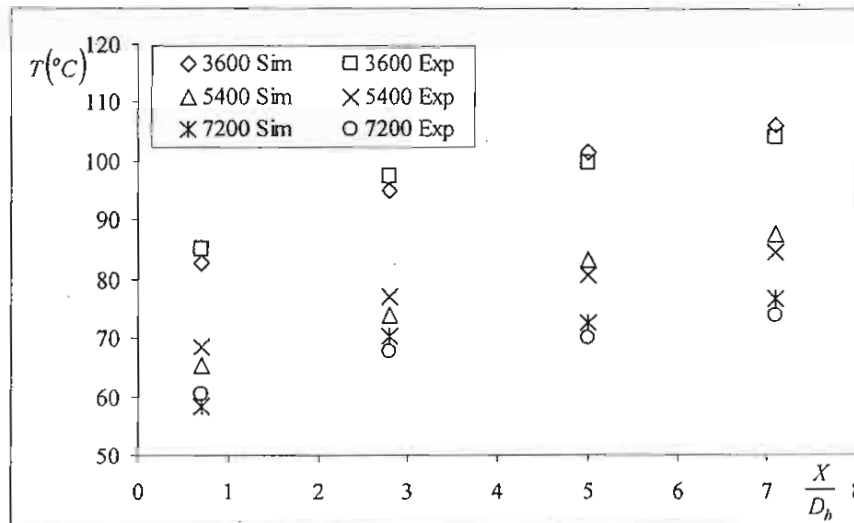
รูปที่ 4.25 ค่า h_s ที่ตำแหน่งต่างๆ ของ X/D_h



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

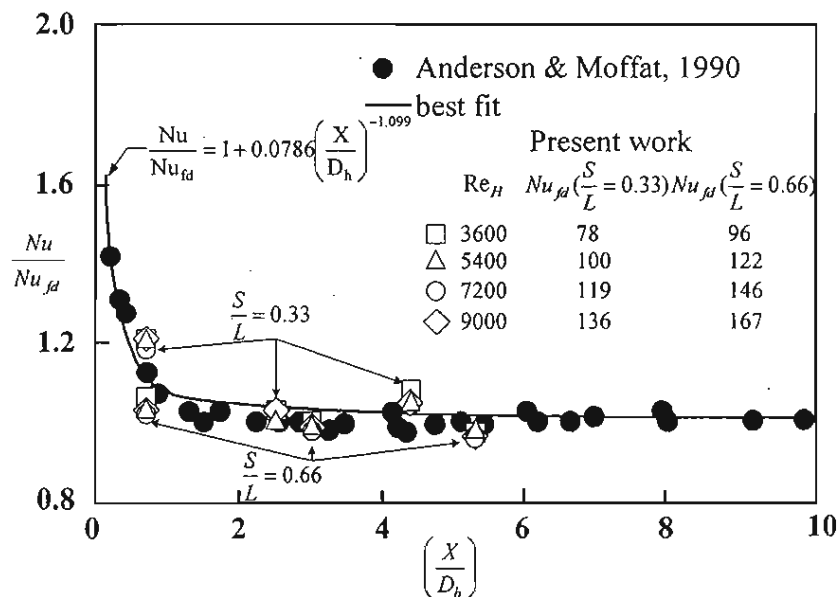
n. Adiabatic Heat Transfer Coefficient

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

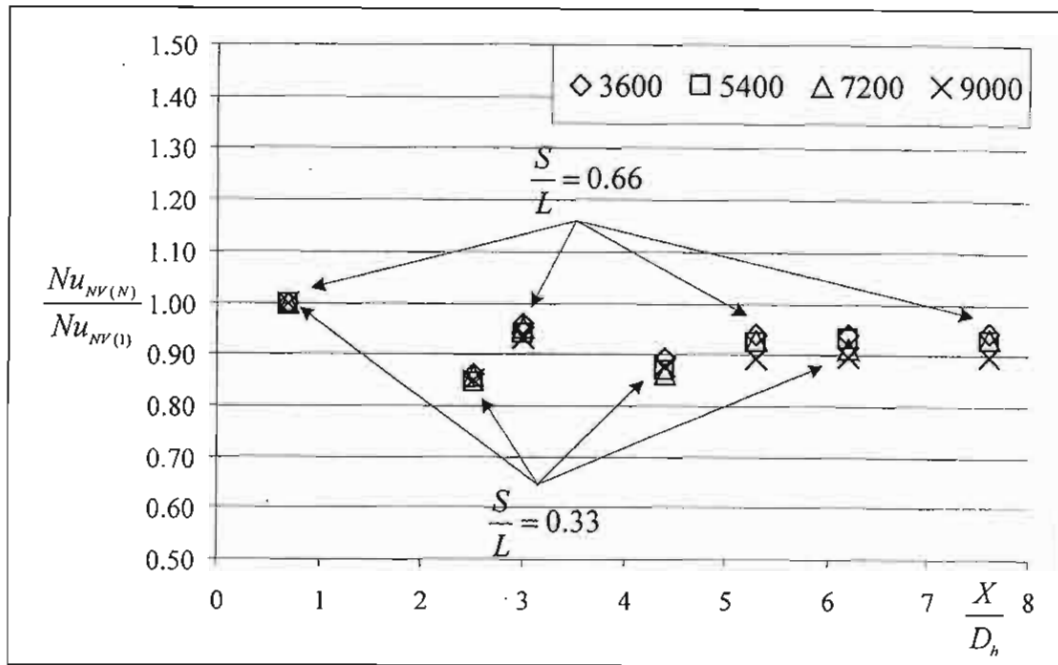
$$\frac{Nu}{Nu_{fd}} = 1 + 0.0786 \left(\frac{X}{D_h} \right)^{-1.099} \quad (4.22)$$

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



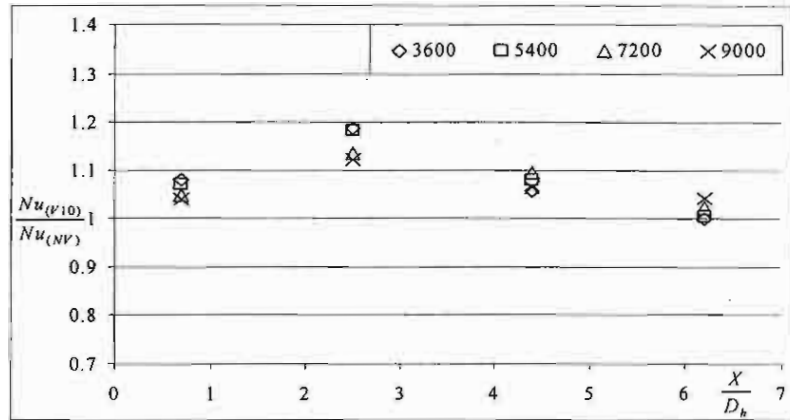
รูปที่ 4.32 อัตราส่วนของ adiabatic Nusselt number ของชิพที่ตำแหน่ง $\frac{X}{D_h}$. ต่างๆ เทียบกับตำแหน่งแรก เมื่อไม่มี vortex generator.

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

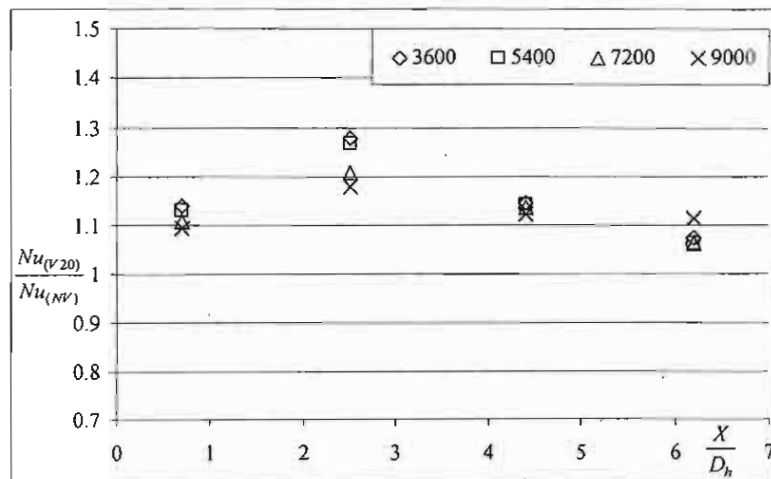
$$\frac{Nu_{NV(N)}}{Nu_{NV(1)}} = 1.2141 \text{Re}^{-0.018236} \left(\frac{S}{L} \right)^{0.08321} \left(\frac{X}{D_h} \right)^{-0.058644} \quad (4.24)$$

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 %

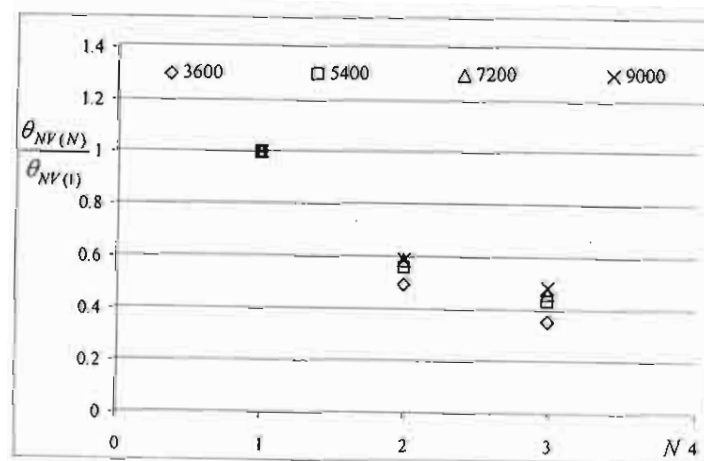
ข. Thermal Wake Function

ข.1 ไม่มี vortex generator

เมื่อชิพตัวหนึ่งได้ปลดปล่อยความร้อนออกมา จะส่งผลต่ออุณหภูมิของชิพในแถวถัดไป ผลที่เกิดขึ้นนี้ เรียกว่า thermal wake effect รูปที่ 4.34 แสดงตัวอย่างของ thermal wake function ของชิพที่อยู่ถัดจากชิพแถวแรกที่มีการปลดปล่อยความร้อน ในกรณีที่ไม่มี vortex generator และในรูปที่ 4.35 thermal wake functions สำหรับชิพตัวอื่นๆ เมื่อชิพในแถวแรกเท่านั้นที่ให้ความร้อน 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 %

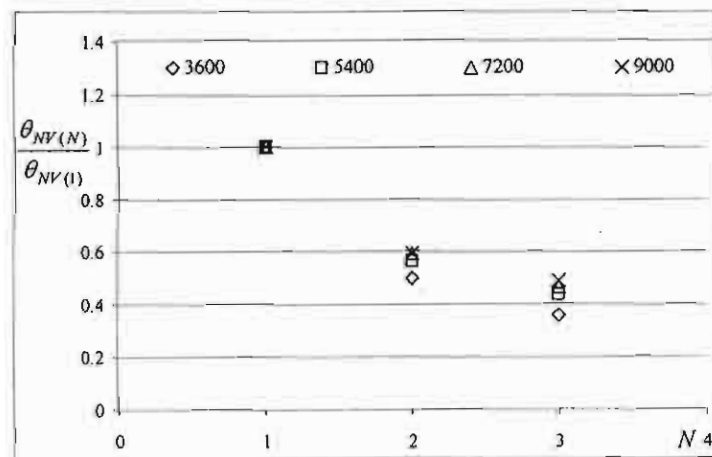
ข. Thermal Wake Function

ข.1 ไม่มี vortex generator

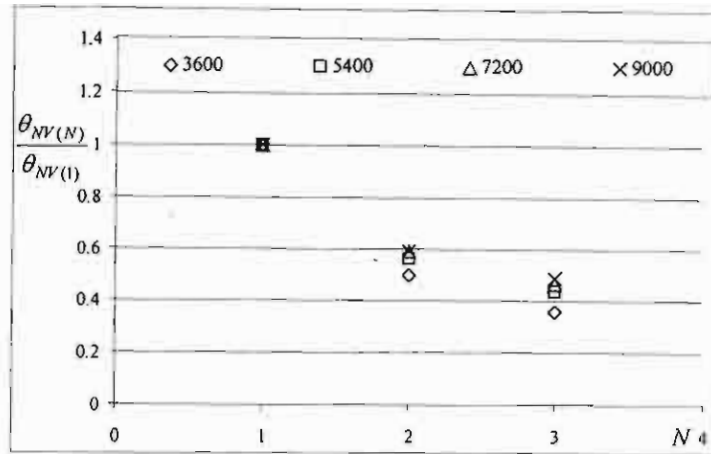
เมื่อชิพตัวหนึ่งได้ปลดปล่อยความร้อนออกมา จะส่งผลต่ออุณหภูมิของชิพในแถวถัดไป ผลที่เกิดขึ้นนี้ เรียกว่า thermal wake effect รูปที่ 4.34 แสดงตัวอย่างของ thermal wake function ของชิพที่อยู่ถัดจากชิพแถวแรกที่มีการปลดปล่อยความร้อน ในกรณีที่ไม่มี vortex generator และในรูปที่ 4.35 thermal wake functions สำหรับชิพตัวอื่นๆ เมื่อชิพในแถวแรกเท่านั้นที่ให้ความร้อน 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 $\theta_{NV(1)} = 4.9065 Re_H^{-0.3571} \quad (4.29)$



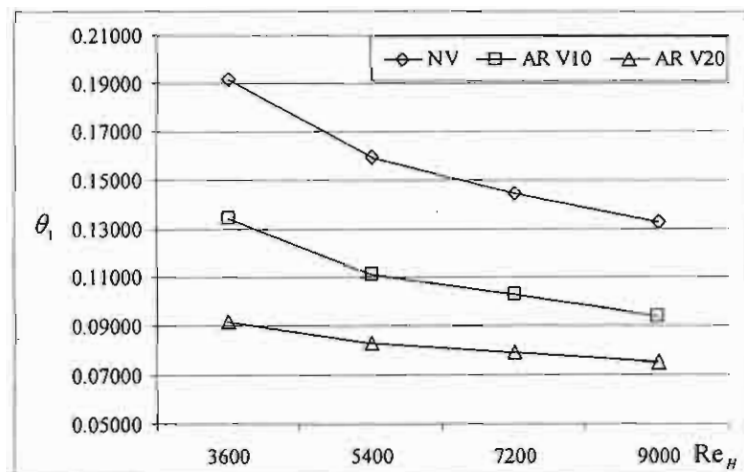
รูปที่ 4.34 Thermal wake function สำหรับแถวที่ถัดจากแถวแรกที่มีการปลดปล่อยความร้อน



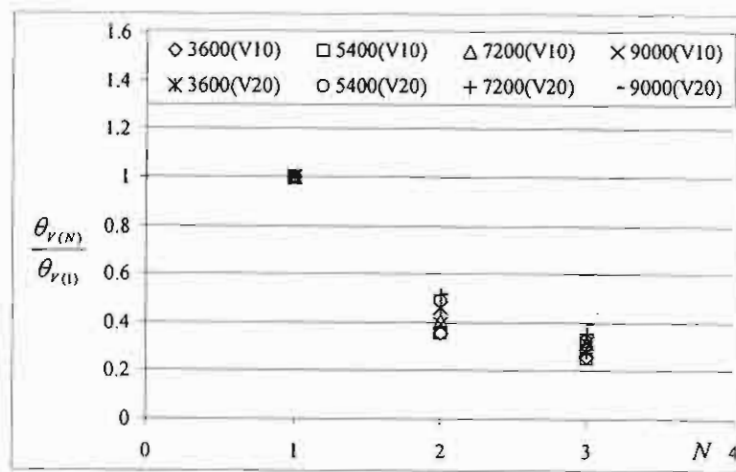
รูปที่ 4.35 Thermal wake function สำหรับแถวอื่นๆ เมื่อแถวแรกมีการปลดปล่อยความร้อน

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 สำหรับชิพในแถวอื่นๆ 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

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

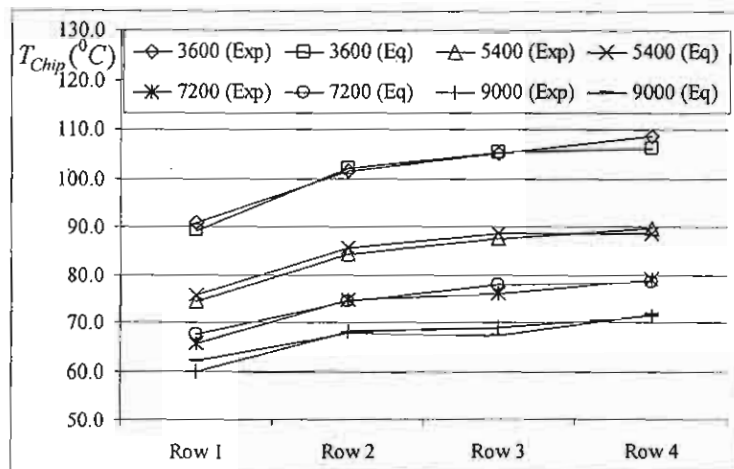
จากชุดของสมการข้างต้น อาจหาความสัมพันธ์ของ thermal wake function ของชิพทั้งหมดที่มีและไม่มี การติดตั้ง vortex generator โดยเขียนได้ในรูป

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

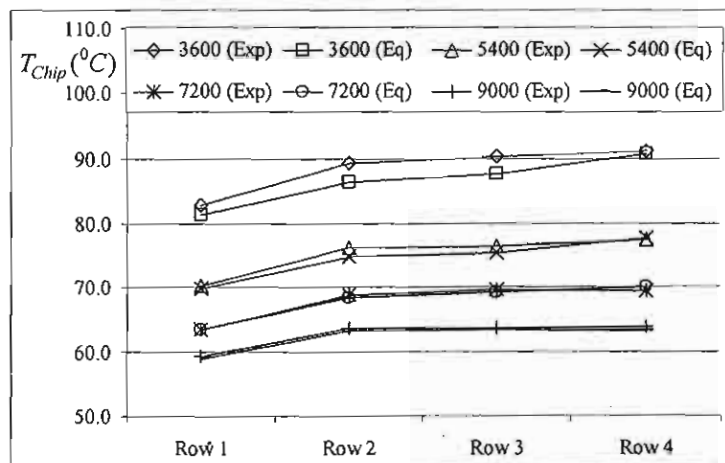
ผลการคำนวณใกล้เคียงกับค่าการทดสอบ ไม่เกิน 15 %

ค. การคำนวณหาอุณหภูมิชิพ

เทคนิคข้างต้น ถูกนำมาทดสอบหาอุณหภูมิชิพ ในแต่ละแถว รูปที่ 4.38 แสดงผลการเปรียบเทียบค่า อุณหภูมิเฉลี่ยของชิพ 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 ช่วยลดอุณหภูมิชิพ อย่างได้ผล และผลที่ได้จากการ คำนวณสามารถใช้งานได้ดี โดยให้ผลใกล้เคียงกับค่าที่ได้จากการทดลอง



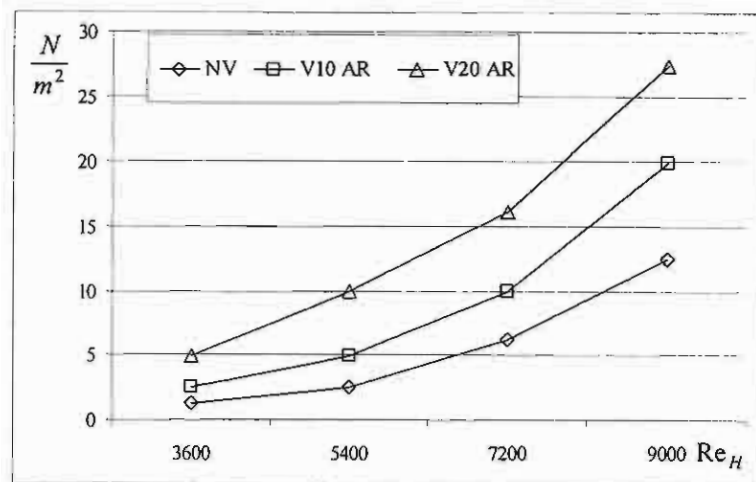
รูปที่ 4.38 อุณหภูมิชิพเฉลี่ยในแต่ละแถว ไม่มี vortex generator



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 ในกรณีการจัดวางชิป แบบ 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 ในกรณีการจัดวางชิป แบบ 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, การพาความร้อนของชุดแท่งจัดรัสร้อนที่ทำมุม 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.

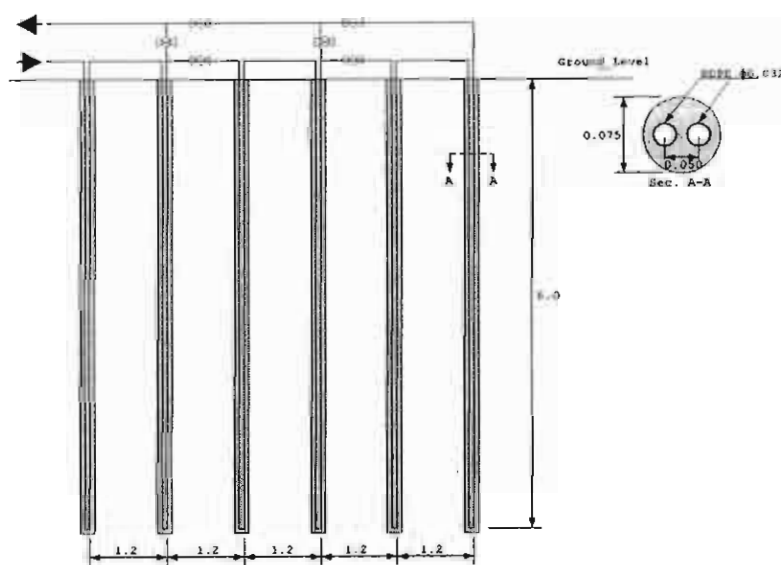
บทที่ 5

การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนลงในดิน

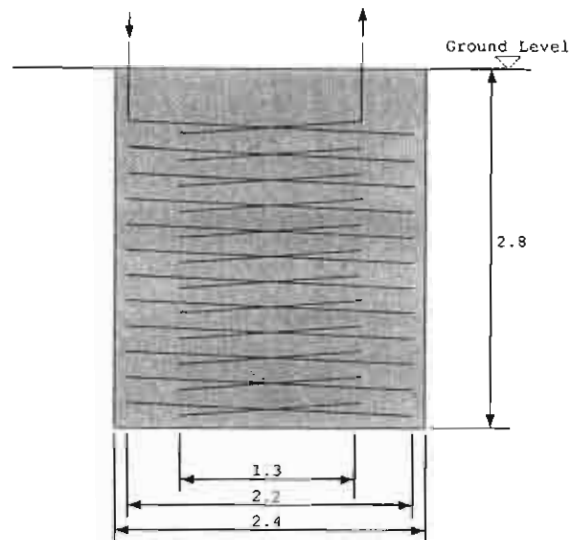
5.1 บทนำ

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

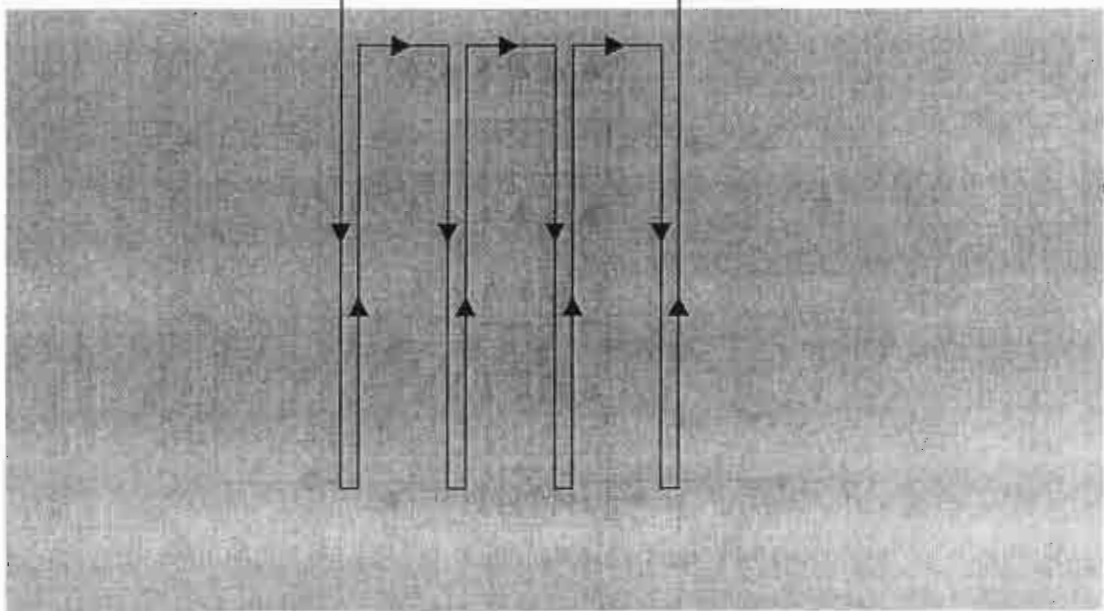
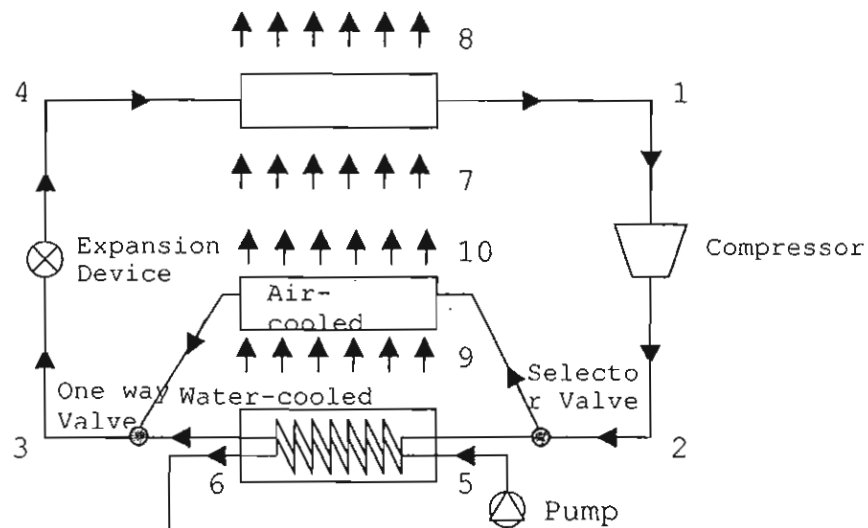
ในงานวิจัยนี้ จะศึกษารูปแบบขดท่อที่ใช้ในการระบายความร้อนลงดิน ในรูปแบบท่อตัวยู และแบบขดท่อ 2 ชั้น ดังแสดงในรูปที่ 5.1 และ 5.2 ตามลำดับ จากนั้นจะหาแนวทางในการระบายความร้อนจากคอนเดนเซอร์ของระบบปรับอากาศ ดังรูปที่ 5.3



รูปที่ 5.1 การระบายความร้อนลงสู่ดินโดยใช้ขดท่อแบบตัวยู

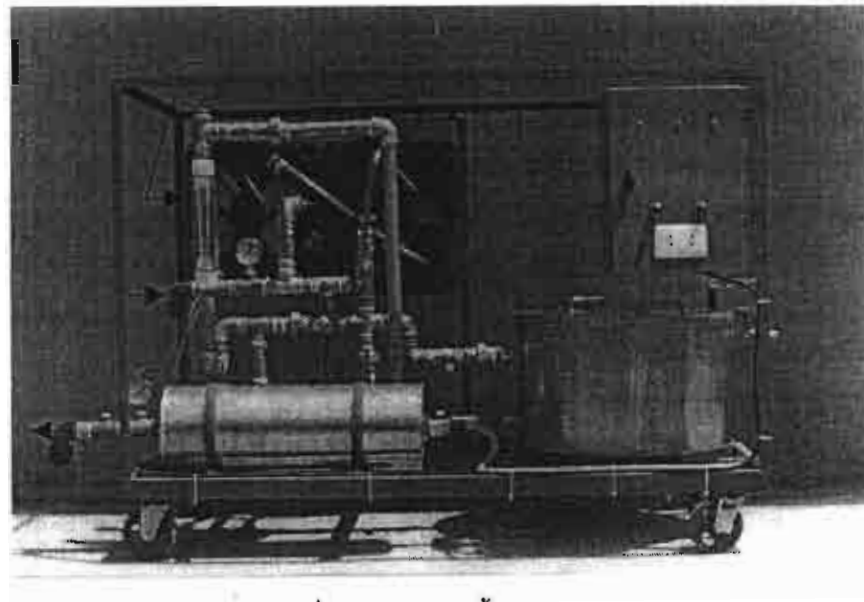


รูปที่ 5.2 รูปแบบขุดท่อ 2 ชั้น



รูปที่ 5.3 การระบายความร้อนจากคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศสู่ดิน

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินได้ถูกพัฒนาขึ้น และจะเปรียบเทียบกับทดสอบ โดยสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนลงสู่พื้นดิน และความสามารถในการฟื้นตัวของอุณหภูมิดินรอบท่อซึ่งส่งผลต่อ สมรรถนะในวัฏจักรไปจะถูกนำมาศึกษา นอกจากนี้ แบบจำลองของระบบปรับอากาศที่มีการระบายความร้อนลงสู่พื้นดินได้ถูกพัฒนาขึ้นมาเพื่อทำนายศักยภาพของระบบด้วย เมื่อมีการระบายความร้อนลงไปในดิน ภาพชุดทำน้ำร้อนเพื่อทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน แสดงในรูปที่ 5.4

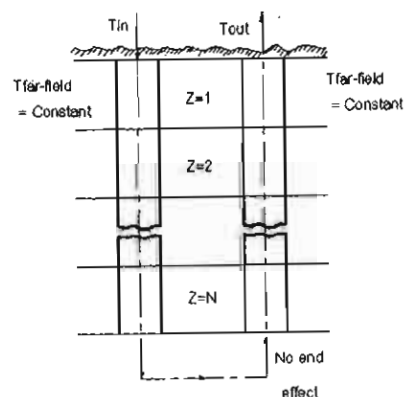


รูปที่ 5.4 ชุดกำเนิดน้ำร้อน

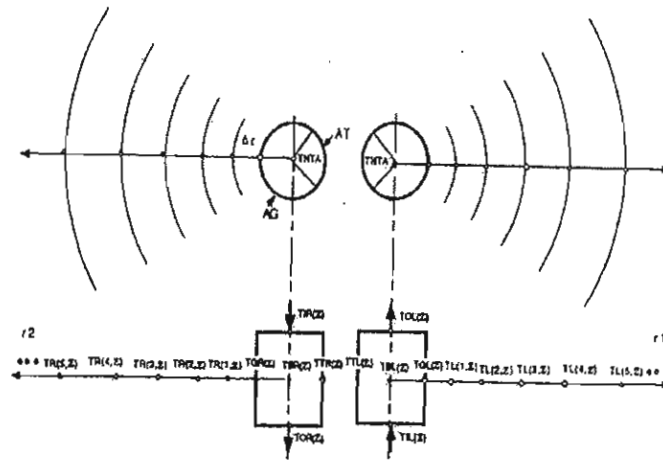
5.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบตรงในแนวดิ่ง

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 แสดงหน้าท่อด้านใน เพื่อความง่ายจึงสมมติให้ผนังท่อเป็นเนื้อเดียวกับพื้นดิน
- (5) สมมติให้ระยะห่างระหว่างท่อคงที่
- (6) สมมติให้อุณหภูมิของเหลวมี่ค่าคงที่ภายในพื้นที่หน้าตัดท่อ
- (7) สมมติให้อุณหภูมิของดินเป็นค่าเฉลี่ยมีค่าคงที่
- (8) บริเวณที่ห่างจากท่อโดยดินไม่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิเนื่องจากการระบายความร้อนจากท่อ (Far-Field) มีรัศมีมากกว่าหรือเท่ากับ 6 เมตร
- (9) อุณหภูมิดินและน้ำที่สถานะเริ่มต้นมีค่าคงที่เท่ากับอุณหภูมิที่ Far-Field
- (10) เมื่อให้อัตราการไหลของน้ำในท่อคงที่ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าคงที่ด้วย
- (11) เมื่อไม่มีการไหลของน้ำในท่อ กำหนดให้การถ่ายเทความร้อนระหว่างท่อกับของไหลในท่อมิใช่เพียงการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนตามธรรมชาติเท่านั้น

การถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับดินแบบแนวนอนได้เป็น 3 ส่วน คือ

- การถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อนของพื้นดิน
- การถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อนจากผิวท่อสู่พื้นดิน
- การถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนระหว่างผิวท่อกับของไหลในท่อ

สมการการถ่ายเทความร้อนสำหรับพื้นดินรอบท่อ

สมการทางคณิตศาสตร์ที่ใช้อธิบาย การถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อนบริเวณพื้นดินรอบท่อ โดยวิธีหาสมการอนุพันธ์บางส่วน (Partial Differential Equation) คือ

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

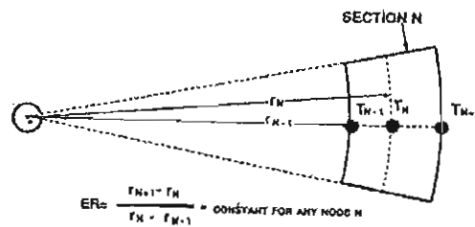
สภาวะขอบเขต (Boundary Condition)

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

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

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 เพื่อให้ดินพื้นผิว(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 เพื่อให้ดินพื้นผิว

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

ท่อทางขวา

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

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

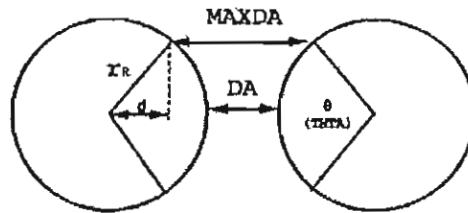
$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TTR'(z) - 2FoTLR'(z) = TTR(z) + 2FoBiTBR' \quad (5.14)$$

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 ท่อที่วางใกล้กัน ดังรูปที่ 5.8 เพื่อหา ระยะเทียบเท่า (Equivalent Distance)

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

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

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

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

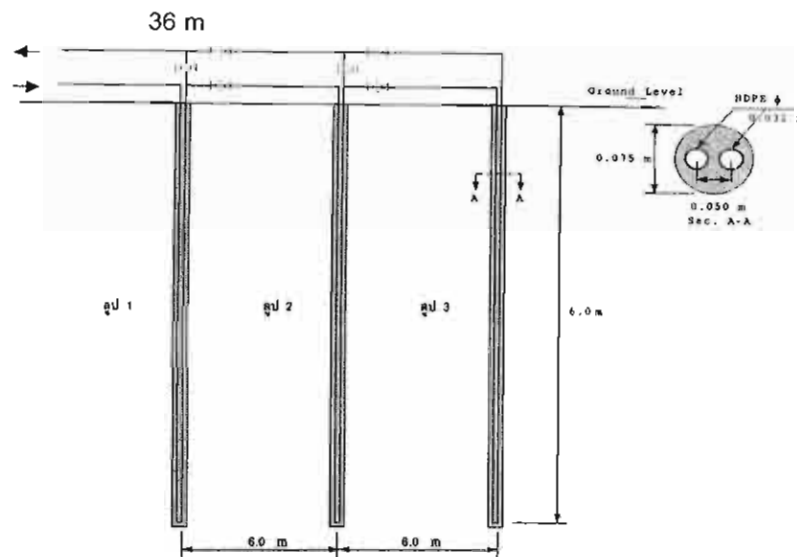
วิธีการทดสอบ

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



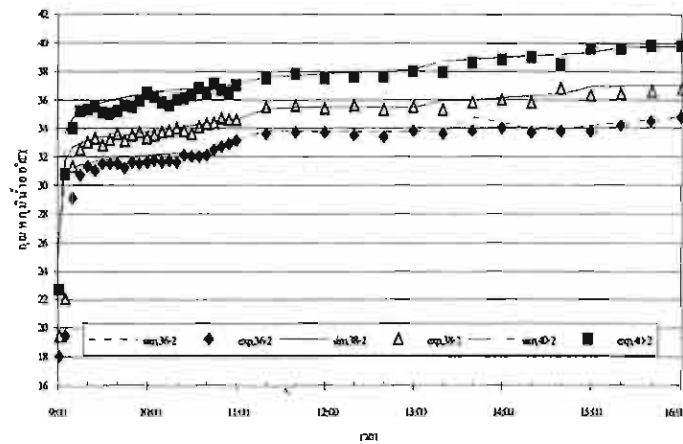
รูปที่ 5.9 ลักษณะการวางท่อในแนวตั้งแบบอนุกรม เพื่อการทดสอบ

- 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

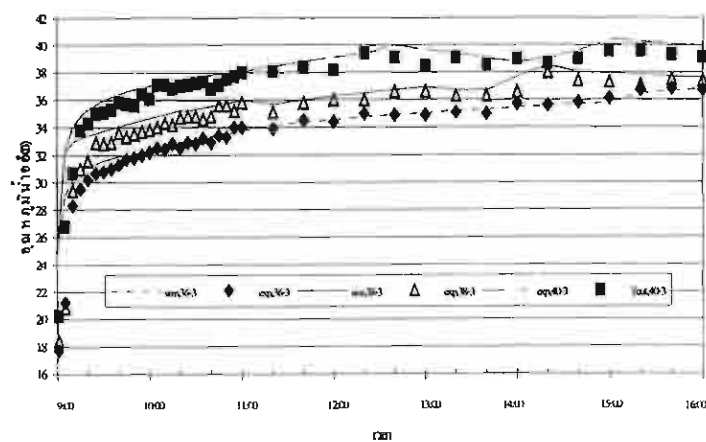
ผลการดำเนินการและวิเคราะห์

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

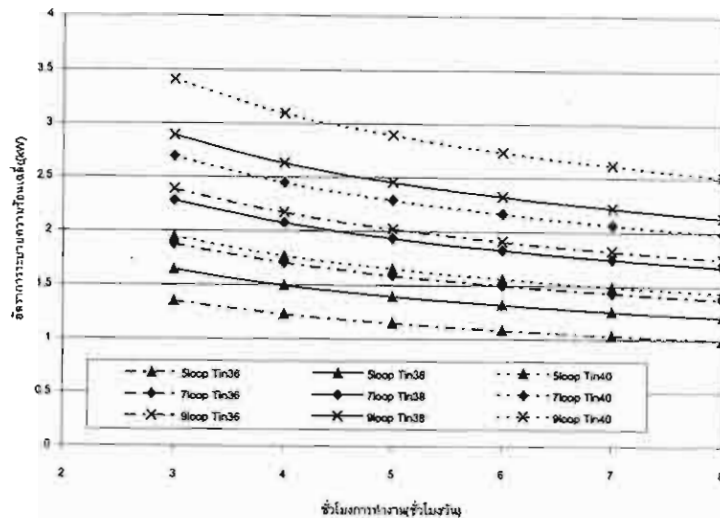
รูปตัวยูแนวดิ่ง กับค่าที่ได้จากการทดลอง พบว่าค่าที่ได้จากแบบจำลองมีค่าใกล้เคียงกับการทดลอง โดยค่าที่ได้จากแบบจำลองมีค่าผลต่างจากผลการทดสอบเป็นร้อยละ 3.63, 2.64 และ 1.56 ค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานของค่าผลต่างเป็น 10.59, 8.04 และ 2.09 สำหรับอุณหภูมิน้ำเข้า 36 , 38 และ 40 °C ของท่อ 2 ลูบตามลำดับ และเป็นร้อยละ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



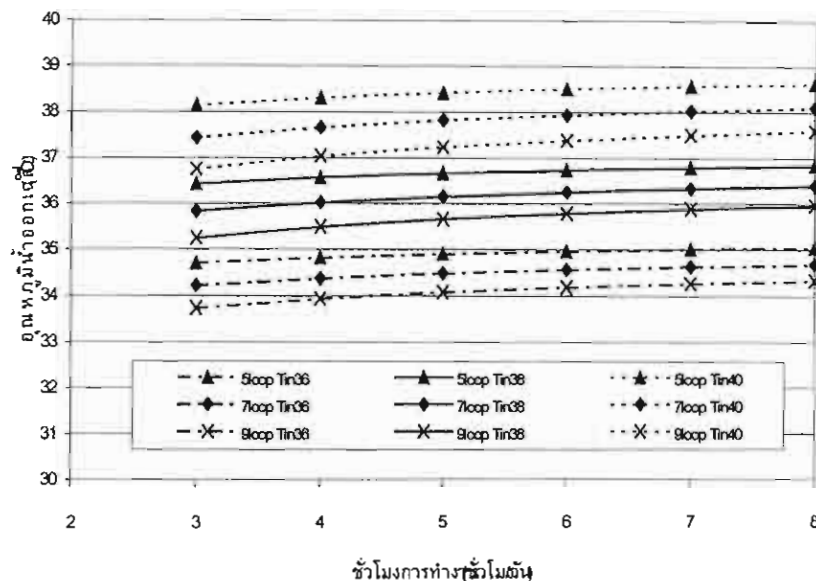
รูปที่ 5.10 การเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิน้ำออกที่เวลาใดๆ ระหว่างค่าที่ได้จากแบบจำลองกับผลการทดสอบของท่อ 2 ลูบ



รูปที่ 5.11 การเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิน้ำออกที่เวลาใดๆ ระหว่างค่าที่ได้จากแบบจำลองกับผลการทดสอบของท่อ 3 ลูบ



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



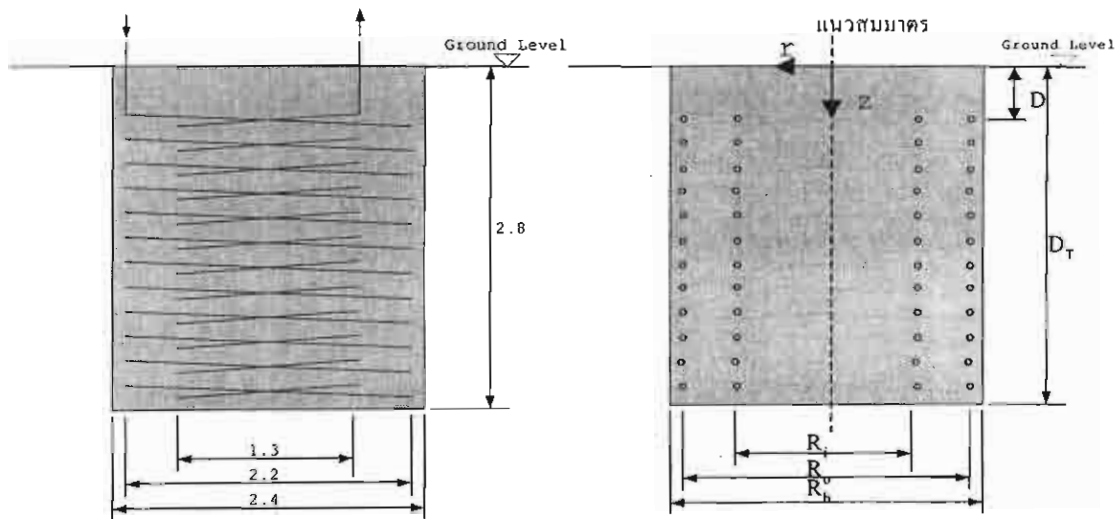
รูปที่ 5.13 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำออกเฉลี่ยกับชั่วโมงการทำงานต่อวัน ของท่อ 5, 7 และ 9 ลูปต่อแบบอนุกรม ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 36, 38 และ 40 °C

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 $t = 0$

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

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

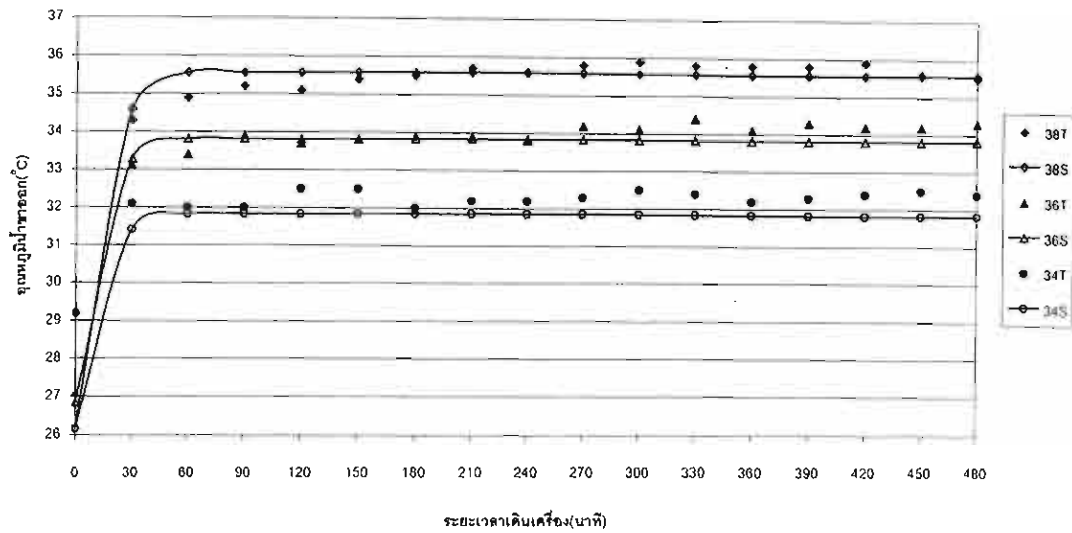
การทดสอบ

การทดสอบดำเนินการคล้ายกับ กรณีที่ท่อวางในแนวตั้ง และท่อเป็นวัสดุชนิดเดียวกัน ลักษณะการวางท่อ เช่นเดียวกับรูปที่ 5.14 จะป้อนน้ำร้อนลงในดินเมื่ออุณหภูมิน้ำเข้าเท่ากับ 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 เมื่ออุณหภูมิน้ำเข้าเท่ากับ 34, 36 และ 38 °C อุณหภูมิน้ำขาออกสอดคล้องกันได้ดี

แผนภูมิเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำขาออกจากการทดสอบกับจากการจำลอง



รูปที่ 5.15 อุณหภูมิน้ำขาออก

5.4 การเปรียบเทียบสมรรถนะ และการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ ระหว่างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน กับพื้นดินแบบขดสองชั้นกับแบบแนวตั้ง

ในส่วนนี้จะเป็นการเปรียบเทียบสมรรถนะการระบายความร้อนลงสู่พื้นดิน ของ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินสองชนิด ระหว่าง แบบตรงในแนวตั้งที่ความลึก 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

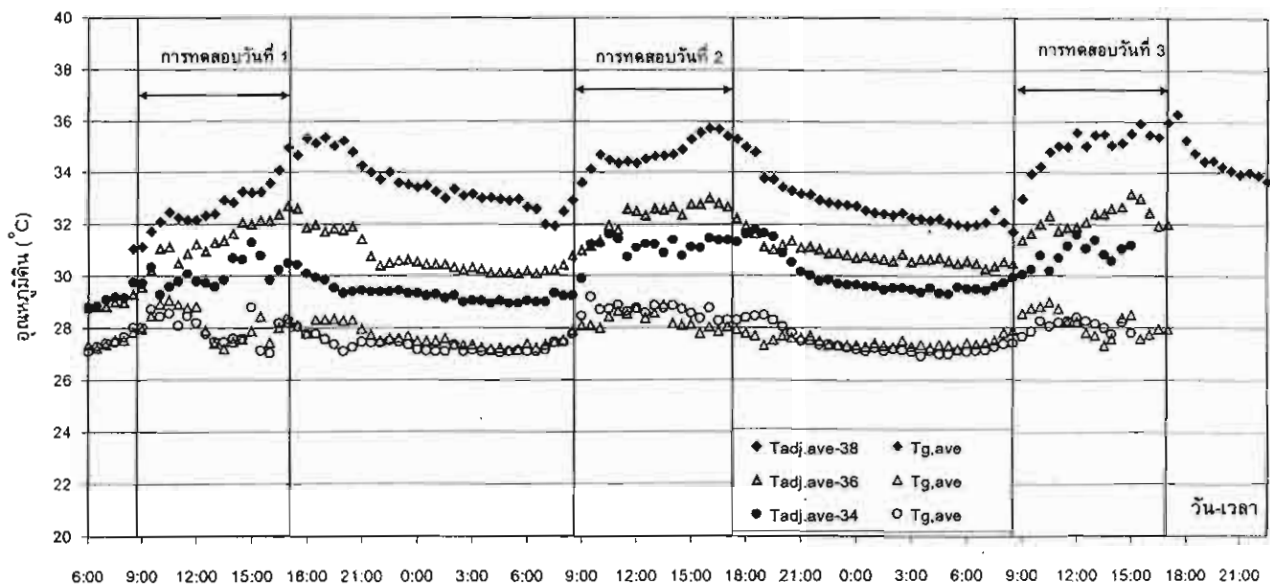
ระบบทั้งสองถูกนำมาทดสอบพร้อมกัน สมรรถนะการระบายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินทั้งสองแบบ แสดงในรูปที่ 5.16-5.18

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

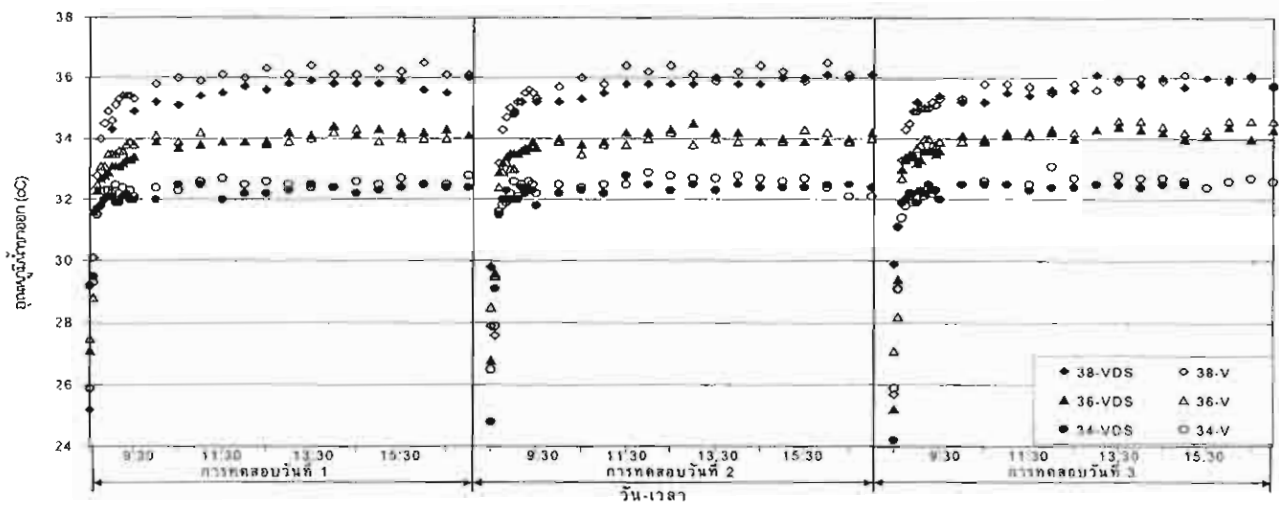
เมื่อป้อนน้ำร้อนลงในดิน มีการระบายความร้อนลงในดิน ทำให้อุณหภูมิน้ำที่ออกจากอุปกรณ์แต่เมื่อเวลาผ่านไป อุณหภูมิดินรอบๆ สูงขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อนลดลง ทำให้อุณหภูมิน้ำออกมีค่าสูงขึ้น ภายใน 1 ชั่วโมงแรกของการระบายความร้อนลงสู่พื้นดินอุณหภูมิน้ำขาออกจะเพิ่มขึ้นและ เข้าใกล้อุณหภูมิค่าหนึ่ง ซึ่งต่ำกว่าอุณหภูมิน้ำขาเข้า 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

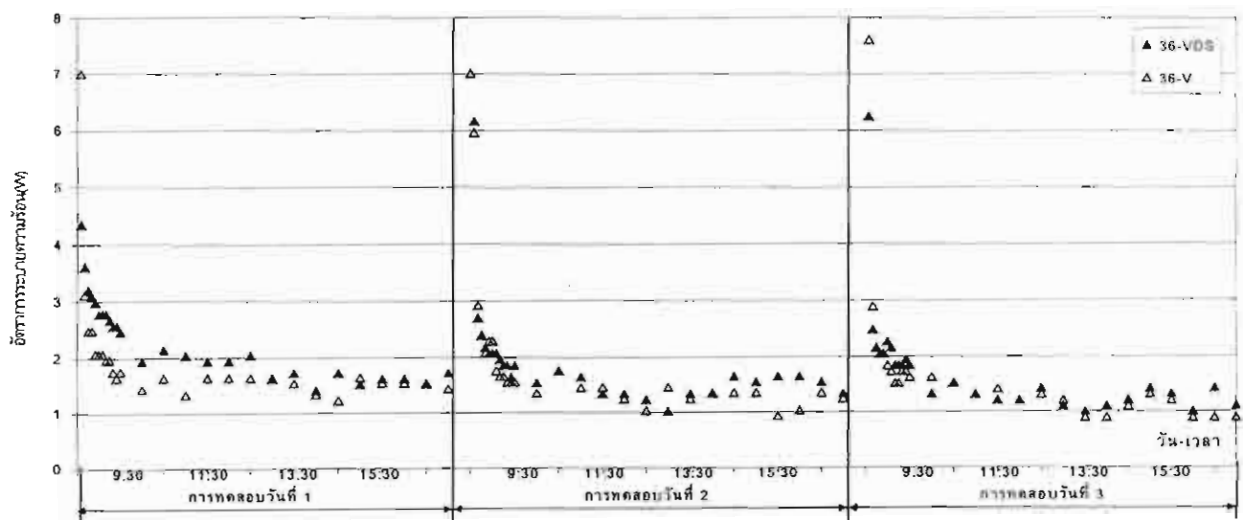
สมรรถนะการระบายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินทั้งสองแบบไม่แตกต่างกันมากนัก ดังนั้นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินในแบบตรงแนวตั้ง น่าจะมีความเหมาะสมมากกว่า เนื่องจากค่าลงทุนติดตั้งต่ำกว่า และการติดตั้งแก้ไขทำได้ง่ายกว่า



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



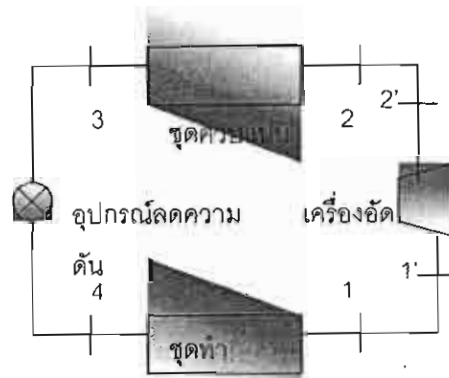
รูปที่ 5.17 อุณหภูมิน้ำที่ออกจากอุปกรณ์ เมื่อมีการป้อนน้ำร้อนเข้า
ที่อุณหภูมิ 34 36 และ 38 °C (VDS-ท่อชุด V-ท่อตั้ง)



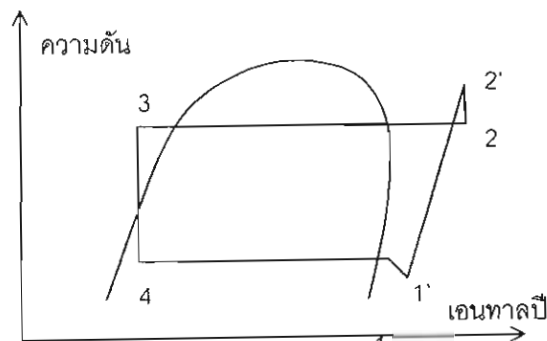
รูปที่ 5.18 อัตราความร้อนที่ระบายลงในดิน เมื่ออุณหภูมิน้ำเข้า 36 °C

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

ในการจำลองการทำงานของระบบปรับอากาศที่มีพื้นดินเป็นแหล่งดูดซับความร้อน โดยมีค่าตัวแปรคงที่ ดังแสดงในตารางที่ 5.2 โดยมีอุณหภูมิน้ำออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน เท่ากับ 33, 34 และ 35°C โดยมีอัตราการไหลของน้ำเท่ากับ 0.25 กิโลกรัม/วินาที จากการจำลองการทำงานของระบบเปรียบเทียบกับพบว่า ระบบมีสัมประสิทธิ์สมรรถนะเท่ากับ 3.55, 3.43 และ 3.20 ที่อุณหภูมิน้ำเข้าเท่ากับ 33, 34 และ 35°C

5.7 สรุป

จากงานที่ดำเนินการไปแล้ว จะเห็นได้ว่า มีศักยภาพสูง ในการนำดินเป็นแหล่งระบายความร้อนของระบบปรับอากาศ ลักษณะท่อที่ใช้ ควรเป็นท่อตัวยูที่วางในแนวดิ่ง เนื่องจาก สร้างได้ง่าย และสามารถเพิ่มจำนวนท่อ ราคาไม่แพงมาก ได้สะดวก ค่า COP ของระบบทำความเย็น เมื่อมีการระบายความร้อนลงในดิน ยังคงมีค่าสูง

เอกสารอ้างอิง

- [1]. สรรเพชร วรรณศรี และ ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์. 2546. สมรรถนะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน. การประชุมวิชาการเรื่องการถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน ครั้งที่ 2. วันที่ 25-26 กันยายน 2546. จ.เชียงใหม่
- [2]. Rybach, L., and Sanner, B. 2000. **Ground-Source Heat Pump System the European Experience.** Geo-Heat Center Quarterly Bulletin. Klamath Falls. Oreg. Oregon Institute of Technology, Vol. 21(1) : 16-26
- [3]. Hopkins, P.L. 1983. **Performance of a Vertical Heat Pump Ground-Coupling Device.** Unpublished M.S. thesis, Oklahoma State University, Stillwater.
- [4]. Lei, T.K. 1993. **Development of a Computational Model for a Ground-Coupled Heat Exchanger.** ASHRAE Transactions 99 (1) : 149–159.

กิจกรรมที่ได้ดำเนินการ (ปีที่ 1)

แผนการดำเนินการในช่วง 0 – 6 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
- พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบชุด - ศึกษาเชิงทดลองสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	- ทำการสร้างชุดแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ - ได้ทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	ดำเนินการตามแผน 100%	

แผนการดำเนินการในช่วง 6 – 12 เดือน

- ตรวจสอบและปรับปรุงแบบจำลองฯ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบชุด - วิเคราะห์ผลระยะยาวเพื่อหาขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่ความลึกและสัมประสิทธิ์การนำความร้อน ประสิทธิภาพของดินต่าง - ศึกษาเชิงทดลองในเรื่องสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยน	- กำลังปรับปรุงแบบจำลองฯ - ใช้แบบจำลองที่กำลังปรับปรุงเพื่อนำไปวิเคราะห์ระยะยาว - ได้สร้างชุดทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนฯ แนวตั้ง	ดำเนินการตามแผน 70%	- ไม่มีข้อมูลระยะยาวของอุณหภูมิดินทำให้ค่าบางตัวในการจำลองทางคณิตศาสตร์ต้องมีการปรับปรุง - มีการปรับแผนเพื่อหาข้อมูลในการทดสอบเบื้องต้นของการวางท่อในแนวตั้งประกอบ

กิจกรรมที่ได้ดำเนินการ (ปีที่ 2)

แผนการดำเนินการในช่วง 0 – 6 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
- พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่อออกแบบขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบแนวดิ่ง - ทดสอบสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบแนวดิ่ง - ตรวจสอบความถูกต้องและแก้ไขแบบจำลองฯ - เปรียบเทียบสมรรถนะ และทำการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ระหว่างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบขดสองชั้นกับแบบแนวดิ่ง - พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องปรับอากาศที่มีการระบายความร้อนลงสู่พื้นดิน	- กำลังพัฒนาแบบจำลองฯ - เสร็จสิ้น - ดำเนินการหลังจาก พัฒนาแบบจำลองฯ เสร็จ - ดำเนินการแล้วเสร็จ ร้อยละ 50 - ดำเนินการแล้วเสร็จ ร้อยละ 70	ดำเนินการตามแผน 100%	งานใน ช่วงเดือนที่ 7-12 งานใน ช่วงเดือนที่ 1-6 ปีที่ 3 ปีที่ 2พฤษภาคม

แผนการดำเนินการ ในช่วง 6 – 12 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
- ตรวจสอบความถูกต้องและแก้ไขแบบจำลองฯ - วิเคราะห์การทำงานในระยะยาว - เปรียบเทียบสมรรถนะ และทำการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ระหว่างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบขดสองชั้นกับแบบแนวดิ่ง	- ได้ตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองฯ โดยเปรียบเทียบผลกับข้อมูลจากการทดสอบ พบว่าค่าอุณหภูมิน้ำขาออกสูงกว่า ข้อมูลการทดสอบ ไม่เกินร้อยละ 3 - จำลองการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้ข้อมูลการแกว่งตัวของอุณหภูมิดินธรรมชาติ พบว่าเมื่ออุณหภูมิดินเพิ่มขึ้นจาก 26 เป็น 30 °C อัตราการถ่ายเทความร้อนสะสมเฉลี่ย ในช่วง 8 ชั่วโมง ลดลงร้อยละ 5.2 - เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินในแนวดิ่ง มีแนวโน้มที่จะมีสมรรถนะการระบายความร้อนต่อหน่วยการลงทุน สูงกว่า	ดำเนินการตามแผน 90%	การดำเนินการยังเสร็จสิ้นสมบูรณ์ เนื่องจากยังมีอีกบางปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน ที่ยังไม่ได้นำมาวิเคราะห์ร่วมด้วย

กิจกรรมที่ได้ดำเนินการ (ปีที่ 3)

แผนการดำเนินการในช่วง 0 – 6 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
- เลือกชนิดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน สำหรับทำงานร่วมกับเครื่องปรับอากาศ - พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องปรับอากาศที่มีการระบายความร้อนลงสู่พื้นดิน	เลือกชนิดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน สำหรับทำงานร่วมกับเครื่องปรับอากาศ พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องปรับอากาศที่มีการระบายความร้อนลงสู่พื้นดิน	ดำเนินการตามแผน 100% ดำเนินการตามแผน 90%	

แผนการดำเนินการในช่วง 6 – 12 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
▪ การจำลองการทำงาน และเลือกรูปแบบการทำงาน	▪ การจำลองการทำงาน และเลือกรูปแบบการทำงาน	ดำเนินการตามแผน 100%	
▪ ทำการทดลองเพื่อตรวจสอบความถูกต้องของโมเดล	▪ ทำการทดลองเพื่อตรวจสอบความถูกต้องของโมเดล	ดำเนินการตามแผน 100%	
▪ วิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์	▪ วิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์	ดำเนินการตามแผน 100%	

Output ที่ได้จากโครงการ

วิทยานิพนธ์นักศึกษา

ระดับปริญญาเอก

(นายสรเพชร วรรณศรี) ปัจจุบันกำลังศึกษาในระดับปริญญาเอก สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

ระดับปริญญาโท

(นายกริช จิรวัฒน์ดิวาพร) สำเร็จการศึกษาในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมพลังงาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, พ.ศ.2548

บทความวิจัยที่ตีพิมพ์เผยแพร่

วารสารระดับนานาชาติ -

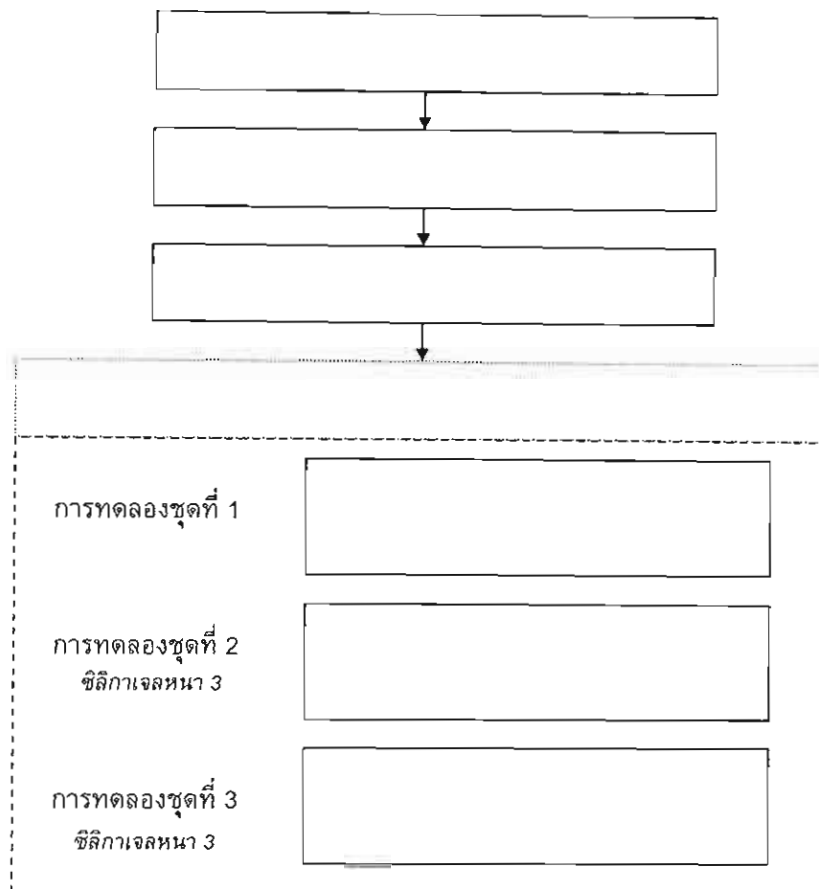
วารสารระดับชาติ -

การประชุมวิชาการระดับนานาชาติ

1. Wannasri, S. and Kiatsiriroat, T., Effect of dimensions on ground heat exchanger performance, Proc. the 9th Tri-University International Joint Semeinar and Symposium, Jiangsu University, China, 2002, pp.121-123.

การประชุมวิชาการระดับชาติ

1. สรเพชร วรรณศรี และทองเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, สมรรถนะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน, Proceedings การประชุมวิชาการ เรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน ครั้งที่ 2, 25-26 กันยายน 2546, เชียงใหม่ หน้า 93-99.
2. กริช จิรวัฒน์ดิวาพร สรเพชร วรรณศรี และ ทองเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, ระบบปรับอากาศที่มีการระบายความร้อนลงสู่พื้นดิน, การประชุมวิชาการ เรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน ครั้งที่ 4, กรกฎาคม 2548, เชียงราย หน้า 148-155.



รูปที่ 6.3 แผนภาพแสดงขั้นตอนการทดสอบเครื่องดูดซับที่ใช้ซิลิกาเจล-น้ำเป็นคู่สารทำงาน

ในภาคทฤษฎี ได้ดำเนินการศึกษาหลักการต่างๆ ที่เกี่ยวกับเครื่องดูดซับ ได้แก่ หลักการดูดซับ สมบัติของซิลิกาเจลเมื่อเกิดการดูดซับน้ำ สภาวะสมดุลระหว่างซิลิกาเจลกับไอน้ำที่ถูกดูดซับ การหาปริมาณน้ำที่ถูกดูดซับ แนวทางในการพัฒนาอัตราการดูดซับของซิลิกาเจล ซึ่งนำมาซึ่งการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อทำนายปรากฏการณ์การถ่ายเทความร้อนและมวลสารของเครื่องดูดซับ โดยอาศัยหลักการอนุรักษ์มวลสารและพลังงาน สามารถสรุปแบบจำลองคณิตศาสตร์ที่พัฒนาขึ้นได้ดังต่อไปนี้

พิจารณาเครื่องดูดซับใน 2 มิติ คือ ความยาวและความสูง และเปลี่ยนแปลงตามเวลาด้วยเช่นกัน ทำให้ได้สมการเป็น partial differential equation (PDF) อันประกอบด้วยสมการแสดงการถ่ายเทความร้อนระหว่าง bed กับของไหลถ่ายเทความร้อน และสมการการถ่ายเทความร้อนภายในชั้นของสารดูดซับ โดยอิงตามสมการของ Alam (2002)

สมการสำหรับการถ่ายเทความร้อนของของไหลถ่ายเทความร้อน (Heat transfer fluid)

$$M_f C_f \frac{\partial T_f}{\partial t} = -m_f c_f L \frac{\partial T_f}{\partial x} + k_f A_f L \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} \right) \quad (6.1)$$

สมการสำหรับการถ่ายเทความร้อนภายในชั้นสารดูดซับ

$$M_a c_a \left(1 + \frac{c_r}{c_o} q + \frac{M_m c_m}{M_a c_a} \right) \frac{\partial T_b}{\partial t} - \rho_a A_o L Q_{st} \frac{\partial q}{\partial t} = k_{eff} A_a L \left(\frac{\partial^2 T_b}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_b}{\partial y^2} \right) \quad (6.2)$$

สมดุลมวลระหว่างซิลิกาเจลกับน้ำสามารถพิจารณาจาก อัตราการเปลี่ยนแปลงปริมาณของน้ำที่ถูกดูดซับ ภายในชั้นของซิลิกาเจลจะเป็นสัดส่วนกับความแตกต่างระหว่างปริมาณน้ำที่ถูกดูดซับที่สภาวะสมดุลกับปริมาณ น้ำที่ถูกซิลิกาเจลดูดซับในขณะนั้น

$$M_o \frac{\partial q}{\partial t} = h_m (q_e - q) \quad (6.3)$$

จากสมการข้างต้น ตัวแปรที่ต้องทำการคำนวณได้แก่ k_{eff} , h_f และ h_m สามารถทำนายโดยใช้สมการดังต่อไปนี้ สมการทำนายค่า Effective Thermal Conductivity (k_{eff})

$$Q = \dot{m}_f Cp(T_{f,o} - T_{f,i}) = \frac{k_{eff} A}{w} (T_{b,i} - T_{b,o}) \quad (6.4)$$

สมการทำนายค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของของไหล (h_f)

$$\dot{m}_f Cp \Delta T = h_f A_f \Delta T_{ln} \quad (6.5)$$

โดยที่
$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_s - T_c) - (T_s - T_i)}{\ln((T_s - T_c)/(T_s - T_i))}$$

สมการทำนายค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลของไอน้ำ (h_m)

$$M_o \frac{\partial q}{\partial t} = h_m (q_e - q) \quad (6.6)$$

สมการในรูปเชิงอนุพันธ์ย่อย (Partial Differential Equation, PDF) ของสมดุลพลังงานและสมดุลมวล สามารถทำการแก้ปัญหาเพื่อหาคำตอบโดยใช้กรรมวิธีเชิงตัวเลขโดยระเบียบวิธีผลต่างสืบเนื่อง (Finite Difference Method) ซึ่งสมการความร้อน 2 มิติจากระเบียบวิธีแบบปริยาย (Implicit method) สมการเพื่อทำนายอุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งต่างๆและตามเวลาที่เปลี่ยนไป คือ

$$T_{m,n}^{j+1} = (1 - 4\delta)T_{m,n}^j + \delta(T_{m,n-1}^j + T_{m,n+1}^j + T_{m-1,n}^j + T_{m+1,n}^j) \quad (6.7)$$

สมการเพื่อทำนายอุณหภูมิของสารดูดซับที่ตำแหน่งต่างๆตามเวลาที่เปลี่ยนแปลง คือ

$$T_{m,n}^{j+1} = (1 - 4\delta)T_{m,n}^j + \alpha(T_{m,n-1}^j + T_{m,n+1}^j + T_{m-1,n}^j + T_{m+1,n}^j) + \beta \quad (6.8)$$

สมการข้างต้น จะถูกนำมาหาการกระจายของอุณหภูมิ ซึ่งแบบจำลองทางคณิตศาสตร์นี้ได้รับการใช้ในการทำนาย ความหนาของชั้นซิลิกาเจล ขนาดความสูงของคืบ และสัดส่วนของผงทองแดงที่ผสมในสารดูดซับที่เหมาะสม จากนั้นจึงนำผลการคำนวณมาเปรียบเทียบกับผลการทดลอง โดยการแสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของ

ของไหลถ่ายเทความร้อน (น้ำระบายความร้อน) กับเวลาที่ได้จากการทดลองและจากการคำนวณเมื่อเปลี่ยนตัวแปรของความหนาชั้นสารดูดซับ ความสูงของครีบทองแดง และอัตราส่วนของผงทองแดง

ผลการศึกษา

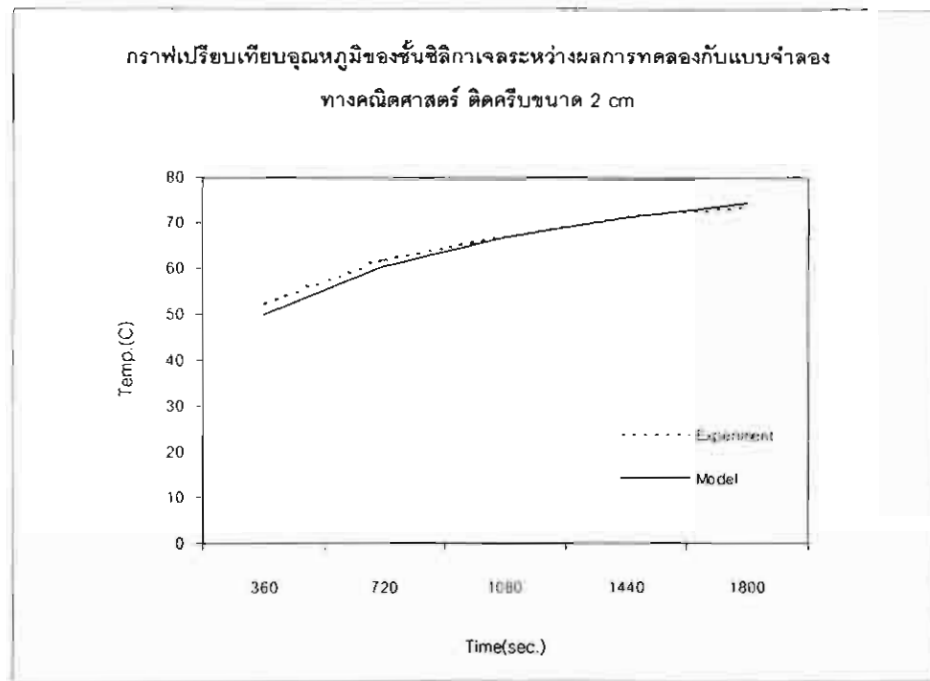
ตารางที่ 6.1 แสดงค่าเปรียบเทียบของปริมาณน้ำที่ถูกดูดซับต่อมวลของซิลิกาเจล และอัตราการดูดซับน้ำต่อมวลของซิลิกาเจลเทียบกับเวลา และปริมาณน้ำที่ถูกดูดซับ (หน่วยกิโลกรัม) จากการทดลองและจากการคำนวณ จะเห็นได้ว่า เมื่อความหนาของชั้นซิลิกาเจลมากขึ้น ความสามารถในการดูดซับความชื้นต่อหน่วยจะลดลง เนื่องจากขณะดูดความชื้น อุณหภูมิบริเวณที่ดูดความชื้นสูงขึ้น ทำให้ความดันไอน้ำบริเวณนั้นมีค่าสูง ทำให้ความดันไอแตกต่างระหว่างบรรยากาศรอบๆกับในซิลิกาเจล ลดลง ปริมาณการดูดซับต่อหน่วยจึงลดลง เมื่อมีการผสมผงโลหะ และการเพิ่มครีบทองแดง จะช่วยให้การนำความร้อนถ่ายเทมายังชั้นซิลิกาเจลชั้นล่างลงมา และถ่ายเทสู่ชุดระบายความร้อนได้ดีขึ้น อุณหภูมิเจลลดลง ทำให้สามารถดูดซับความชื้นได้ดีขึ้น ผลการคำนวณกับผลการทดลองให้ผลใกล้เคียงกัน

ตารางที่ 6.1 ผลการเปรียบเทียบการดูดซับของซิลิกาเจล-น้ำจากการทดลองและการคำนวณ

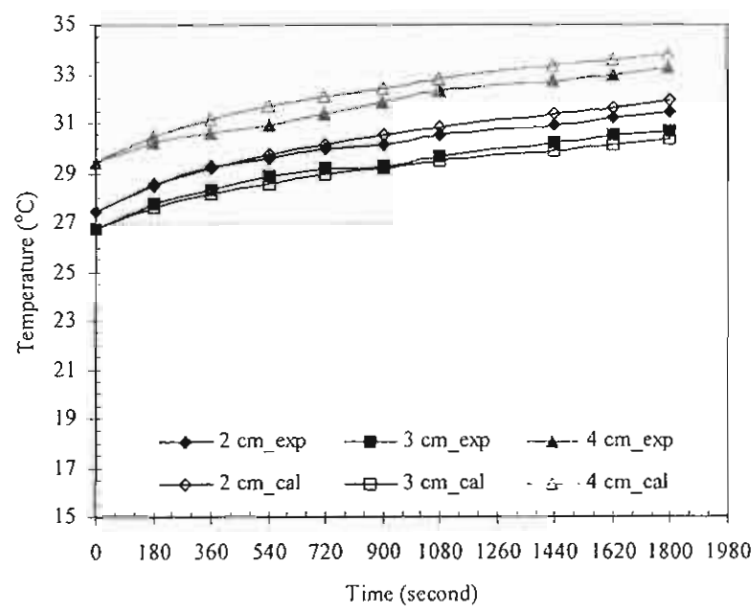
ตัวแปร	q (kg _{water} /kg _{silica gel})		q/t(kg _{water} /kg _{silica gel} .s ⁻¹)		ปริมาณน้ำที่ถูกดูดซับ (kg)
	ผลการทดลอง	ผลการคำนวณ	ผลการทดลอง	ผลการคำนวณ	ผลการทดลอง
ความหนาของชั้นซิลิกาเจล					
▪ 2 เซนติเมตร	0.0900	0.0870	5.021×10^{-5}	5.090×10^{-5}	0.0470
▪ 3 เซนติเมตร	0.0641	0.0570	3.561×10^{-5}	2.800×10^{-5}	0.0500
▪ 4 เซนติเมตร	0.0490	0.0560	2.720×10^{-5}	2.780×10^{-5}	0.0510
อัตราส่วนการผสมเม็ดทองแดง					
▪ 1/20 w/w	0.0730	0.0780	4.060×10^{-5}	3.958×10^{-5}	0.0570
▪ 1/15 w/w	0.0820	0.0840	4.558×10^{-5}	4.532×10^{-5}	0.0640
▪ 1/10 w/w	0.0860	0.0860	4.770×10^{-5}	4.760×10^{-5}	0.0670
▪ 1/5 w/w	0.0920	0.0970	5.128×10^{-5}	5.053×10^{-5}	0.0720
ความสูงของครีบทองแดง					
▪ 1 เซนติเมตร	0.0987	0.0994	5.484×10^{-5}	5.470×10^{-5}	0.0770
▪ 2 เซนติเมตร	0.1128	0.1122	6.270×10^{-5}	6.296×10^{-5}	0.0880

นอกจากนี้ผลการทดลองในรูปของอุณหภูมิของชั้นซิลิกาเจล และของน้ำระบายความร้อน (ของไหลถ่ายเทความร้อน) ที่เปลี่ยนแปลงตามเวลาเมื่อปรับค่าตัวแปรต่างๆ ยังแสดงได้ดังตัวอย่าง ในรูปที่ 6.4 - 6.8

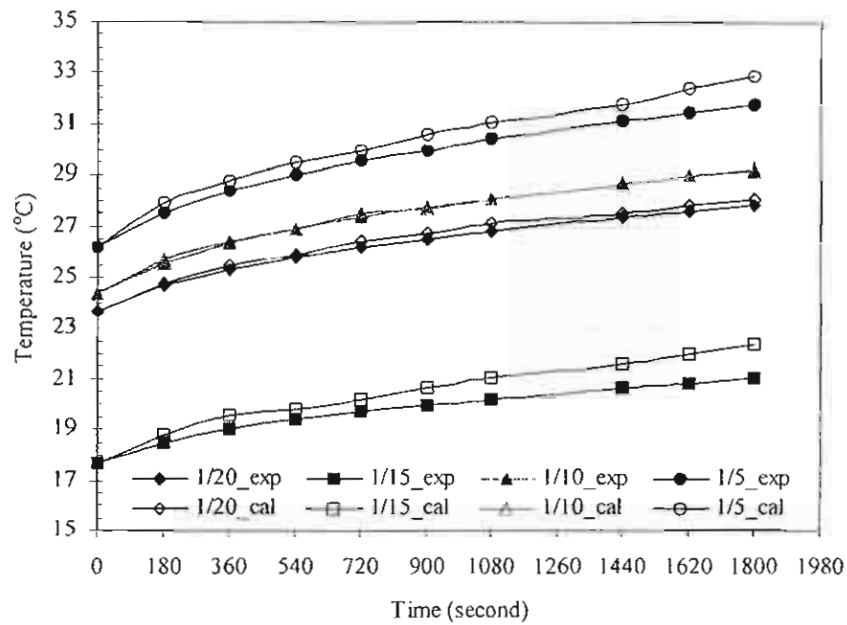
รูปที่ 6.4 การเปรียบเทียบอุณหภูมิของชั้นซิลิกาเจลระหว่างผลการทดลองกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ กรณีชั้นซิลิกาเจลหนา 2 เซนติเมตร



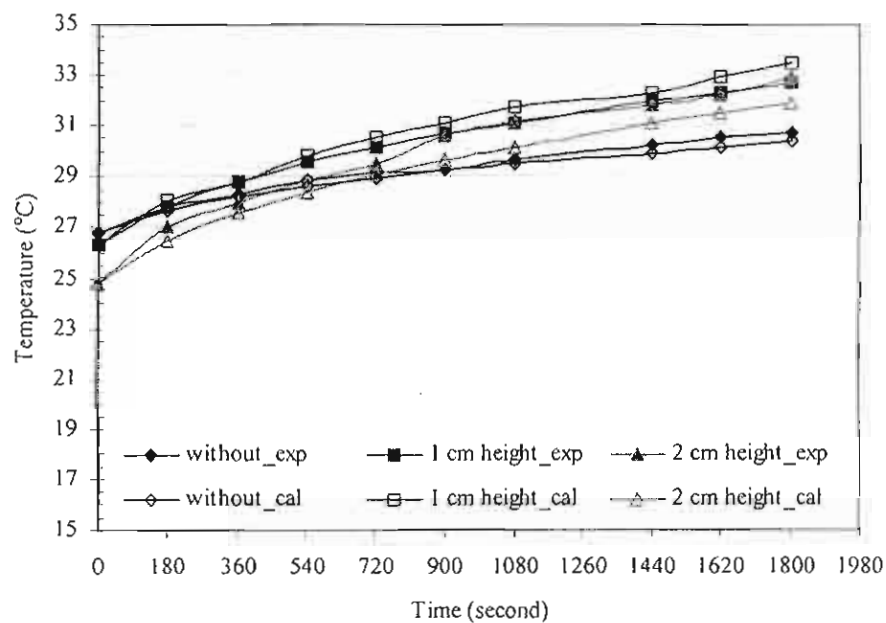
รูปที่ 6.6 การเปรียบเทียบอุณหภูมิของชั้นซิลิกาเจลระหว่างผลการทดลองกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ติดครีบนขนาดความสูง 2 เซนติเมตร ซิลิกาเจลหนา 2 เซนติเมตร



(n)



(ข)



(ค)

รูปที่ 6.7 การเปรียบเทียบแนวโน้มอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนออกเนื่องจากการปรับปรุงเครื่องดูดซับในลักษณะต่างๆ (ก) การเปลี่ยนความหนาของชั้นซิลิกาเจล (ข) การผสมเม็ดทองแดง และ (ค) การติดครีบทองแดง

จากตารางและรูปข้างต้นสามารถจะเห็นได้ว่า

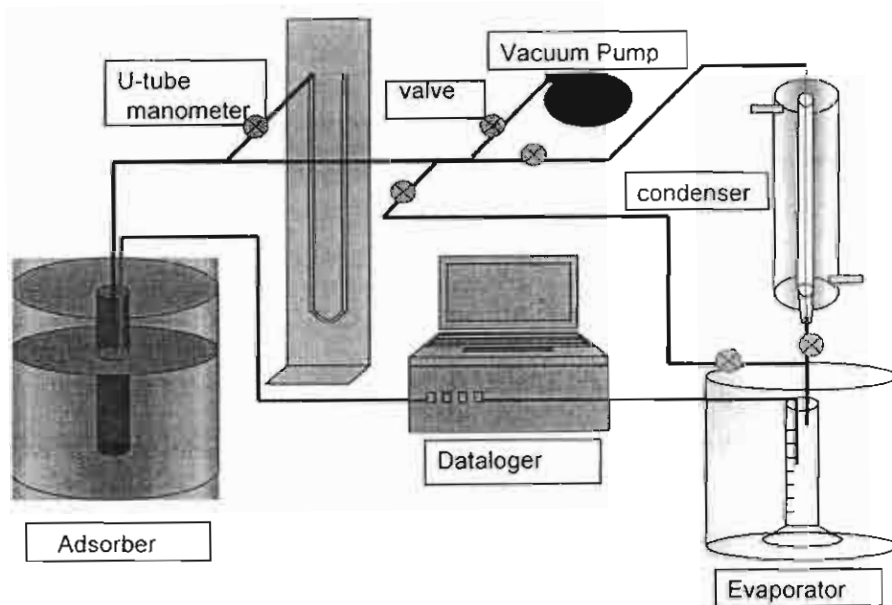
- แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สามารถนำมาใช้ในการทำนายพฤติกรรมของเครื่องดูดซับเมื่อทำการปรับปรุงโดยวิธีการต่างๆ ได้ดี
- การติดครีบทองแดง และผสมผงโลหะทองแดงช่วยทำให้ได้น้ำหนักน้ำที่ถูกดูดซับเพิ่มขึ้น

การศึกษาในกรณีคู่สารผงบ่่านกั่มมันด์-เอทานอล

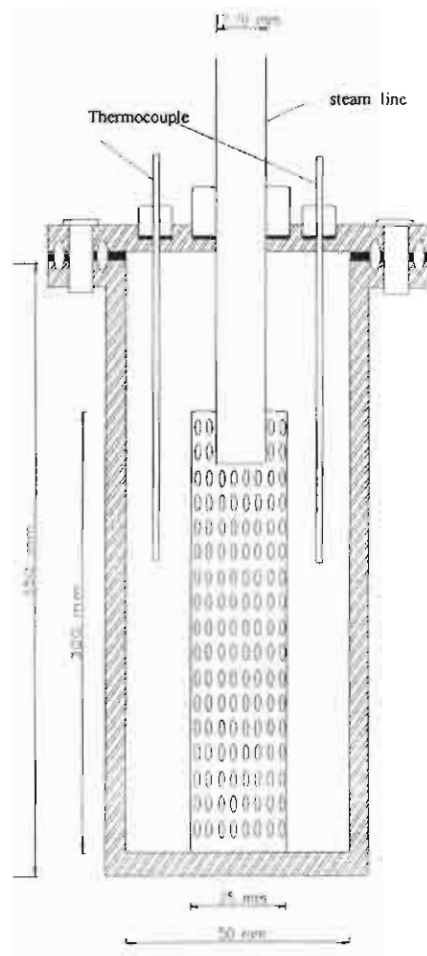
ภาคการทดลอง

การทดสอบดำเนินการเพื่อสร้างแผนภาพสำหรับการดูดซับของเอทานอล โดยถ่านกั่มมันด์จาก 2 แหล่ง คือ กะลามะพร้าว และจากถ่านหิน ปริมาณถ่านกั่มมันด์ที่ใช้ 170-195 กรัมโดยชุดเครื่องมือทดสอบหา P-T-x ใช้วิธีการเดียวกับ Tiansuwan, 1998 และแสดงได้ดังรูปที่ 6.8 ซึ่งอุปกรณ์หลักประกอบด้วย

- เครื่องดูดซับ (Adsorber) เป็นท่อสแตนเลส 2 ท่อซ้อนกัน ท่อนอกและท่อในมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางประมาณ 50 และ 25 mm ตามลำดับ ท่อด้านในมีรูพรุนเพื่อให้ไอเอทานอลสามารถไหลผ่านได้ และมีขั้วสแตนเลสหุ้มรอบท่อในเพื่อป้องกันถ่านกั่มมันด์ ด้านบนปิดด้วยฝาสแตนเลสเจาะรูตรงกลางเพื่อใส่ท่อสแตนเลสเส้นผ่านศูนย์กลาง 12.5 mm ซึ่งภาพตัดขวางของเครื่องดูดซับแสดงไว้ดังรูปที่ 6.9
- คอนเดนเซอร์ (Condenser) เป็นท่อแก้วลักษณะเกลียว ที่มีน้ำหล่อเย็นไหลภายนอก
- เครื่องทำระเหย (Evaporator) เป็นเป็นกระบอกดวงที่มีสเกลเพื่อวัดระดับของเอทานอล
- อุปกรณ์วัดความดัน (U-tube manometer) เป็นหลอดแก้วรูปตัวยูภายในบรรจุปรอท
- อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ ใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด K ต่อกับ Data logger เพื่อบันทึกอุณหภูมิ



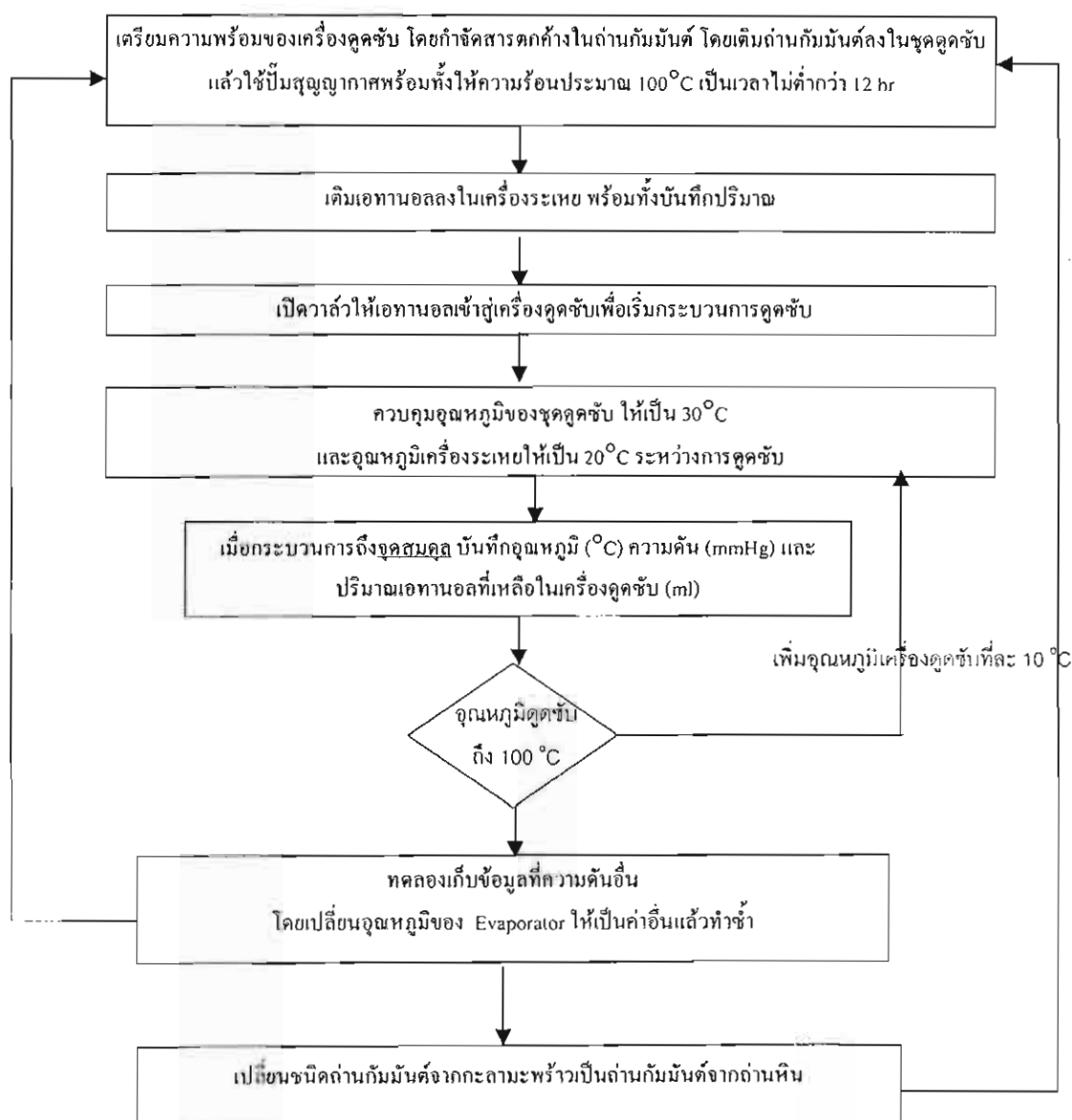
รูปที่ 6.8 ชุดเครื่องมือทดลองเพื่อนำผลไปสร้าง P-T-x diagram ของระบบดูดซับถ่านกั่มมันด์-เอทานอล



รูปผ.1 Container A

รูปที่ 6.9 ภาพตัดขวางของเครื่องดูดซับที่ใช้ถ่านกัมมันต์-เอทานอลเป็นคู่สารทำงาน

จากนั้นจึงดำเนินการทดลองและเก็บข้อมูล เพื่อนำไปใช้ในการคำนวณ และ สร้าง P-T-x diagram ดังแผนภูมิในรูปที่ 6.10



รูปที่ 6.10 แผนภาพแสดงขั้นตอนการทดลอง เพื่อสร้างแผนภาพ P-T-x

ผลการหาค่า P-T-x

ผลการทดลองจะหาความสัมพันธ์ ตามสมการ Dubinin Radushkevich (สมการ D-R) ซึ่งอยู่ในรูป

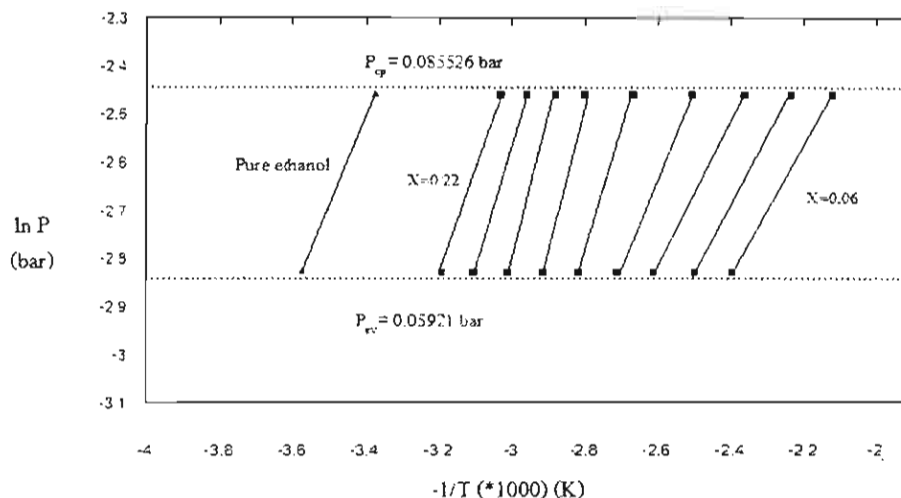
$$W = W_o \exp\left(-D\left(T \ln\left(\frac{P_s}{P}\right)\right)^n\right) \quad (6.9)$$

หรือ

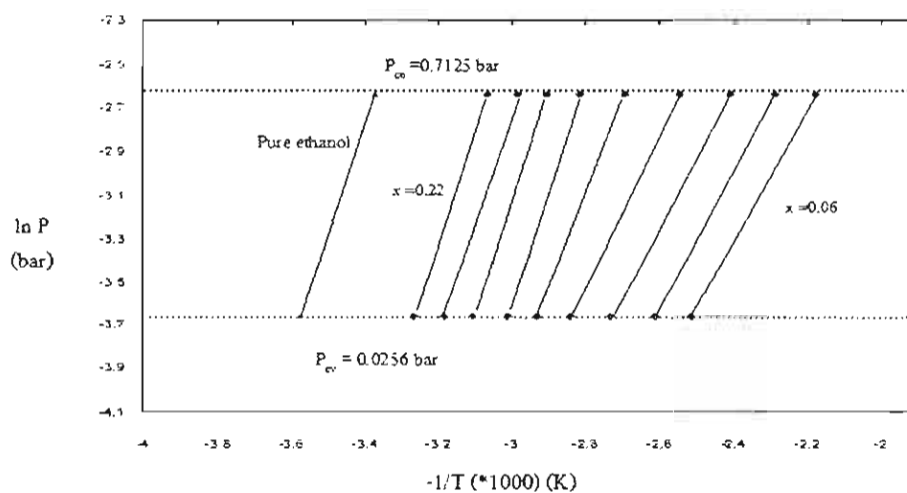
$$\ln P = -\frac{1}{T} \left[\frac{1}{D} \ln \frac{W_o}{W} \right]^{1/n} + \ln(P_s) \quad (6.10)$$

โดย W คือ ปริมาตรที่ adsorbent สามารถดูดซับได้ W_o คือ ปริมาตรมากที่สุดที่ adsorbent สามารถดูดซับได้ D เป็น ค่าคงที่ n เป็น ค่าคงที่ โดยปกตินิยมให้มีค่า 2 แต่มีมากกว่าหรือน้อยกว่า 2 ได้

ผลการทดสอบ แสดงในรูปที่ 6.11-6.12



รูปที่ 6.11 กราฟมาตรฐาน ความดัน – อุณหภูมิ – ความเข้มข้น (P-T-x diagram) กรณีใช้ถ่านกัมมันต์ (ผลิตจากถ่านกะลามะพร้าว) – เอทานอล เป็นคู่สารทำงาน

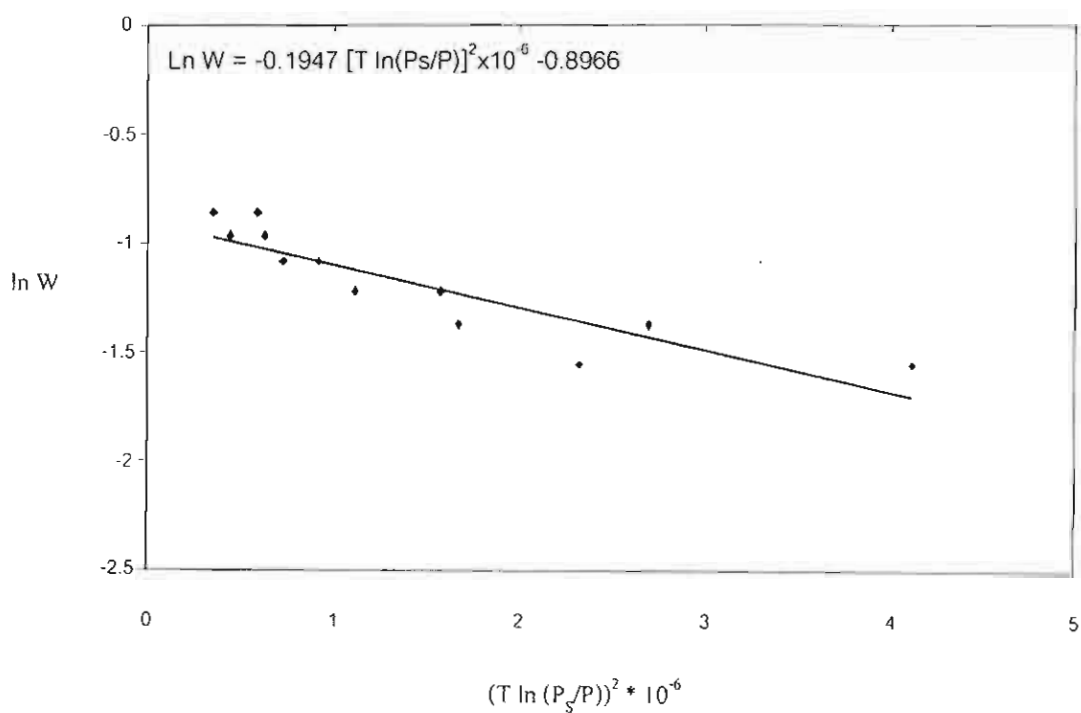


รูปที่ 6.12 กราฟมาตรฐาน ความดัน – อุณหภูมิ – ความเข้มข้น (P-T-x diagram) กรณีใช้ถ่านกัมมันต์ (ผลิตจากถ่านหิน) – เอทานอล เป็นคู่สารทำงาน

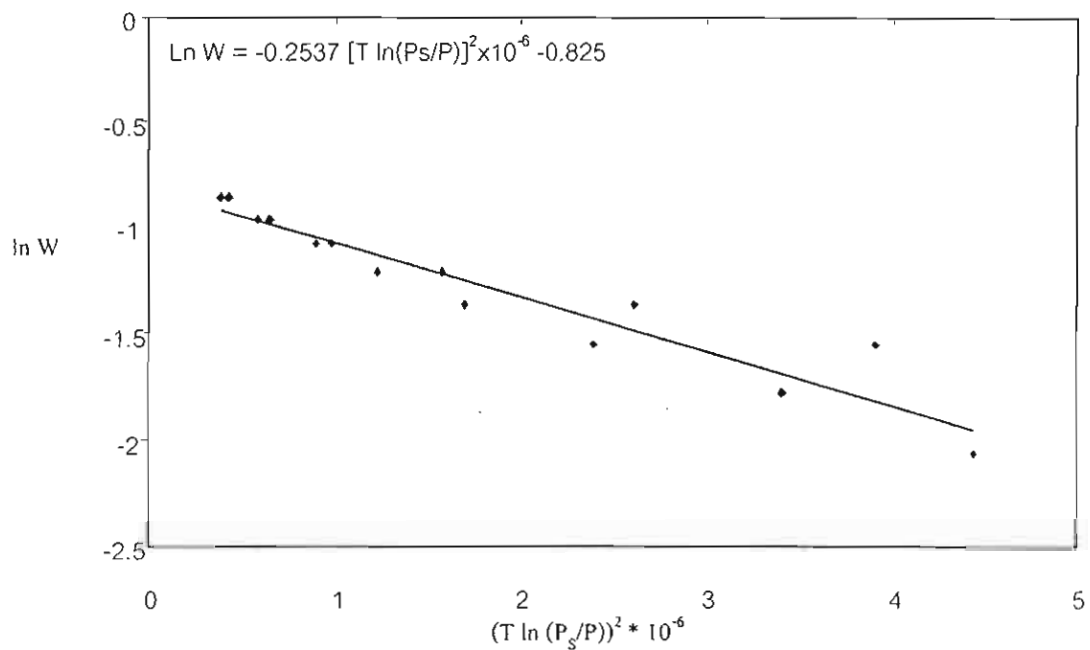
ในการหาความสัมพันธ์ระหว่าง $\ln W$ กับ $\left(T \ln \frac{P_s}{P}\right)^n$ จะได้กราฟเส้นตรง โดยความชันเป็นค่าการกระจายตัวของรูพรุน (D) และจุดตัดแกนตั้งเป็น $\ln W_0$ จึงสามารถหาค่า การดูดซับที่มากที่สุด (W_0) ได้ ดังสมการ

$$\ln W = \ln W_0 - D \left(T \ln \left(\frac{P_s}{P} \right) \right)^n \quad (6.11)$$

ความสัมพันธ์ที่ได้ แสดงดังรูปที่ 6.13 และ 6.14 สำหรับถ่านกัมมันต์จากกะลามะพร้าวและถ่านหิน ตามลำดับ และค่า W_0 และ D สำหรับถ่านกัมมันต์ทั้งสองชนิดแสดงดังตารางที่ 6.2



รูปที่ 6.13 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า $\ln W$ กับ $\left(T \ln \frac{P_s}{P}\right)^2$ กรณี ใช้ถ่านกัมมันต์
(ผลิตจากถ่านกะลา มะพร้าว)-เอทานอลเป็นคู่สารทำงาน



รูปที่ 6.14 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า $\ln W$ กับ $\left(T \left(\ln \frac{P_s}{P}\right)\right)^2$ กรณี ใช้ถ่านกัมมันต์
(ผลิตจากถ่านหิน)-เอทานอลเป็นคู่สารทำงาน

ตารางที่ 6.2 แสดงผลของค่าการดูดซับที่มากที่สุด (W_0) และการกระจายตัวของรูพรุน (D) ของถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านกะลามะพร้าวและถ่านหิน

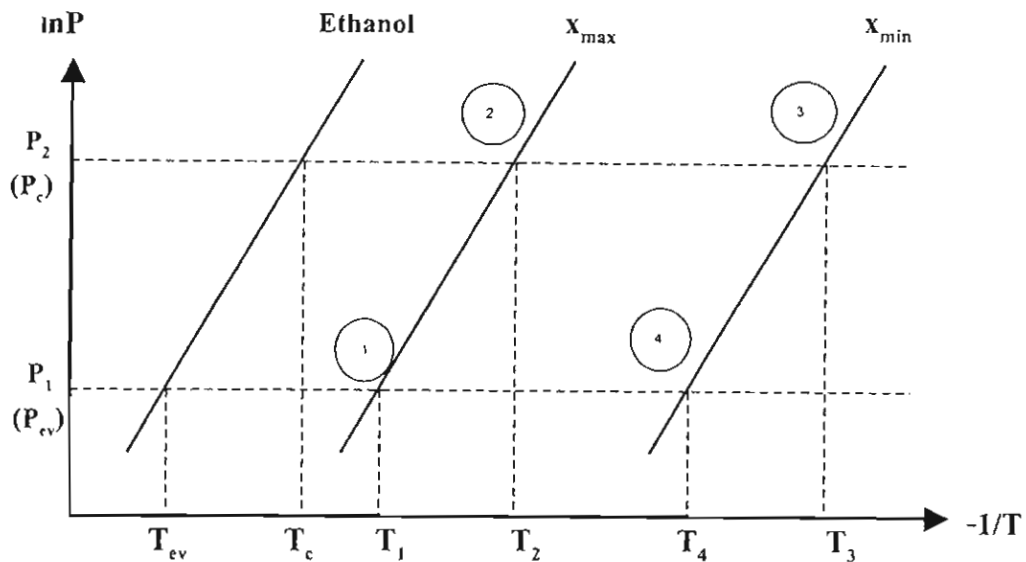
ชนิดของถ่านกัมมันต์ที่ใช้	W_0	D	r^2
CGC-16 (ผลิตจาก ถ่านกะลามะพร้าว)	0.40795	0.1947	0.7936
CAL 12×40 (ผลิตจากถ่านหิน)	0.4382	0.2537	0.9101

เมื่อพิจารณาขนาดของผงถ่านกัมมันต์ ประกอบกับค่าความสามารถในการดูดซับสูงสุด (W_0) ที่ได้ จะเห็นว่าถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหินมีความได้เปรียบในเรื่องของความสามารถในการดูดซับที่มากกว่า ด้วยขนาดผงถ่านที่เล็กกว่า ที่ทำให้ปริมาตรที่จะดูดซับได้ต่อหน่วยน้ำหนักมีมากกว่า และยังมีการกระจายตัวของรูพรุนที่สูงกว่า จึงสามารถรับไอของเอทานอลได้ดีกว่าถ่านกัมมันต์จากกะลามะพร้าว

ในกรณีของถ่านกัมมันต์-เอทานอล ไม่สามารถใช้ผงโลหะได้ เนื่องจากพบว่าเอทานอลจะกัดกร่อนผงโลหะ ดังนั้นในส่วนนี้จึงไม่มีการศึกษา

โมเดลการศึกษาสมรรถนะเชิงความร้อน

ในการศึกษาสมรรถนะเชิงความร้อน ของระบบนี้ อาจพิจารณาได้จาก พารามิเตอร์หลัก 3 ตัวได้แก่ ความดัน(P), อุณหภูมิ (T) และความเข้มข้นสารดูดซับ (x) และสมการ D-R จาก ไดอะแกรมสมดุล P-T-x ใช้ประกอบการออกแบบระบบได้ โดยพิจารณาที่กระบวนการความดันคงที่ (isobars) หรือ W คงที่ (isosters) ดังแสดงไว้ในรูปที่ 6.15



รูปที่ 6.15 ไดอะแกรมสมดุล P-T-x ของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ (ทองเกียรติ, 2535)

เอทานอลถูกป้อน (charge) ให้เข้าไปดูดเกาะกับถ่านกัมมันต์ที่ Adsorber (จุดที่ 1 ในรูป) คู่สารดูดซับมีอุณหภูมิเป็น T_1 , ความดัน P_1 และความเข้มข้นเป็น x_{max} (x = สัดส่วนน้ำหนักเอทานอลที่ถูกดูดซับต่อน้ำหนักถ่านกัมมันต์ทั้งหมด) เมื่อให้ความร้อน Adsorber จะทำให้อุณหภูมิและความดันเปลี่ยนไป จากจุดที่ 1 เป็นจุดที่ 2 ในช่วงนี้เอทานอลยังไม่เกิดการระเหย ความเข้มข้นยังคงเท่าเดิมที่ x_{max} กระบวนการนี้เรียกว่า กระบวนการให้ความร้อน (heating process)

เมื่อความดันและอุณหภูมิเท่ากับ P_2 และ T_2 ไอเอทานอลจะเริ่มแยกตัวออก ผ่านไปควบแน่นที่ condenser ที่ความดัน P_2 และอุณหภูมิ T_c เมื่อเอทานอลระเหยออกไปจาก Adsorber ทำให้ความเข้มข้นค่อย ๆ ลดลงจาก x_{max} เป็น x_{min} โดยอุณหภูมิคู่สารดูดซับที่ Adsorber เป็น T_3 แต่ความดันยังคงเท่ากับ P_2 กระบวนการนี้เรียกว่า กระบวนการแยกตัว (desorption process)

เมื่ออุณหภูมิคู่สารดูดซับที่ Adsorber เท่ากับ T_3 ความดันของระบบเท่ากับ P_2 และมีปริมาณเอทานอลใน evaporator ตามต้องการแล้ว จะทำการดึงความร้อนออกจากคู่สารดูดซับที่ Adsorber อุณหภูมิและความดันจะลดลงเหลือ T_4 และ P_1 ตามลำดับ ทำให้อุณหภูมิเอทานอลใน evaporator ลดลงจาก T_c เป็น T_{ev} เมื่อเอทานอลได้รับความร้อนในห้องอีแวปอเรเตอร์จะทำให้ระเหยกลับเข้าไปดูดซับกับถ่านกัมมันต์ที่ Adsorber ตามเดิม กระบวนการในขั้นนี้เรียกว่า กระบวนการทำเย็น หรือกระบวนการดูดซับ (Adsorption process)

ในกระบวนการ (1) – (2) ความร้อนที่เกิดขึ้นเป็นความร้อนสัมผัส ของเอทานอล และถ่านกัมมันต์

$$Q_{1-2} = m_{ac} (C_{p,ac} (T_2 - T_1) + C_{p,et} x_{max} (T_2 - T_1)) \quad (6.12)$$

เมื่อ Q_{1-2} = ความร้อนที่เกิดขึ้นของกระบวนการ 1-2
 $C_{p,ac}$ และ $C_{p,et}$ = ค่าความจุความร้อนจำเพาะของถ่านกัมมันต์และเอทานอล
 m_{ac} = มวลของถ่านกัมมันต์ที่บรรจุในชุดดูดซับ

ที่สภาวะ (2) - (3)

กำหนดให้เอทานอลเกาะอยู่บนถ่านกัมมันต์แบบ monolayer ดังนั้นความร้อนที่เกิดขึ้นในส่วนนี้จะประกอบด้วยความร้อนจากการแตกตัวของเอทานอลออกจากผิวถ่านกัมมันต์ และความร้อนสัมผัส ของมวลเฉลี่ยของเอทานอลจาก $T_2 - T_3$

$$Q_{2-3} = m_{ac} \{ H_{des} (x_{max} - x_{min}) + C_{p,ac} (T_3 - T_2) + C_{p,et} (x_{max} - x_{min}) (T_3 - T_2) / 2 \} \quad (6.13)$$

เมื่อ H_{des} = ความร้อนในการแยกตัว (kJ/kg_{et})

จากสมการ Clausius-Clapeyron ที่ความเข้มข้นคงที่ x_{max} ความร้อนที่ใช้ในการแยกเอทานอลออกจากถ่านกัมมันต์ (H_{des}) สามารถหาได้ดังนี้

$$H_{des} = \frac{R \ln(P_2/P_1)}{\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right)} \quad (6.14)$$

เอทานอลจะถูกทำให้เย็นจนมีอุณหภูมิเป็น T_{ev} หลังจากนั้นจะมีการดึงความร้อนออกจากห้องจนอุณหภูมิของชุดดูดซับเป็น T_1 จึงเริ่มวัฏจักรใหม่อีกครั้ง

$$Q_c = m_{ac} (x_{max} - x_{min}) [(L_{et})_{ev} - C_{p,et} (T_c - T_{ev})] \quad (6.15)$$

เมื่อ $(L_{et})_{ev}$ = ความร้อนแฝงของเอทานอลที่ความดัน P_{ev} (kJ / kg_e)

สมรรถนะของระบบ (COP) (ASHRAE, 1997)

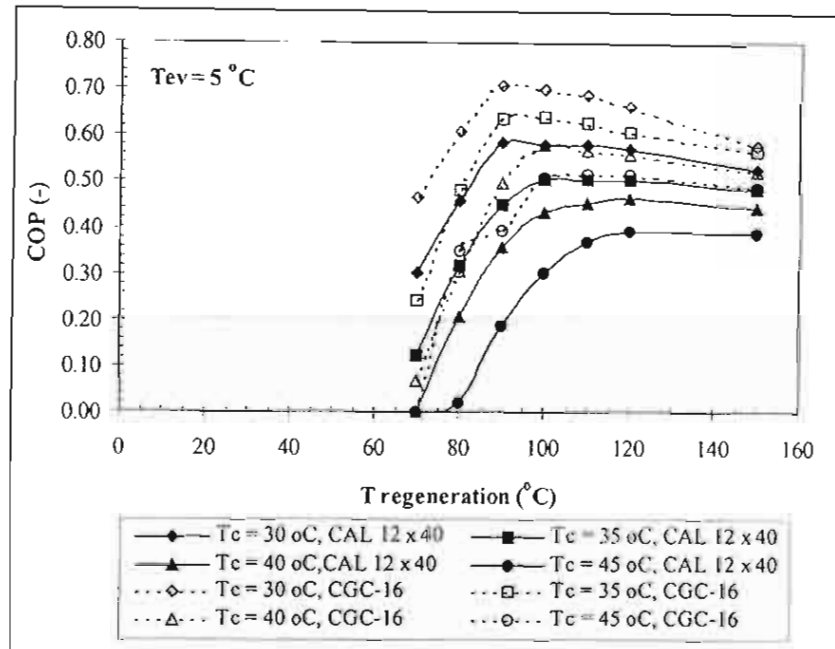
$$COP = \frac{Q_{useful}}{Q_{input}}$$

$$COP = \frac{Q_c}{(Q_{1-2} + Q_{2-3})} \quad (6.16)$$

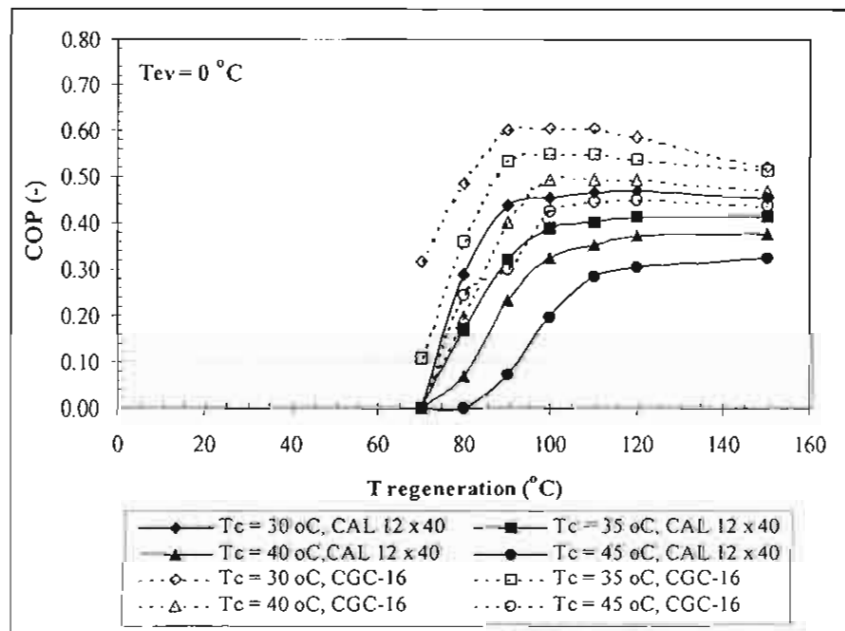
จากผลการทดสอบเพื่อสร้างแผนภาพ P-T-x ได้ทำการคำนวณหาประสิทธิภาพของระบบดูดซับ โดยการใช้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP) ของระบบ จากค่าต่างๆ ของอุณหภูมิที่ระเหย (T_{ev}) และอุณหภูมิเครื่องควบแน่น (T_{cd}) คือ

- อุณหภูมิทำระเหย 5°C และ 0°C
- อุณหภูมิควบแน่น เป็น 30°C , 35°C , 40°C , และ 45°C

กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง COP และอุณหภูมิสูงสุดของตัวดูดซับ หรืออุณหภูมิในการไล่เอทานอล ($T_{\text{Regeneration}}$) แสดงดังรูปที่ 6.16 และ 6.17 โดยเปรียบเทียบด้านทั้งสองชนิดที่อุณหภูมิทำระเหย 5°C และ 0°C ตามลำดับ



รูปที่ 6.16 ความสัมพันธ์ระหว่าง COP และอุณหภูมิสูงสุดของถ่านทั้งสองชนิดที่อุณหภูมิทำระเหย 5°C



รูปที่ 6.17 ความสัมพันธ์ระหว่าง COP และอุณหภูมิสูงสุดของถ่านทั้งสองชนิดที่อุณหภูมิทำระเหย 0°C

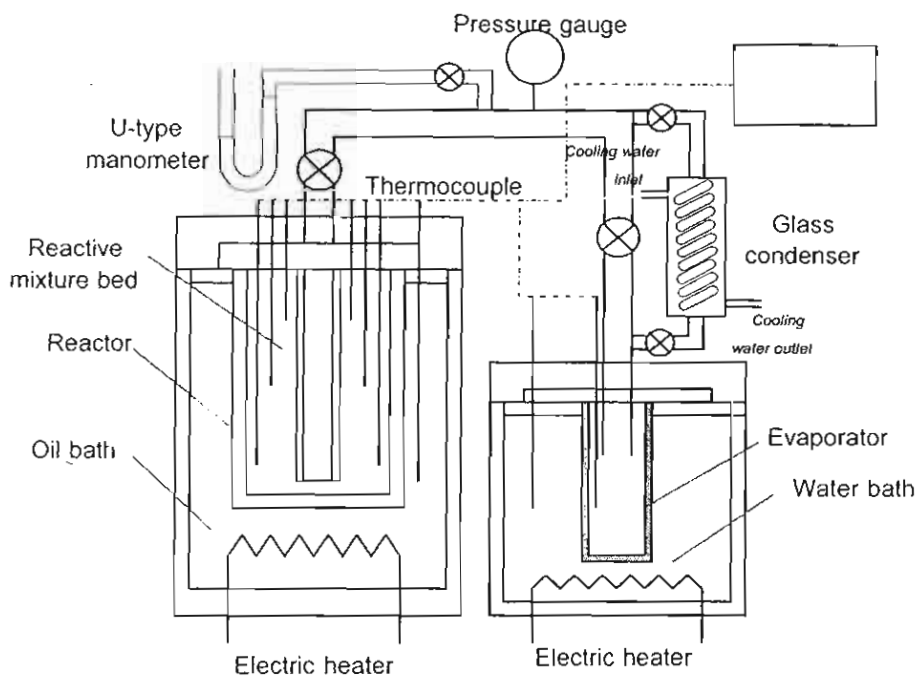
จากการวิเคราะห์กราฟทั้งสอง สรุปประเด็นสำคัญได้ดังนี้

- COP จะมีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นเมื่อลดอุณหภูมิความดัน และเมื่อเพิ่มอุณหภูมิทำระเหย
- COP สูงที่สุดเมื่อให้ความร้อนกับถังดูดซับที่อุณหภูมิประมาณ $100 - 130\text{ }^{\circ}\text{C}$
- ที่อุณหภูมิ T_{ov} และ T_{∞} ไตไดถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากกะลามะพร้าว (mesh size 12×30) จะให้ค่า COP ที่ต่ำกว่าถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหิน (mesh size 12×40) เนื่องจาก W_0 และ D ของถ่านกัมมันต์จากถ่านหินสูงกว่า

6.3 การศึกษาในระบบเก็บสะสมพลังงานในรูปความร้อน

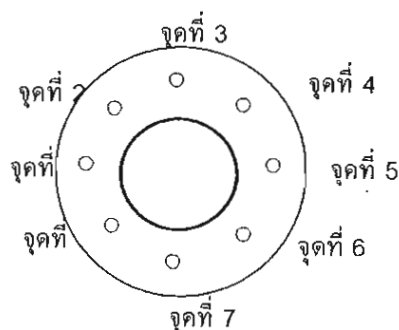
คู่สารโซเดียมซัลไฟด์-น้ำ

6.3.1 การออกแบบระบบทดสอบเบื้องต้น



รูปที่ 6.18 ภาพอย่างง่ายแสดงการติดตั้งอุปกรณ์ทดสอบ

ลักษณะของอุปกรณ์การทดสอบ แสดงในรูปที่ 6.18 ประกอบด้วยอุปกรณ์หลัก 3 ส่วน คือ ปฏิกรณ์ (Reactor) เป็นส่วนที่ใช้บรรจุชั้นสารดูดซับและเป็นบริเวณที่เกิดปฏิกิริยาเคมีระหว่างคู่สารทำงาน ซึ่งติดตั้งอยู่ด้านบนสุด ถัดลงมาเป็น เครื่องควบแน่น (Condenser) และด้านล่างสุดเป็นเครื่องระเหย (Evaporator) เป็นส่วนที่บรรจุสารทำงาน (น้ำ) และทำหน้าที่ระเหยสารทำงาน เพื่อเข้าไปทำปฏิกิริยาเคมีกับชั้นสารดูดซับภายในปฏิกรณ์ เครื่องมีวัดอุณหภูมิ ใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิดเค (Type K) โดยมีเครื่องบันทึกข้อมูลทางอุณหภูมิ (temperature data logger) บันทึกข้อมูลระหว่างการทดสอบ ซึ่งตำแหน่งที่ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลนั้นแสดงดังรูปที่ 6.19

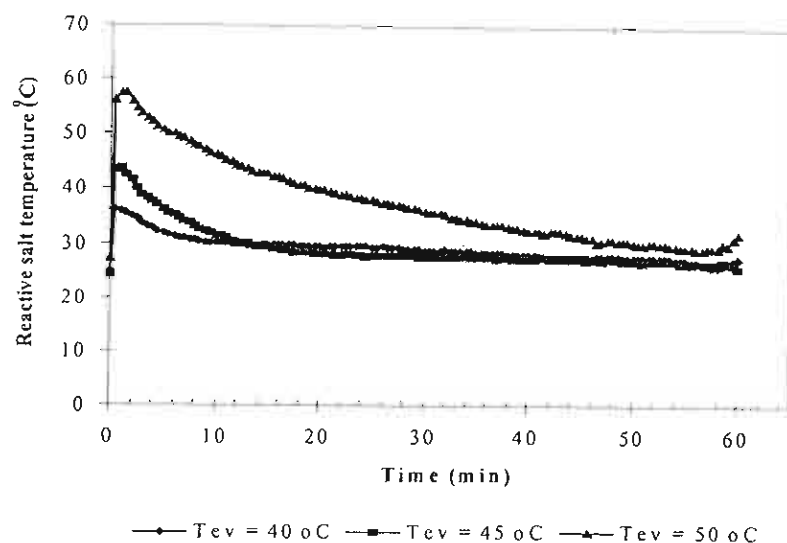


รูปที่ 6.19 จุดติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลบนปฏิกรณ์

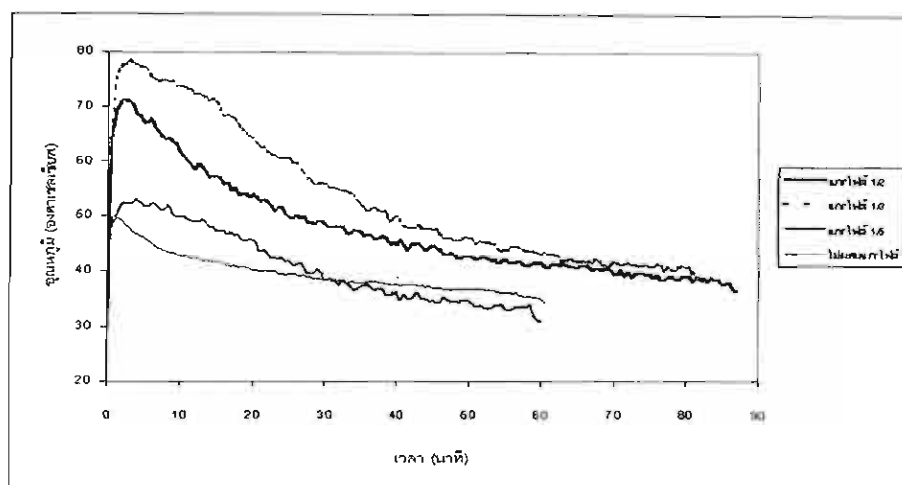
จากชุดอุปกรณ์ข้างต้น ได้ดำเนินการทดสอบ เพื่อศึกษาปรากฏการณ์ดูดและคายสาร ในการดูดซับแบบเคมีหรือปฏิกิริยาระหว่างโซเดียมซัลไฟด์ [โซเดียมซัลไฟด์($\text{Na}_2\text{S} \cdot x\text{H}_2\text{O}$) มีเนื้อสาร Na_2S ประมาณ 35 % โดยน้ำหนัก ของบริษัท MERCK] ปริมาณ 190 กรัม กับน้ำกลั่นและ ดูถึงความเป็นไปได้ในการผสมของกราไฟต์ เพื่อเพิ่มความสามารถในการดูดซับ

ในการทดสอบระบบการทำงานของระบบ จะประกอบไปด้วยช่วงการทำงานเป็น 3 ช่วง โดยที่ช่วงที่ 1 production phase (reaction phase) เป็นขั้นตอนการเกิดปฏิกิริยาระหว่างไอน้ำและโซเดียมซัลไฟด์ การทดสอบจะทำให้ระบบเป็นสภาวะปกติ บรรจุน้ำลงไปเครื่องระเหยทำการให้ความร้อนทำให้เกิดไอน้ำขึ้น จากนั้นจะทำการเปิดวาล์วที่เชื่อมต่อระหว่างปฏิกรณ์ และเครื่องระเหย เพื่อทำให้ไอน้ำซึ่งเป็นสารทำงานเคลื่อนตัวไปยังปฏิกรณ์ ซึ่งบรรจุโซเดียมซัลไฟด์ไว้ภายใน โซเดียมซัลไฟด์จะทำการดูดซับไอน้ำและปลดปล่อยพลังงานออกมา โดยจะมีน้ำมันถ่ายโอนความร้อนที่บรรจุอยู่ในอ่างน้ำมัน ทำหน้าที่ในการดึงความร้อนออกมา ในช่วงที่ 2 จะเป็น regeneration phase เป็นขั้นตอนในการไล่น้ำออกจากโซเดียมซัลไฟด์ โดยจะมีการให้ความร้อนแก่น้ำมันถ่ายโอนความร้อนด้วยขดลวดไฟฟ้า และ ช่วงที่ 3 cooling phase จะเป็นการทำให้ปฏิกรณ์เย็นตัวลงหลังการไล่น้ำออก โดยจะทำการเปลี่ยนน้ำมันถ่ายโอนความร้อนเป็นน้ำมันถ่ายโอนความร้อนที่อุณหภูมิห้อง เพื่อทำการลดอุณหภูมิของปฏิกรณ์ลงจนถึงอุณหภูมิของน้ำมันถ่ายโอนความร้อน เป็นการจบการทดสอบครบรอบการทำงานของระบบ

รูปที่ 6.20 แสดงผลกระทบของอุณหภูมิที่ระเหยต่ออุณหภูมิเฉลี่ยของเกลือสารในปฏิกรณ์ ในช่วง reaction phase จะเห็นว่าอุณหภูมิที่สูงขึ้นของอุณหภูมิที่ระเหย ทำให้อุณหภูมิของเกลือเพิ่มขึ้น รูปที่ 6.21 แสดงผลการใส่สารกราไฟต์ เพื่อผสมกับเกลือโซเดียมซัลไฟด์จนได้เป็นของผสมสารในการเกิดปฏิกิริยา (reactive mixture) พบว่าทำให้อุณหภูมิระหว่างการดูดซับสูงขึ้น และพบว่าอุณหภูมิในเกลือสม่ำเสมอมากขึ้น ทั้งนี้เป็นผลจากการที่กราไฟต์ช่วยทำให้ค่าสภาพการนำความร้อนสูงขึ้น แต่ถ้าผสมมากเกินไป จะไปลดความสามารถในการดูดความชื้น ในรูป เมื่อมีการผสมกราไฟต์ อุณหภูมิขณะเกิดปฏิกิริยา จะสูงกว่าเมื่อไม่มีการผสม แต่เมื่อผสมมากเกินไป เช่น ในสัดส่วน 1/2 อุณหภูมิจะลดลงเทียบกับ สัดส่วน 1/3



รูปที่ 6.20 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของเกลือ ในปฏิกิริยาเคมีเมื่อเปลี่ยนอุณหภูมิทำระเหย



รูปที่ 6.21 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิระหว่างการเกิดปฏิกิริยาเคมี เมื่อผสมแกรไฟต์ในอัตราส่วนต่างๆ กัน เมื่ออุณหภูมิไอน้ำในเครื่องระเหย $50\text{ }^{\circ}\text{C}$

ตารางที่ 6.3 แสดงผลของอุณหภูมิในการแยกความชื้นออกจากระบบ พบว่าอุณหภูมิที่สูงขึ้น จะแยกสารออกจากระบบได้ดีขึ้น

ตารางที่ 6.3 ผลกระทบของอุณหภูมิการแยกสารกับสมรรถนะของระบบ

Regeneration temperature ($^{\circ}\text{C}$)	Desorbed amount of working fluid (kg)
$110\text{ }^{\circ}\text{C}$	45
$115\text{ }^{\circ}\text{C}$	50
$120\text{ }^{\circ}\text{C}$	60

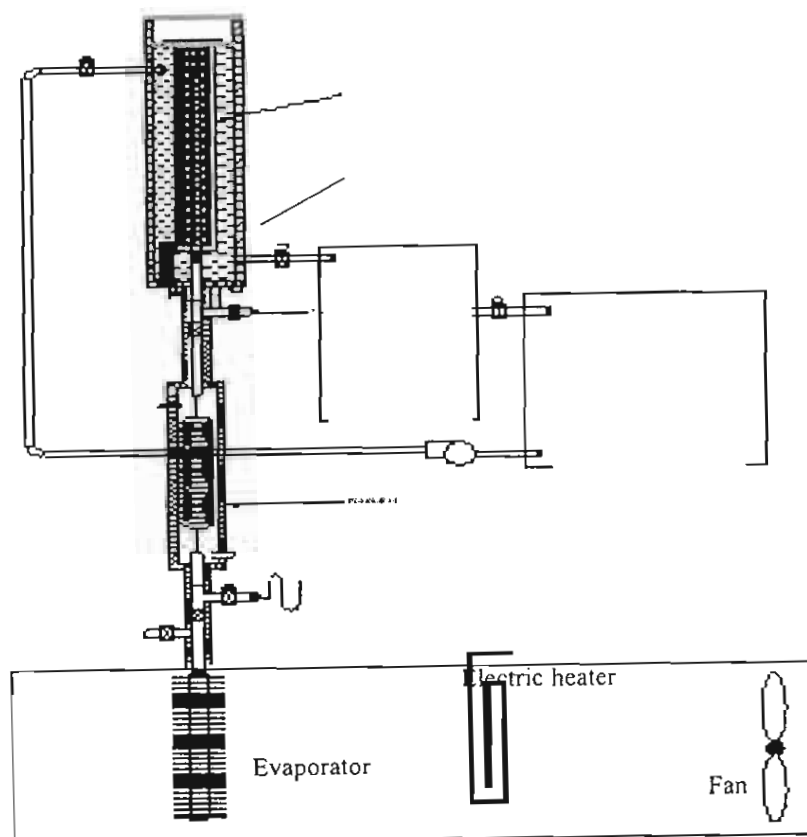
จากผลการทดสอบเบื้องต้นของระบบดูดซับแบบเคมีข้างต้น สามารถสรุปได้ว่า

- หากไอของสารทำงาน (น้ำ) สูงขึ้นอุณหภูมิของเกลือในปฏิกรณ์ระหว่างปฏิกิริยาดูดซับทางเคมีจะเพิ่มขึ้น ทำให้เกิดการสะสมพลังงานที่ระดับคุณภาพเพิ่มขึ้นเช่นกัน
- แหล่งอุณหภูมิประมาณ $110 - 120^{\circ}\text{C}$ เพียงพอสำหรับการแยกคู่สารทำงานในระหว่างช่วงการคายสารทำงาน (น้ำ) จากปฏิกรณ์
- เมื่อผสมสารผสมที่เป็นกราไฟต์อุณหภูมิของการเกิดปฏิกิริยาการดูดซับจะเพิ่มขึ้นหากเพิ่มอัตราส่วนการผสมกราไฟต์

จากที่กล่าวมาข้างต้นทั้งหมด จึงมีแนวทางที่จะคัดเลือกสารผสม ตลอดจนปรับปรุงวิธีการบรรจุสารในปฏิกรณ์เพื่อศึกษาโดยละเอียด

6.3.2 การออกแบบและสร้างระบบเก็บสะสมพลังงานทางเคมี

การออกแบบระบบเก็บสะสมพลังงานทางเคมี เพื่อให้มีสมรรถนะการทำงานที่ดีขึ้น และมีลักษณะเป็นชุดเดียวกัน โดยจะประกอบและติดตั้งอุปกรณ์ในแนวดิ่ง เพื่อให้ประหยัดเนื้อที่ในการจัดวางชุดทดสอบ ซึ่งชุดทดสอบประกอบด้วยอุปกรณ์ที่สำคัญต่าง ๆ ดังนี้



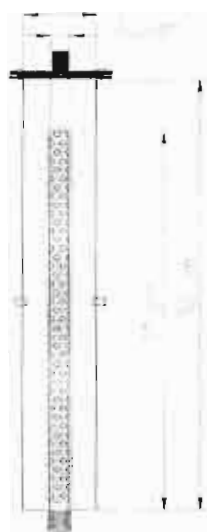
รูปที่ 6.22 ภาพระบบทดสอบ

6.3.2.1 ปฏิกรณ์ (Reactor) เป็นอุปกรณ์ที่สำคัญที่สุด ซึ่งทำหน้าที่บรรจุสาร และเกิดปฏิกิริยาเคมี ปฏิกรณ์ มีลักษณะเป็นท่อทรงกระบอกทำจากโลหะสแตนเลส เส้นผ่านศูนย์กลาง 5 cm สูง 35 cm ภายในติดตั้งท่อขนาด 2.54 cm สูง 30 cm เจาะรูขนาด 0.5 cm ไขว้โดยรอบ เพื่อให้ไอน้ำกระจายได้อย่างทั่วถึง นอกจากนี้ จะมีตะ

แกรงสแตนเลส ขนาด 100 mesh หุ้มรอบๆท่อไอน้ำดังกล่าว เพื่อป้องกันไม่ให้ชั้นสารดูดซับผ่านเข้าไปในระบบได้ ด้านบนมีฝาปิดอย่างแน่นหนา

6.3.2.2 เครื่องควบแน่น (Condenser) ทำหน้าที่ควบแน่นไอน้ำที่ถูกไล่ออกจากปฏิกรณ์ โดยมีลักษณะเป็นท่อทรงกระบอก 2 ชั้น ทำจากโลหะสแตนเลส ท่อนอกมีเส้นผ่านศูนย์กลาง 5 cm และท่อใน 2.54 cm สูง 30 cm

6.3.2.3 เครื่องระเหย (Evaporator) ทำหน้าที่บรรจุน้ำทำงาน และระเหยสารทำงานเพื่อให้ไปทำปฏิกิริยากับชั้นสารดูดซับภายในปฏิกรณ์ และรับน้ำจากการควบแน่น โดยมีลักษณะเป็นท่อทรงกระบอก ทำจากโลหะสแตนเลส ท่อนอกมีเส้นผ่านศูนย์กลาง 3.81 cm สูง 20 cm



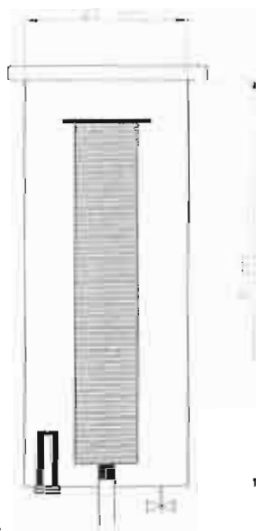
น) ปฏิกรณ์ (Reactor)



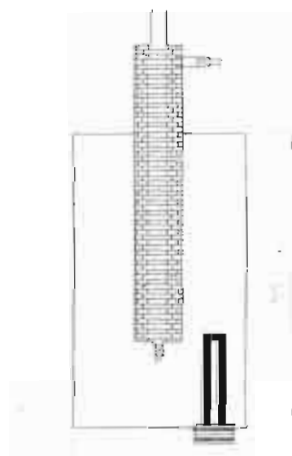
ข) เครื่องควบแน่น (Condenser)



ค) เครื่องระเหย (Evaporator)



ง) อ่างน้ำมันถ่ายโอนความร้อน (Oil bath)



จ) อ่างน้ำ (Water bath)

รูปที่ 6.23 ลักษณะของอุปกรณ์ต่างๆ ของชุดทดสอบ

6.3.2.4 อ่างน้ำมันถ่ายโอนความร้อนบริเวณปฏิกรณ์ (Oil bath) บรรจุน้ำมันถ่ายโอนความร้อนเพื่อให้ความร้อนแก่ปฏิกรณ์ มีลักษณะเป็นทรงกระบอกทำจากโลหะสแตนเลส มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 cm สูง 45 cm บริเวณด้านล่างของอ่าง ติดตั้งแท่งโลหะให้ความร้อน ขนาด 1000 วัตต์

6.3.2.5 อ่างเก็บน้ำมันถ่ายโอนความร้อน (Oil storage tank) บรรจุน้ำมันถ่ายโอนความร้อนที่ส่งและไหลกลับลงมา ของน้ำมันที่บริเวณอ่างน้ำมันบริเวณปฏิกรณ์ ซึ่งมี 2 อัน คือ ขนาดบรรจุ 20 และ 10 ลิตร เพื่อหมุนเวียนน้ำมันถ่ายโอนความร้อน ทำจาก สังกะสี ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 30 และ 20 cm สูง 30 cm

6.3.2.6 อ่างน้ำ (Water bath) ทำหน้าที่ให้ความร้อนกับเครื่องระเหย โดยติดตั้งแท่งโลหะให้ความร้อนที่บริเวณด้านล่าง ลักษณะทำจากโลหะสแตนเลสโดยมีเส้นผ่านศูนย์กลาง 25.4 cm สูง 30 cm

รายละเอียดของส่วนย่อยเหล่านี้ แสดงในรูปที่ 6.23

6.3.3 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิและความดัน

การติดตั้งอุปกรณ์การวัดอุณหภูมิ

- บริเวณปฏิกรณ์ ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลชนิด K ตามแนวปฏิกรณ์ 3 ระดับ คือ บน กลาง และล่าง นอกจากนี้ยังติดตั้งที่บริเวณภายในปฏิกรณ์ โดยวางตามแนวรัศมีของปฏิกรณ์ 2 ตำแหน่ง และรวมจุดวัดทั้งหมด 8 ตำแหน่ง
- บริเวณอ่างน้ำมันถ่ายโอน ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลชนิด K ตามแนวตั้ง 2 ระดับโดยวางตามแนวรัศมี 2 ตำแหน่ง และบริเวณทางเข้าและออก รวมจุดวัดทั้งหมด 6 ตำแหน่ง
- บริเวณเครื่องระเหย ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลชนิด K ไว้ที่ด้านบนก่อนที่จะให้น้ำจะไหลเข้าสู่ปฏิกรณ์

การติดตั้งอุปกรณ์การวัดความดัน

- บริเวณเครื่องระเหย เพื่อวัดความดันของการระเหยไอน้ำ
- บริเวณปฏิกรณ์ เพื่อวัดความดันภายในปฏิกรณ์ก่อนและหลังการเกิดปฏิกิริยา

6.3.4 การทดสอบ

สภาวะการทำงานที่ใช้ในการออกแบบการทดสอบแสดงไว้ดังตาราง 6.4

ตาราง 6.4 สภาวะและช่วงการทำงานที่ใช้ในการออกแบบการทดสอบระบบดูดซับ

สภาวะการทำงาน	ช่วงการทำงาน
อุณหภูมิของน้ำมันถ่ายโอนความร้อน	
- ช่วงปฏิกิริยาคายสารดูดซับ	80 – 100 °C
- ช่วงเกิดปฏิกิริยาดูดซับ	25 – 30 °C
อุณหภูมิของเครื่องระเหย	45 – 60 °C
อุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นในเครื่องควบแน่น	25 – 30 °C
ระยะเวลาของการเกิดปฏิกิริยาในปฏิกรณ์	30 – 60 นาที

การทดสอบแบ่งเป็น 4 ช่วง คือ

ช่วงที่ 1 Production Phase (Reaction Phase) การทดสอบเริ่มจากปล่อยไอน้ำจากเครื่องระเหย ที่ทราบอุณหภูมิแน่นอนเข้าไปทำปฏิกิริยากับโซเดียมซัลไฟด์ ภายในปฏิกรณ์ และมีสารถ่ายโอนความร้อนเพื่อดึงความร้อนออกจากระบบ โดยปฏิกิริยาจะสิ้นสุดที่อุณหภูมิของสารภายในปฏิกรณ์จะคงที่

ช่วงที่ 2 Cooling Phase ใช้สารถ่ายโอนความร้อนอุณหภูมิต่ำมาดึงความร้อนภายในปฏิกรณ์ออก เพื่อให้มีอุณหภูมิต่ำลงจนคงที่

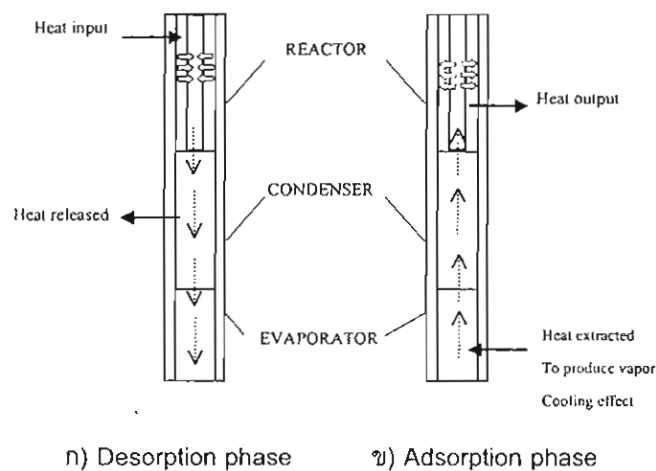
ช่วงที่ 3 Regeneration Phase ใช้สารถ่ายโอนความร้อนอุณหภูมิสูงมาให้ความร้อนแก่ปฏิกรณ์ เพื่อให้ไอน้ำออกจากโซเดียมซัลไฟด์ โดยอุณหภูมิของสารภายในปฏิกรณ์ จะเพิ่มสูงขึ้นและจะคงที่เมื่อไอน้ำออกหมดแล้ว

ช่วงที่ 4 Cooling Phase ใช้สารถ่ายโอนความร้อนอุณหภูมิต่ำมาดึงความร้อนภายในปฏิกรณ์ออก เพื่อให้มีอุณหภูมิเย็นลงหลังการไอน้ำออก

ผลการทดสอบที่ได้เป็นข้อมูลอุณหภูมิของโซเดียมซัลไฟด์ในช่วงการทดสอบต่างๆ และสามารถนำไปประเมินค่าการเปลี่ยนแปลงพลังงานตลอดช่วงการทดสอบ รวมถึงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนระหว่างโซเดียมซัลไฟด์ผ่านปฏิกรณ์ไปสู่น้ำมันถ่ายโอนความร้อนในอ่างน้ำมัน เพื่อนำไปใช้ในแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ต่อไป นอกจากนี้ยังสามารถคำนวณหาสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) และค่าความจุพลังงานความร้อน (SHP) ได้ด้วย

6.3.5 ผลการทดสอบระบบเก็บสะสมพลังงานทางเคมี

ระบบจะมีอุปกรณ์หลัก 3 ส่วนคือ อุปกรณ์ระเหย อุปกรณ์ควบแน่น และปฏิกรณ์ซึ่งเป็นส่วนที่เกิดปฏิกิริยาระหว่างโซเดียมซัลไฟด์กับน้ำ และทำงานในสภาวะสูญญากาศ ลักษณะการทำงานพอสังเขป ของระบบแสดงดังรูปที่ 6.24 ระบบทำงานในสภาวะสูญญากาศ มีการให้ความร้อนเพื่อระเหยให้สารทำงานกลายเป็นไอ จากนั้นสารทำงานเคลื่อนตัวเข้าไปทำปฏิกิริยากับโซเดียมซัลไฟด์ (Na_2S) ซึ่งบรรจุอยู่ภายในปฏิกรณ์ เมื่อสารทั้งสองทำปฏิกิริยากันจะปล่อยความร้อนออกมา หมุนเวียนสารถ่ายโอนความร้อนเพื่อดึงความร้อนออกจนกระทั่งอุณหภูมิคงที่ จากนั้นให้ความร้อนแก่ปฏิกรณ์เพื่อไล่ไอน้ำที่เข้าทำปฏิกิริยาออก และทำระบบให้เย็น เป็นการสิ้นสุดการทำงานของระบบดูดซับ



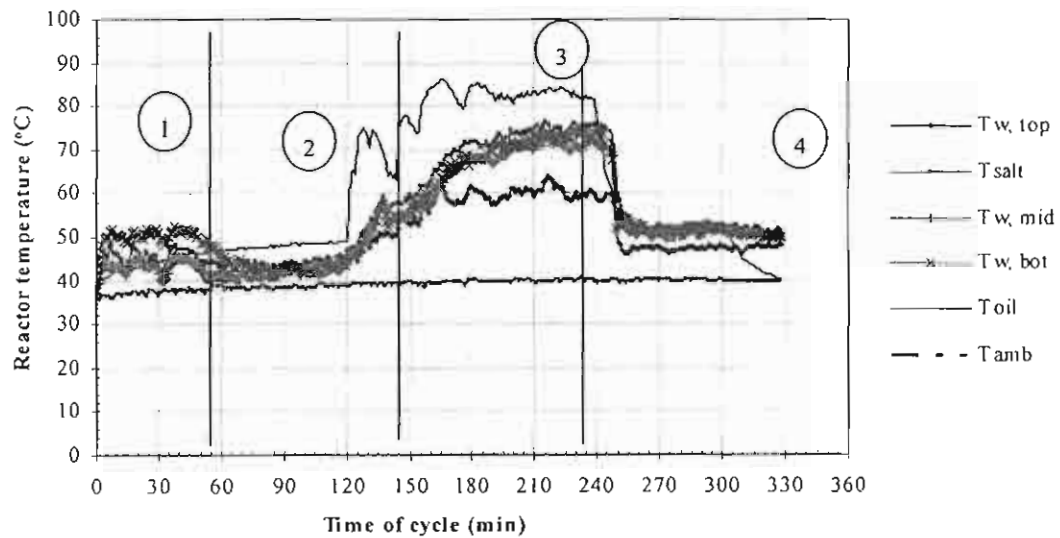
รูปที่ 6.24 หลักการทำงานอย่างง่ายของระบบดูดซับทางเคมี

ข้อมูล อุณหภูมิ ความดัน และปริมาณสารถูกดูดซับ ที่บันทึกได้จากการทดสอบ ถูกนำมาวิเคราะห์การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ และพลังงานภายในปฏิกรณ์ คำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อน สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบดูดซับ (COP) และค่าการเก็บพลังงานจำเพาะ (Specific/Volume Heating Power, SHP/VHP) ซึ่งจะอธิบายหลักในการคำนวณ ในหัวข้อต่อไป

6.3.5.1 อุณหภูมิของปฏิกรณ์

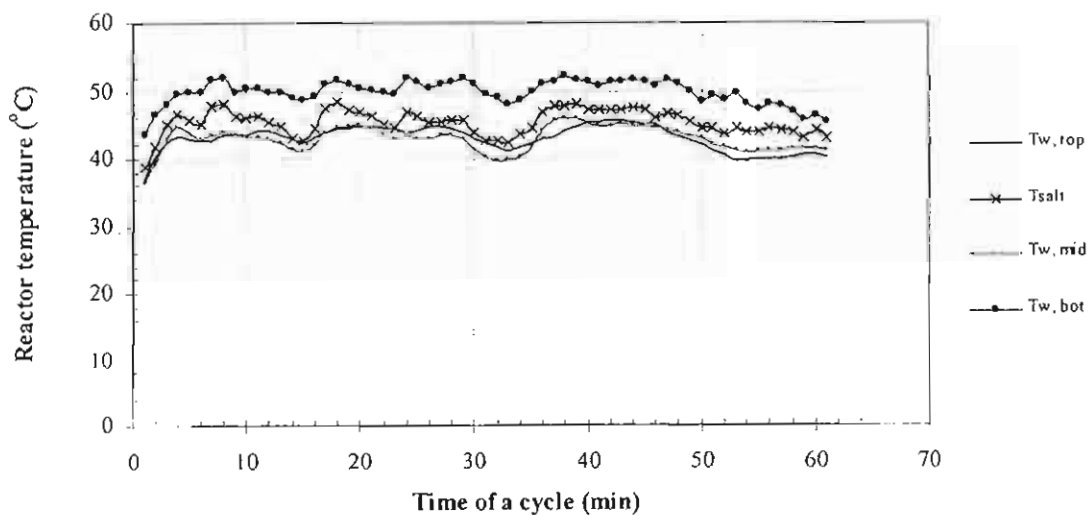
รูปที่ 6.25 แสดงลักษณะการกระจายอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่าง ๆ ของปฏิกรณ์ ในแต่ละช่วงของวัฏจักรการดูดซับได้ดังนี้ คือ

ช่วงสารเกิดปฏิกิริยาดูดซับทางเคมี เมื่อไอน้ำถูกปล่อยเข้าไปในปฏิกรณ์ พบว่าสารด้านล่างสุด เริ่มเกิดปฏิกิริยาก่อน แล้วจึงเกิดในระดับที่สูงขึ้นไป



รูปที่ 6.25 การกระจายของอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่าง ๆ ของปฏิกรณ์ตลอดช่วงการทดสอบ

1 - ช่วง Adsorption	2 - ช่วง Cooling 1
3 - ช่วง Desorption	4 - ช่วง Cooling 2



รูปที่ 6.26 การกระจายของอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่าง ๆ ของปฏิกรณ์ในช่วง Adsorption

จากรูป 6.26 พบว่า อุณหภูมิชั้นสารดูดซับด้านล่างสุดเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ถัดไปเป็นอุณหภูมิของเกลือ ผงปฏิกิริยาที่ระดับกลางและที่ด้านบน เนื่องจากระบบดูดซับนี้มีการต่อเชื่อมอุปกรณ์ในแนวดิ่ง ไอน้ำจึงเข้าสู่ ปฏิกิริยาทางด้านล่าง และทำปฏิกิริยากับสารดูดซับด้านล่างก่อน แล้วจึงแพร่ขึ้นไปยังชั้นสารทางด้านบน

ช่วงหล่อเย็น 1 เพื่อดึงความร้อนออกจากชั้นสารดูดซับ และปฏิกิริยา โดยหมุนเวียนสารถ่ายโอนความร้อน ประมาณ 60 นาที โดยอุณหภูมิไม่เปลี่ยนแปลง

ช่วงคายสาร ให้ความร้อนกับปฏิกิริยาโดยสารถ่ายโอนความร้อนอุณหภูมิประมาณ 80 °C เป็นเวลา 120 นาที ความร้อนจากผ่งปฏิกิริยาจะถ่ายเทสู่สารดูดซับ จนถึงสภาวะเหมาะสมไอน้ำจะเริ่มหลุดออกจากโซเดียม ซัลไฟต์ในสภาพไอน้ำและเคลื่อนลงสู่เครื่องควบแน่น เมื่อไอน้ำควบแน่นความร้อนจะถ่ายโอนสู่น้ำหล่อเย็น และ คอนเดนเสทจะเก็บสะสมอยู่ในเครื่องระเหยต่อไป

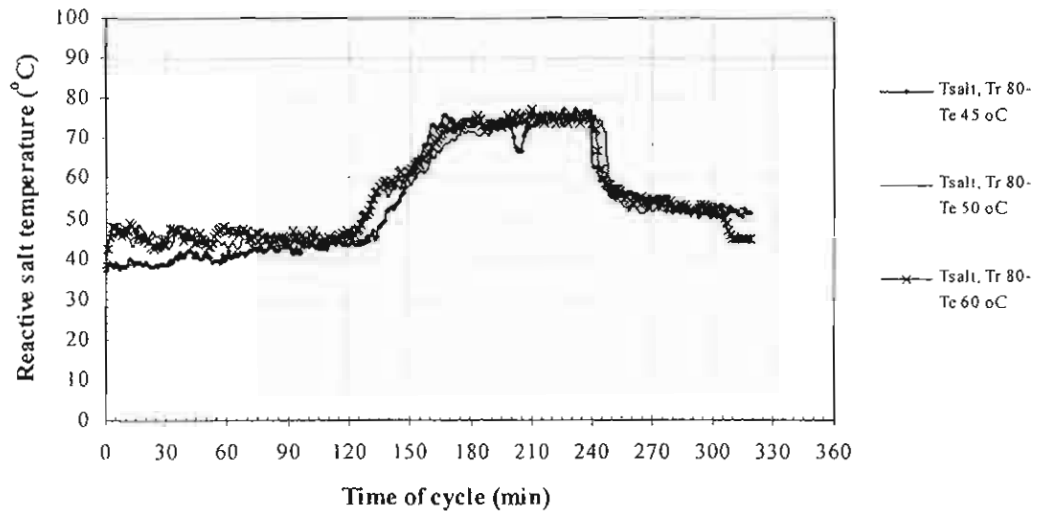
ช่วงหล่อเย็น 2 หมุนเวียนสารถ่ายโอนความร้อนเพื่อดึงความร้อนออกจากปฏิกิริยาและสารดูดซับทำให้ ระบบดูดซับเย็นลง และระบบพร้อมสำหรับวัฏจักรต่อไป

การทดสอบระบบเก็บสะสมพลังงานทางเคมี แบ่งออกเป็น 4 ชุดการทดสอบ โดยการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ ของเครื่องทำระเหย อุณหภูมิสารถ่ายโอนความร้อนในช่วงคายสาร (Desorption) อัตราส่วนผสมเส้นใยคาร์บอน และแกรไฟต์ และช่วงเวลากการทำปฏิกิริยาเคมี ในแต่ละกรณีทดสอบ ใช้สารดูดซับ (โซเดียมซัลไฟต์+สารผสม) รวม 250 กรัม ปริมาณน้ำในเครื่องระเหย 100 กรัม อัตราการไหลของสารถ่ายโอนความร้อนช่วง Adsorption มีค่า ระหว่าง 20 – 30 kg/h และช่วง Desorption มีค่าระหว่าง 30 – 50 kg/h ความดันระบบก่อนทำการทดสอบอยู่ใน ช่วง 2-4 cm.Hg (2.67-4.00 kPa) และเมื่อปฏิกิริยาเข้าสู่สภาวะสมดุลอยู่ในช่วง 8-10 cm.Hg (10.66-13.33 kPa)

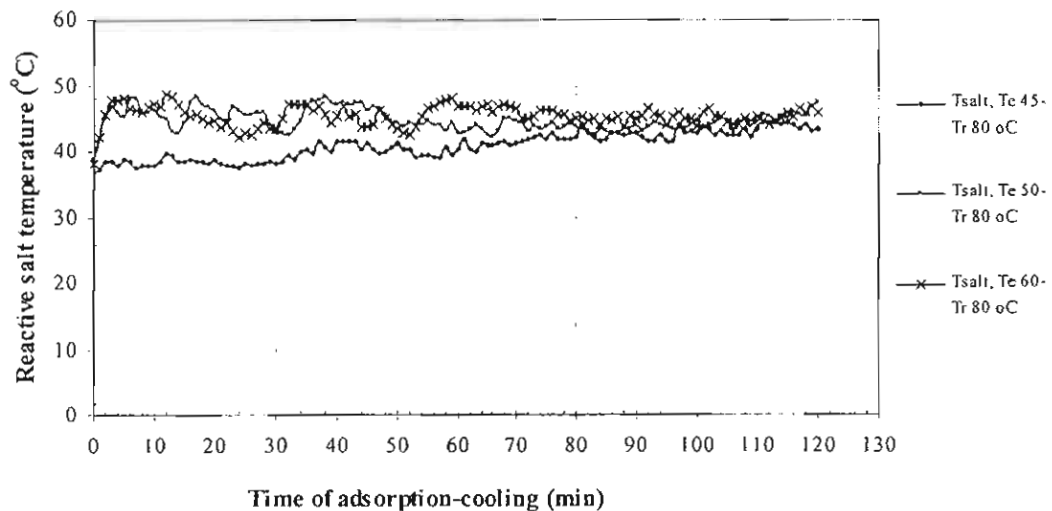
6.3.5.2 อุณหภูมิส่วนทำระเหย

การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของส่วนทำระเหย มีผลต่ออัตราการเกิดปฏิกิริยาเคมี โดยจะทดสอบเปลี่ยนแปลง อุณหภูมิของเครื่องระเหยถูกทดสอบที่ 3 ระดับ คือ 45, 50 และ 60 °C กำหนดอุณหภูมิของสารถ่ายโอนความร้อนในช่วง Adsorption เป็น 30 °C และ ช่วง Desorption เป็น 80 °C รูปที่ 6.27แสดงการเปลี่ยนแปลงของ อุณหภูมิปฏิกิริยา ที่อุณหภูมิระเหยต่างกัน โดยจะเห็นได้ว่าอุณหภูมิปฏิกิริยามีลักษณะคล้ายกัน แต่แตกต่างกันใน ช่วงเกิดปฏิกิริยา พบว่าอุณหภูมิของเครื่องระเหยสูงความดันไอระบบจะสูง ทำให้ความดันระหว่างปฏิกิริยากับ เครื่องระเหยแตกต่างกันมากขึ้น ผลของแรงขับเคลื่อนเนื่องจากความดันต่างสามารถเอาชนะแรงต้านจากเนื้อสารได้ ดี ทำให้เกิดปฏิกิริยาเคมีกับชั้นสารดูดซับได้เร็ว และทำให้เกิดการดูดซับไอน้ำในปริมาณมากขึ้น

รูปที่ 6.28 แสดงการกระจายอุณหภูมิของชั้นสารดูดซับภายในปฏิกิริยา ในช่วงการเกิดปฏิกิริยาดูดซับทางเคมี พบว่าเมื่อให้อุณหภูมิของเครื่องระเหยสูงขึ้น อัตราการเกิดปฏิกิริยาระหว่างเกลือโซเดียมซัลไฟต์กับไอน้ำจะเพิ่ม ขึ้น แต่เมื่ออุณหภูมิตั้งแต่ 50 °C ขึ้นไป ผลไม่แตกต่างกันมากนัก(เปรียบเทียบกับ ที่อุณหภูมิ 60 °C)



รูปที่ 6.27 การกระจายอุณหภูมิของชั้นสารดูดซับตลอดช่วงการทดสอบ
อุณหภูมิเครื่องระเหย 45, 50 และ 60 °C สารถ่ายโอนความร้อนช่วง Desorption 80 °C

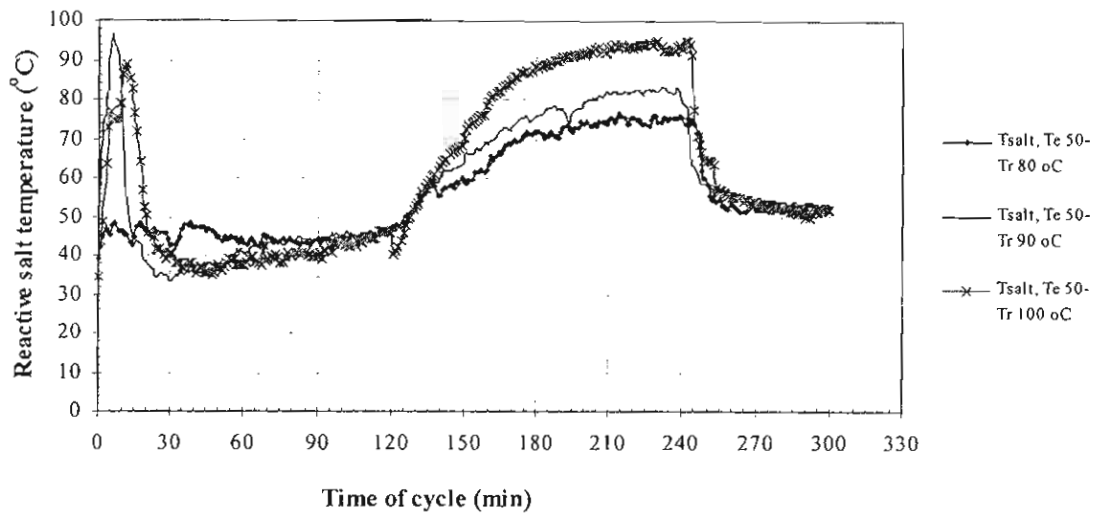


รูปที่ 6.28 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในช่วงการเกิดปฏิกิริยาเคมี
อุณหภูมิเครื่องระเหย 45, 50 และ 60 °C สารถ่ายโอนความร้อนช่วง Desorption 80 °C

6.3.5.3 อุณหภูมิสารถ่ายโอนความร้อนช่วง Desorption

การเพิ่มอุณหภูมิของสารถ่ายโอนความร้อนที่ให้กับปฏิกิริยาโดยเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิสารถ่ายโอนความร้อน 80, 90 และ 100 °C และควบคุมอุณหภูมิเครื่องทำระเหยที่ 50 °C พบว่าอุณหภูมิแตกต่างกันระหว่างอุณหภูมิของแหล่งความร้อนกับสารดูดซับอยู่ระหว่าง 5 -10 °C อุณหภูมิจากแหล่งความร้อนที่สูงขึ้นสามารถเอาชนะระดับพลังงานกระตุ้นขั้นต่ำที่ต้องการสำหรับการแตกพันธะระหว่างโมเลกุล Na_2S กับ xH_2O ได้ดีขึ้น ทำให้พันธะของไอน้ำหลุดออกได้ง่ายและเร็วขึ้น แต่ต้องควบคุมไม่ให้สูงเกินไปเพราะอาจเกิดการหลอมเหลวของเกลือ

โซเดียมซัลไฟต์ได้ ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของปฏิกิริยาตลอดช่วงการทดสอบ ดังรูปที่ 6.29 เมื่อมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นส่งผลให้ความสามารถในการไล่สารทำงานออกได้ง่ายและเร็วขึ้น



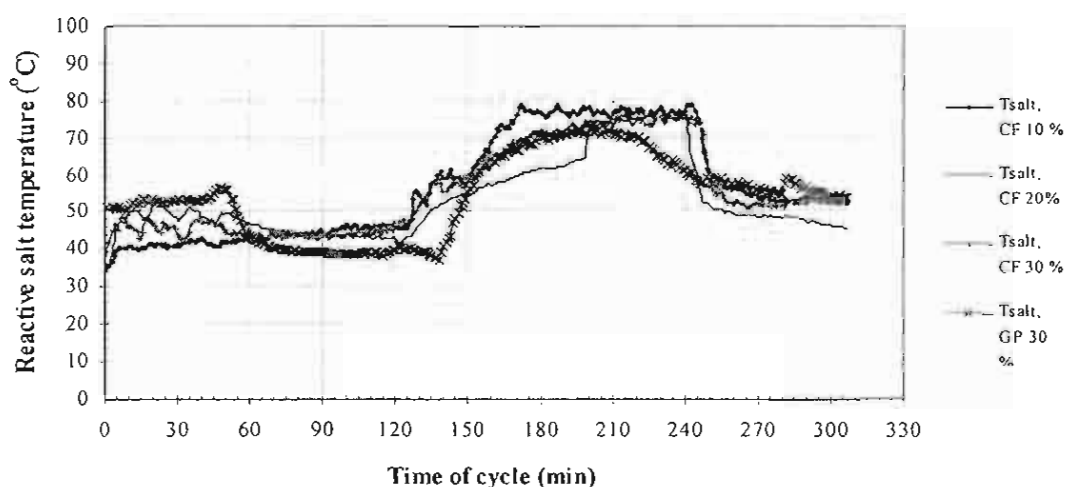
รูปที่ 6.29 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิตลอดช่วงการทดสอบ
อุณหภูมิของสารถ่ายโอนความร้อน 80, 90 และ 100 °C เครื่องระเหย 50 °C

6.3.5.4 ผลของอัตราส่วนผสมของเส้นใยคาร์บอนและแกรไฟต์

เพื่อปรับปรุงคุณสมบัติการดูดซับ จึงได้ทดสอบส่วนผสมส่วนผสมแกรไฟต์ 30% และเส้นใยคาร์บอนในโซเดียมซัลไฟต์ ในอัตราส่วนต่างกัน คือ 10, 20 และ 30 % โดยมวลของสารดูดซับทั้งหมด อุณหภูมิของเครื่องระเหย 50 °C และอุณหภูมิสารถ่ายโอนความร้อนช่วง Desorption 80 °C และช่วง Cooling 30 °C

รูปที่ 6.30 แสดงการกระจายอุณหภูมิของปฏิกิริยา เมื่อเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนผสมเส้นใยคาร์บอนและส่วนผสมแกรไฟต์ 30 % พบว่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างกันคล้ายคลึงกัน เมื่อพิจารณาปริมาณน้ำที่ดูดซับได้ไม่แตกต่างกันเมื่อสัดส่วนเส้นใยคาร์บอนต่างกัน แต่พบว่าเมื่อผสมแกรไฟต์ สารดูดซับสามารถดูดซับน้ำได้ดีกว่า และอุณหภูมิของสารดูดซับสูงกว่ากรณีผสมเส้นใยคาร์บอน เนื่องจากแกรไฟต์มีพื้นที่ผิวในการดูดซับมากกว่าเส้นใยคาร์บอน แต่ข้อเสียคือช่วงการไล่น้ำออกต้องใช้เวลาในการไล่สารมากกว่าและต้องระวังการหลอมเหลวของชั้นสารดูดซับ

ในช่วงกระบวนการดูดซับสาร สารผสมแกรไฟต์จะทำให้อุณหภูมิของสารดูดซับสูงที่สุด และถัดไปคือเส้นใยคาร์บอน 20 และ 30 % ส่วนเส้นใยคาร์บอน 10 % มีอุณหภูมิต่ำสุด เนื่องจาก สารผสมแกรไฟต์มีรูพรุนสูง มีพื้นที่ในการเกิดปฏิกิริยาและโมเลกุลของไอน้ำสามารถที่จะเข้าไปเกาะได้ ทำให้ความร้อนจากการเกิดปฏิกิริยามีมากขึ้นและถ่ายโอนไปสู่ผนังและน้ำมันถ่ายโอนความร้อนได้มากขึ้น จึงทำให้อุณหภูมิในส่วนนี้สูงขึ้นคือประมาณ 60 °C เมื่อเปรียบเทียบกับเส้นใยคาร์บอน ประมาณ 50 °C เนื่องจากเส้นใยคาร์บอนมีความพรุนต่ำกว่าแกรไฟต์ เมื่อผสมสารกับโซเดียมซัลไฟต์ ทำให้การดูดซับไอน้ำจึงมีประสิทธิภาพไม่ดัดนัก



รูปที่ 6.30 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิชั้นสารดูดซับตลอดช่วงการทดสอบ เมื่อผสมเส้นใยคาร์บอนที่อัตราส่วน 10-30 % และผสมแกรไฟต์ ที่อัตราส่วน 30 % อุณหภูมิเครื่องระเหย 50 °C และอุณหภูมิสารถ่ายโอนความร้อน ช่วง Desorption 80 °C

6.3.5.5 พลังงานที่ปฏิกิริยา

ปฏิกิริยาจะมีการรับและจ่ายพลังงานตามกระบวนการในวัฏจักรโดยการเปลี่ยนแปลงพลังงานของปฏิกิริยาเป็นผลมาจากพลังงานความร้อนในส่วนของการสัมผัสของโซเดียมซัลไฟด์ สารผสม และโลหะ ความร้อนจากการเกิดปฏิกิริยา การระเหยและการควบแน่นของคู่สารทำงาน ดังสมการ (Yong and Sumathy, 2002)

$$\left((mc_p)_m + (mc_p)_s + (mc_p)_h + (m_s c_{p,w} x(t)) \right) \frac{dT}{dt} = -n_s \Delta H, \frac{dx(t)}{dt} + (mc_p)_o (T_o - T_i) + m_s c_{p,w} (T_e - T_s) \frac{dx(t)}{dt} \quad (6.17)$$

ความสัมพันธ์ของการเปลี่ยนแปลงพลังงานที่เกิดขึ้น แสดงในรูปที่ 6.31

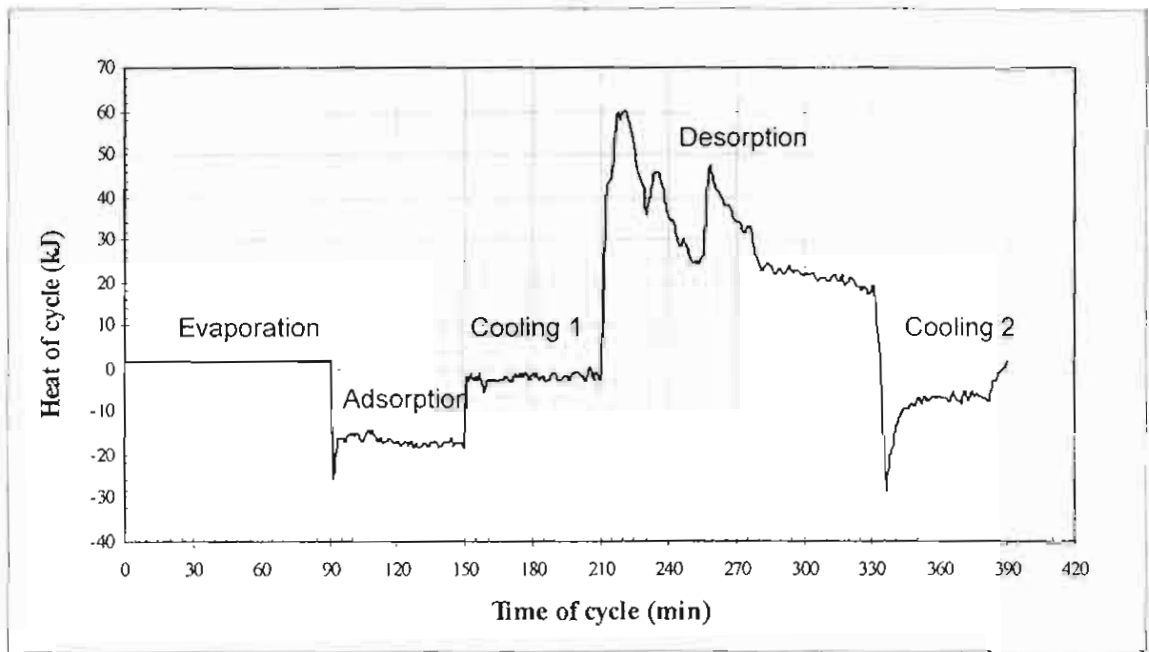
ค่าที่ได้จะถูกนำมาคำนวณพารามิเตอร์ต่าง ๆ ดังต่อไปนี้

ก) ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อน แบ่งพิจารณาเป็น 2 ช่วง โดยใช้สมการเหมือนกัน

- ช่วงเกิดปฏิกิริยาดูดซับทางเคมี หากค่าจากพลังงานที่ได้จากปฏิกิริยาถ่ายโอนให้กับผนังและสารถ่ายโอนความร้อน
- ช่วงการให้ความร้อนแก่ปฏิกิริยา และดึงความร้อนออกจากปฏิกิริยา

$$U_p = \frac{Q_{re}}{A_{sw} (T_{hj} - T_s)} \quad (6.18)$$

จะเห็นว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนขึ้นกับความสัมผัสของสารถ่ายโอนความร้อน แก๊สโซเดียมซัลไฟด์ สารผสม และโลหะของปฏิกิริยา โดยแปรผกผันกับพื้นที่ผิวสัมผัส และค่าความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างน้ำมันร้อนกับชั้นสารดูดซับ



รูปที่ 6.31 การเปลี่ยนแปลงพลังงานที่เกิดขึ้นในปฏิกรณ์ตลอดช่วงการทดสอบ

ข) สมรรถนะของระบบ (COP)

สมรรถนะของระบบ คือ สัดส่วนระหว่างปริมาณพลังงานที่นำไปใช้ประโยชน์ต่อปริมาณพลังงานที่ป้อนเข้าไป สามารถเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$COP_h = \frac{Q_{adsorption} + Q_{cond}}{Q_{input}} \quad (6.19)$$

ค) ค่าการเก็บพลังงานจำเพาะ (Specific/Volume Heating Power, SHP/VHP)

คำนวณได้จาก

$$VHP = \frac{Q_{adsorption}}{V_{reactor}} ; \text{ kWh/m}^3 \quad (6.20a)$$

หรือ

$$SHP = \frac{Q_{adsorption}}{t_{cycle} M_{ads}} ; \text{ W/kg}_{adb} \quad (6.20b)$$

ผลการทดสอบแสดงในตาราง 6.5-6.7

ตาราง 6.5 แสดงการเปรียบเทียบพลังงานที่เกิดขึ้นตลอดช่วงการทดสอบ ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย มีค่า 45, 50 และ 60 °C ในกรณีอุณหภูมิเครื่องทำระเหย 60 และ 50 °C ปริมาณพลังงานเกิดขึ้นช่วงดูดซับสาร มีค่าใกล้เคียงกัน ถัดไปคือ 45 °C ส่วนสาเหตุที่ทำให้พลังงานของกรณีอุณหภูมิไอน้ำ 50 °C มีค่าพลังงานช่วงดูดซับสารมากกว่า เพราะปริมาณไอน้ำที่เข้าไปทำกับสารดูดซับ เกิดการชนกันในทิศทางที่เหมาะสม ที่สามารถจะไป

เกาะกับผิวหน้าของสารดูดซับและดูดซับไอน้ำไว้ได้มากกว่า ดังนั้นอุณหภูมิของเครื่องทำระเหยที่เหมาะสม คือ 50 °C ถ้าสูงกว่าความร้อนที่เกิดขึ้นไม่ได้เพิ่มขึ้นมากนัก สมรรถนะของระบบจะแปรผันตรงกับพลังงานที่ได้จากการเกิดปฏิกิริยา และแปรผกผันกับพลังงานที่จ่ายให้กับระบบในขั้นตอน Desorption สมรรถนะของระบบ เป็น 2.83, 1.67 และ 1.27 ของอุณหภูมิเครื่องทำระเหย 45, 50 และ 60 °C ตามลำดับ

ค่าการเก็บพลังงานจำเพาะ ขึ้นอยู่กับพลังงานในช่วงดูดซับสารซึ่งสัมพันธ์กับปริมาณของสารดูดซับทั้งหมด กรณีอุณหภูมิเครื่องทำระเหย 50 และ 60 มีค่าสูงและใกล้เคียงกัน คือ 159.2 และ 135.83 W/kg_{adb} ส่วนกรณีอุณหภูมิไอน้ำ 45 °C มีค่าน้อยสุด คือ 90.72 W/kg_{adb}

ตาราง 6.5 ความสัมพันธ์ของค่าต่าง ๆ เมื่อเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของเครื่องระเหย

$T_E, ^\circ\text{C}$	w_1 (g)	w_2 (g)	Q_{ads} (kJ)	Q_{des} (kJ)	U_{ads} (W/m ² .K)	U_{des} (W/m ² .K)	COP_h (-)	VHP (kWh/m ³)	SHP (W/kg _{adb})
45	20	15	81.65	310.87	32.7-51.2	32.8-117.2	2.83	1,979	91
50	30	25	143.26	490.60	34.7-164.9	17.4-92.4	1.67	3,473	159
60	45	42	142.62	673.85	124.7-266.9	24.0-78.0	1.27	4,034	136

จากตาราง 6.5 จะเห็นว่าปริมาณไอน้ำที่ถูกดูดซับมีค่าเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิทำระเหย พิจารณาที่ อุณหภูมิทำระเหย 50 และ 60 °C พลังงานจากปฏิกิริยามีค่าใกล้เคียงกัน คือ 143.26 และ 142.62 kJ แต่พลังงานช่วงคายสารมีค่าต่างกัน คือ 490.60 และ 673.85 kJ ตามลำดับ เนื่องจากต้องใช้พลังงานที่สูงในช่วงคายสารทำงาน

ตาราง 6.6 แสดงผล อุณหภูมิสารถ่ายโอนความร้อนในช่วง Desorption พบว่าที่อุณหภูมิการไล่สารทำงานต่างกัน $Q_{adsorption}$ มีค่าใกล้เคียงกัน และขึ้นกับปริมาณไอน้ำที่ถูกดูดซับในปฏิกรณ์ ความร้อนที่ได้จากปฏิกิริยาและความร้อนสัมผัสจากวัสดุอื่นจึงไม่แตกต่างกัน อย่างไรก็ตามหากพลังงานความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูงมีค่าสูงขึ้น พลังงานที่ต้องให้กับระบบจะสูงขึ้น สมรรถนะของระบบ (COP, SHP, VHP) ที่แปรผกผันกับพลังงานส่วนนี้ลดลง แม้ว่าอุณหภูมิแหล่งความร้อนที่สูงสามารถทำให้พันธะไอน้ำหลุดออกจากสารดูดซับได้ง่ายและมากขึ้น ดังนั้นการหาจุดเหมาะสมของระบบต่อไปต้องคำนึงถึงข้อดีและข้อด้อยของระดับอุณหภูมิสำหรับการไล่สารทำงานจากปฏิกรณ์ ตลอดจนแหล่งความร้อนที่มีอยู่ด้วยเช่นกัน

ความร้อนที่ให้กับระบบในช่วง Desorption มีค่าเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นของสารถ่ายโอนความร้อน ปริมาณพลังงานในส่วนนี้มีผลอย่างมากต่อสมรรถนะการทำงานของระบบ พบว่า สมรรถนะของระบบเท่ากับ 1.67, 1.66 และ 1.12 ของอุณหภูมิน้ำมันถ่ายโอนความร้อน 80, 90 และ 100 °C ตามลำดับ เนื่องจากพลังงานที่จ่ายให้กับระบบมีค่าที่สูงขึ้น ค่าการเก็บพลังงานจากการคำนวณ มีค่าเท่ากับ 159.2 และ 209.23 และ 122.99 W/kg_{adb} ตามลำดับ จากการทดลองพบว่าปริมาณน้ำที่ไล่ออกได้จึงมีค่าใกล้เคียงกับปริมาณที่ถูกดูดซับไว้ในตอนแรก

ตาราง 6.6 ความสัมพันธ์ของค่าต่าง ๆ เมื่อเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารถ่ายโอนความร้อนในช่วง Desorption

$T_R, ^\circ\text{C}$	w_1 (g)	w_2 (g)	Q_{ads} (kJ)	Q_{des} (kJ)	U_{ads} (W/m ² .K)	U_{des} (W/m ² .K)	COP_h (-)	VHP (kWh/m ³)	SHP (W/kg _{adb})
80	30	25	143.26	490.60	34.7-164.9	17.4-92.4	1.67	3,473	159
90	35	30	188.30	601.96	36.5-63.6	15.3-38.1	1.27	4,565	209
100	43	40	110.69	804.86	35.8-54.8	11.1-321.3	1.12	2,683	123

จากตารางจะเห็นว่า อุณหภูมิช่วงไล่สารที่สูงขึ้น ทำให้ปริมาณไอน้ำถูกไล่ออกจากสารดูดซับได้ดีขึ้น แต่เมื่อพิจารณาพลังงานที่ต้องจ่ายให้กับปฏิกรณ์มีค่าสูงขึ้นตามลำดับ ทำให้สมรรถนะของระบบมีค่าลดลง

ตาราง 6.7 แสดงสมรรถนะระบบเมื่อมีการผสม เส้นใยคาร์บอนหรือแกรไฟต์ผสมกับสารโซเดียมซัลไฟด์ ความร้อนที่เกิดจากปฏิกิริยาดูดซับทางเคมีระหว่างไอน้ำกับชั้นสารดูดซับ ในกรณีผสมแกรไฟต์ค่าความร้อนมากที่สุด เนื่องจากแกรไฟต์มีรูพรุน และมีพื้นที่ผิวสัมผัสกับสารทำงานมากกว่าเส้นใยคาร์บอน และสามารถดูดซับน้ำได้ส่วนหนึ่ง จากตาราง จะเห็นว่า ปริมาณไอน้ำที่ถูกดูดซับของแกรไฟต์มีมากที่สุด แต่สารทำงานที่ถูกไล่ออกจากสารดูดซับ มีค่าน้อยกว่าเมื่อเทียบกับเส้นใยคาร์บอนที่สัดส่วนต่าง ๆ สำหรับพลังงานจากปฏิกิริยาการผสมแกรไฟต์มีค่าความร้อนมากที่สุด เมื่อพลังงานที่จ่ายให้กับปฏิกรณ์มีค่าใกล้เคียงกัน ทำให้สมรรถนะของระบบเมื่อผสมแกรไฟต์มีค่าสูงกว่ากรณีอื่น ๆ

อุณหภูมิในช่วงดูดซับสารของสารผสมต่างชนิดและอัตราส่วนต่างกัน อุณหภูมิค่อนข้างต่างกัน จากการทดสอบ พบว่าพลังงานในช่วงดูดซับสาร เมื่อใช้สารผสมเป็นแกรไฟต์ 30% ค่าพลังงานที่ได้มีค่าสูงมาก ถัดไปคือเส้นใยคาร์บอน 30, 20 และ 10 % ตามลำดับ

แกรไฟต์มีค่าความจุความร้อนจำเพาะ (C_p) สูงกว่าเส้นใยคาร์บอน ทำให้ความร้อนสัมผัสที่ได้มีค่าสูง รวมทั้งความร้อนที่เกิดจากปฏิกิริยาระหว่างไอน้ำกับสารโซเดียมซัลไฟด์มีมากขึ้น ทำให้อุณหภูมิและพลังงานที่เกิดขึ้นมีค่าสูง และอัตราส่วนของเส้นใยคาร์บอน ที่มากขึ้น พลังงานสูงขึ้นตาม ข้อดีของเส้นใยคาร์บอนคือสามารถทนต่อความร้อนในช่วง Desorption ได้สูง ทำให้ชั้นสารดูดซับไม่เกิดการหลอมเหลว

สมรรถนะของระบบ มีค่าเท่ากับ 3.47, 1.67, 0.81 และ 1.08 ของแกรไฟต์ 30% เส้นใยคาร์บอน 30, 20 และ 10 % ตามลำดับ พลังงานที่เกิดขึ้นในช่วงดูดซับสารในแต่ละกรณีมีแตกต่างกันดังอธิบายไว้แล้วข้างต้น ในขณะที่พลังงานที่จ่ายให้กับระบบมีค่าใกล้เคียงกัน สมรรถนะของระบบขึ้นอยู่กับปริมาณพลังงานที่เกิดขึ้นและชนิดและอัตราส่วนของสารผสมด้วย ค่าการเก็บพลังงานจำเพาะ มีค่าเท่ากับ 231.68, 159.18, 81.52 และ 27.73 W/kg_{adb} ของแกรไฟต์ 30% เส้นใยคาร์บอน 30, 20 และ 10 % ตามลำดับ

ตาราง 6.7 ผลของสารผสม

สารผสม	w_1 (g)	w_2 (g)	Q_{ads} (kJ)	Q_{des} (kJ)	U_{ads} (W/m ² .K)	U_{des} (W/m ² .K)	COP_h (-)	VHP (kWh/m ³)	SHP (W/kg _{adb})
GP = 30%	33	20	218.94	427.54	17.0-34.2	46.3-106.1	3.47	5,573	232
CF = 10%	25	23	24.96	468.45	121.5-137.1	41.6-96.2	1.09	605	28
CF = 20%	25	23	73.37	466.19	9.8-19.1	14.8-37.8	0.81	1,779	82
CF = 30%	30	25	143.26	490.60	34.7-164.9	17.4-92.4	1.67	3,473	159

6.3.5.5 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่อทำนายพฤติกรรมระบบที่มีความร้อนเคมี ได้มีการพิจารณาถึง ปัจจัยทางจลนศาสตร์ และปัจจัยทางความร้อนร่วมกัน รายละเอียดสมการความสัมพันธ์ในแต่ละส่วนและวิธีแก้ไข ปัญหา มีดังนี้

สมมติฐานการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

- ความดันก๊าซที่ผ่านตลอดชั้นสารมีลักษณะเดียวกัน โดยความดันแตกต่างกันมีค่าใกล้เคียงกัน
- อุณหภูมิในชั้นสารดูดซับมีลักษณะเดียวกัน
- ไม่มีการถ่ายโอนความร้อนในแนวชั้นวางสารดูดซับ
- ไม่มีการถ่ายโอนความร้อนจากการพา เนื่องจากอัตราการไหลของก๊าซต่ำมาก
- ความจุความร้อนและการนำความร้อนของสารดูดซับไม่เป็นฟังก์ชันกับปริมาณสารผลิตภัณฑ์

สมดุลความร้อน

(1) ขณะเกิดการดูดซับสาร (Yong and Sumathy, 2002)

$$\begin{aligned} & \left((\dot{m}c_p)_m + (\dot{m}c_p)_s + (\dot{m}c_p)_b + (\dot{m}_s c_{p,w} x(t)) \right) \frac{dT}{dt} = \\ & -n_s \Delta H_r \frac{dx(t)}{dt} + (\dot{m}c_p)_o (T_o - T_i) + \dot{m}_s c_{p,w} (T_e - T_s) \frac{dx(t)}{dt} \end{aligned} \quad (6.21)$$

(2) ขณะเกิดการคายสาร (Yong and Sumathy, 2002)

$$\begin{aligned} & \left((\dot{m}c_p)_m + (\dot{m}c_p)_s + (\dot{m}c_p)_b + (\dot{m}_s c_{p,w} x(t)) \right) \frac{dT}{dt} = \\ & n_s \Delta H_r \frac{dx(t)}{dt} + (\dot{m}c_p)_o (T_o - T_i) \end{aligned} \quad (6.22)$$

เงื่อนไขเริ่มต้น ($t = 0$) ของสมการที่ (4a) และ (4b) มีดังนี้

$$\text{เงื่อนไขเริ่มต้น:} \quad T_s(0) = T_c \quad (6.23a)$$

$$x(0) = 0 \quad (6.23b)$$

สมดุลจลนศาสตร์

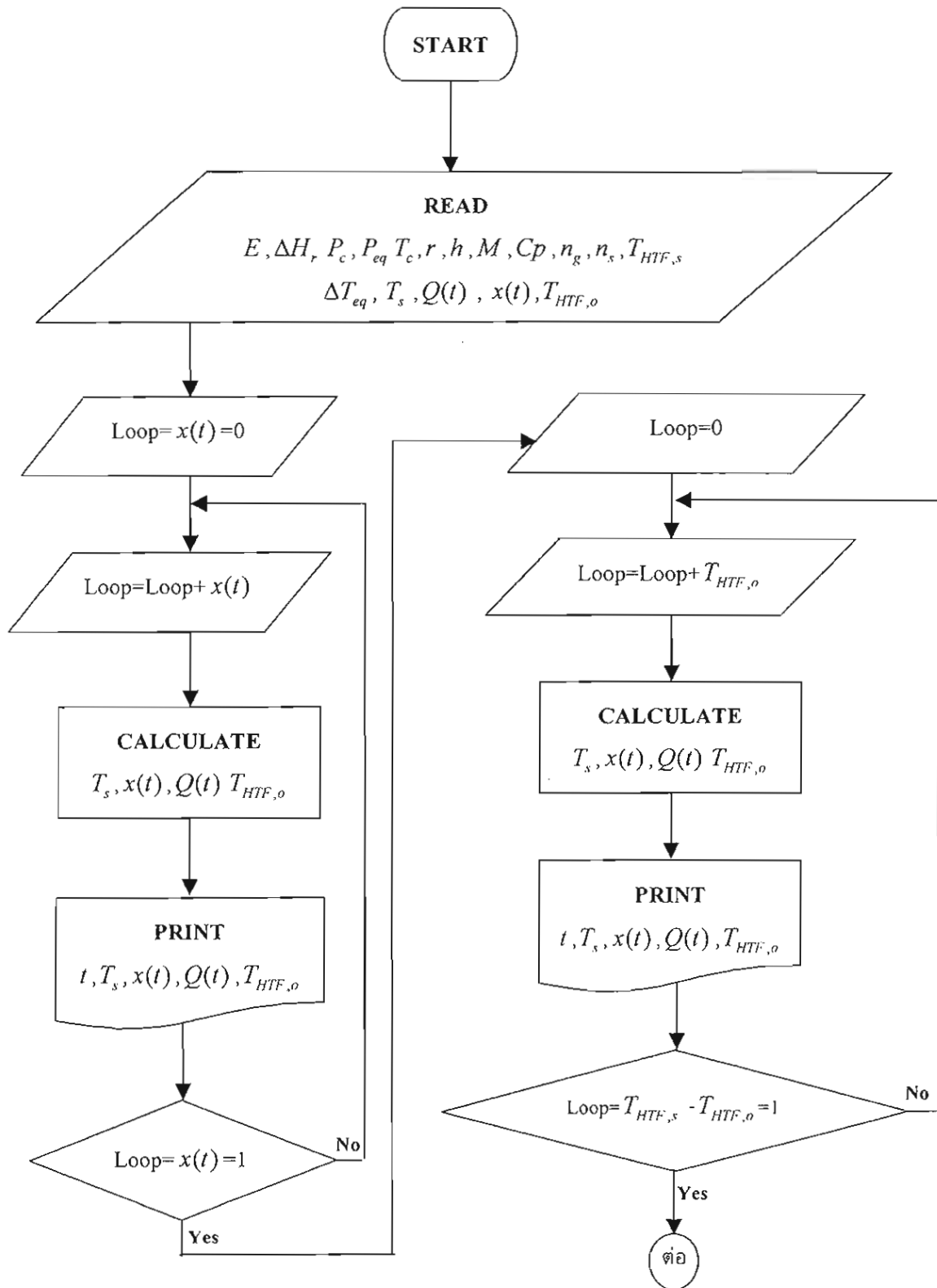
สำหรับปฏิกิริยาย้อนกลับของ Gas-Solid แบบจำลองใช้ในการคำนวณหาปริมาณสารผลิตภัณฑ์ที่เกิดขึ้น ตามแนวรัศมีของปฏิกรณ์ ที่เวลาต่างๆ กัน, $x(t)$ โดยอาศัยกฎของอาร์เรเนียส (The Arrhenius Law) ดังนี้

(1) สำหรับกระบวนการดูดซับ (Adsorption Process) (Azpiazu et al., 2003)

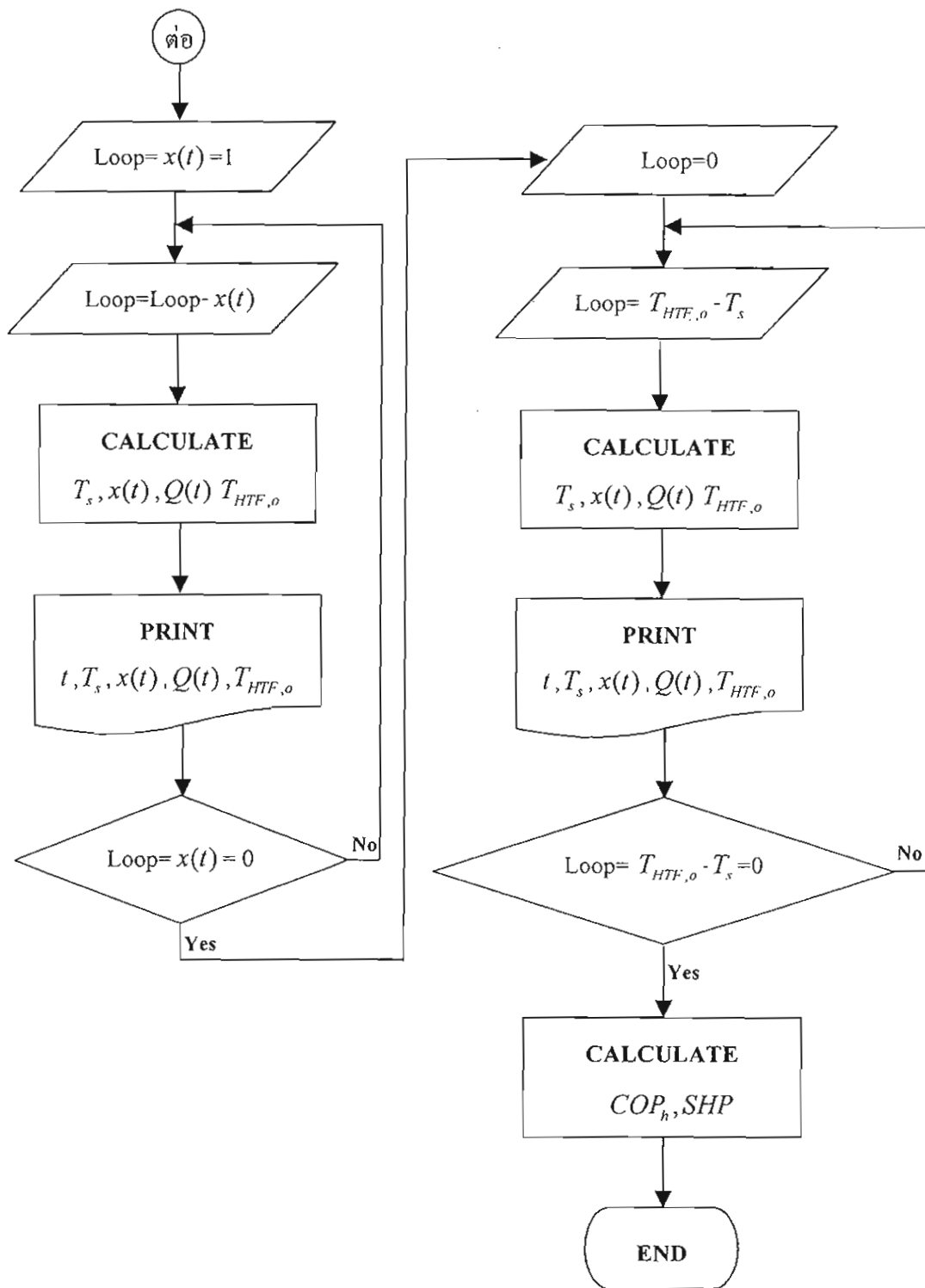
$$\frac{dx(t)}{dt} = k_{oa} \exp\left(-\frac{E_a}{RT_s(t)}\right) \cdot [1 - x(t)]^{M_a} \quad (6.24)$$

(2) สำหรับกระบวนการคาย (Desorption Process) (Azpiazu et al., 2003)

$$\frac{dx(t)}{dt} = k_{od} \exp\left(-\frac{E_d}{RT_s(t)}\right) \cdot [1 - x(t)]^{M_d} \quad (6.25)$$



รูปที่ 6.32 แผนภูมิลำดับการทำงานของโปรแกรมแบบจำลอง



รูปที่ 6.32 แผนภูมิลำดับการทำงานของโปรแกรมแบบจำลอง (ต่อ)

ผลการคำนวณ

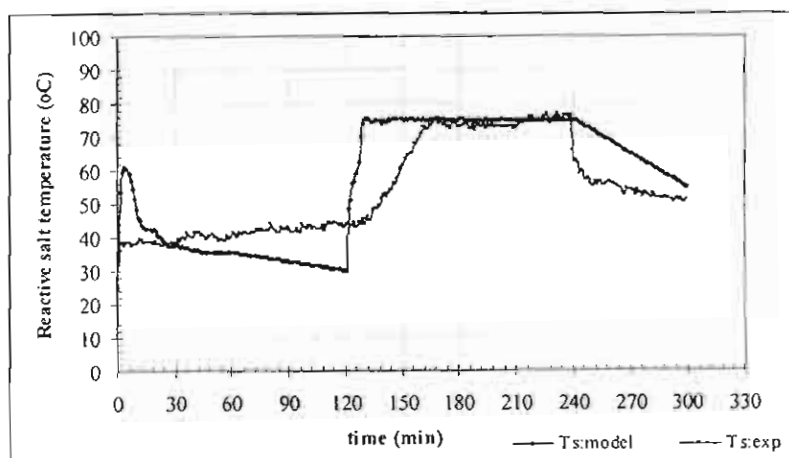
การกระจายอุณหภูมิ

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้นโดยอาศัยสมการพื้นฐาน คือ สมการสมดุลพลังงาน สมดุลมวลสาร และสภาวะสมดุล สามารถใช้ทำนายการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิและพลังงานของระบบตลอดช่วงการทดสอบ และยังแสดงถึงสัดส่วนการดูดซับไอน้ำของสารโซเดียมซัลไฟด์

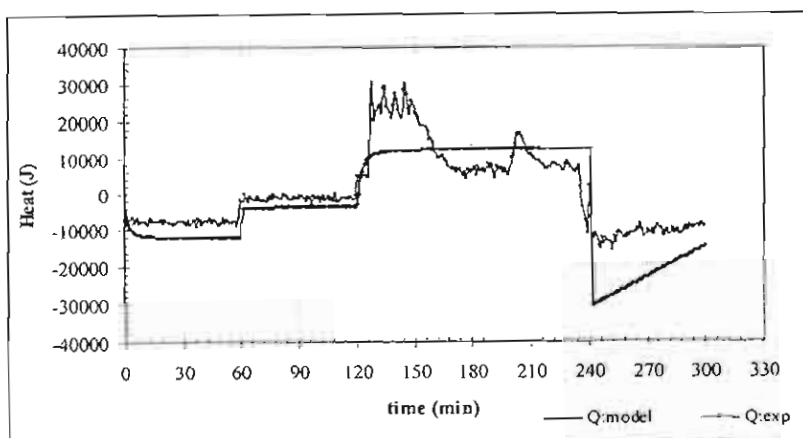
จากรูปที่ 6.33 การกระจายอุณหภูมิระหว่างผลจากการทดสอบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ มีความแตกต่างกันในช่วงของการเกิดปฏิกิริยาดูดซับสาร ซึ่งผลจากการทดลองอุณหภูมิของชั้นสารดูดซับไม่สูงเท่ากับแบบจำลอง ทั้งนี้อาจเกิดจาก ลักษณะของการทำปฏิกิริยาระหว่างคู่สารทำงาน ซึ่งบางครั้งถ้าสภาวะการทำงานไม่เหมาะสมต่อปฏิกิริยาเคมีก็ไม่เกิดขึ้นหรือเกิดขึ้นช้า ในช่วงหลอเย็น อุณหภูมิสารถ่ายโอนเริ่มต้นมีอุณหภูมิสูงเกินไป (ประมาณ 40 °C) ซึ่งใกล้เคียงกับอุณหภูมิของปฏิกรณ์ ทำให้อุณหภูมิของชั้นสารดูดซับจากการทดลองไม่ลดลง

การเปลี่ยนแปลงพลังงาน

การเปลี่ยนแปลงของพลังงานของระบบเก็บสะสมพลังงานทางเคมีระหว่างผลจากการทดสอบและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ แสดงดังรูปที่ 6.34 ลักษณะของการเปลี่ยนแปลงพลังงานระหว่างการทดสอบและแบบจำลองเป็นไปในลักษณะเดียวกัน



รูปที่ 6.33 การกระจายอุณหภูมิของชั้นสารดูดซับเทียบกับแบบจำลอง



รูปที่ 6.34 การเปลี่ยนแปลงพลังงานระหว่างการทดสอบกับแบบจำลอง

จากผลการเปรียบเทียบการกระจายอุณหภูมิและพลังงานระหว่างการทดสอบกับแบบจำลอง สามารถนำมาคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ ดังแสดงในตาราง 6.8

ตาราง 6.8 การเปรียบเทียบ ค่า COPh จากการทดสอบและแบบจำลอง

การทดสอบ		ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COPh)	
ชุดที่	เงื่อนไข	การทดลอง	แบบจำลอง
1	Te = 45 °C	2.83	1.55
	Te = 50 °C	1.67	1.62
	Te = 60 °C	1.27	1.62
2	Tr = 80 °C	1.67	1.62
	Tr = 90 °C	1.27	1.64
	Tr = 100 °C	1.12	1.52
3	GP 30 %	3.47	-
	CF 10 %	1.09	1.36
	CF 20 %	0.81	1.33
	CF 30 %	1.67	1.62

จะเห็นได้ว่า แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ สามารถใช้ทำนายปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นได้ดีพอสมควร

6.4 สรุป

เอกสารอ้างอิง

1. Alam, K.C.A., Saha, B.B., Kang, Y.T., Akisawa, A. and Kashiwagi, T. 2000. "Heat Exchanger Design Effect on the System Performance of Silica Gel Adsorption Refrigeration Systems". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43 : 4419-4431.
2. Tiansuwan, J., Hirunlabh, J. and Kiatsiriroat, T., 1998, "Mathematical Model of an Activated Carbon-Ethanol Refrigerator", *Thammasart International Journal on Science and Technology* , vol. 3, No. 1, pp. 66-72.
3. Yong, L., and Sumathy, K. 2002. Review of mathematical investigation on the closed adsorption heat pump and cooling system. 6: 305-337.
4. Azpiazu, M.N., Morquillas, J.M., and Vazquez, A. 2003. Heat recovery from a thermal energy storage based on the $\text{Ca(OH)}_2/\text{CaO}$ cycle, *Applied Thermal Engineering*. 23: 733-741.
5. Ashrae Fundamentals Handbook, 1997

กิจกรรมที่ได้ดำเนินการ (ปีที่ 1)

แผนการดำเนินการในช่วง 0 – 6 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
- ศึกษาเชิงทดลอง เพื่อศึกษาปรากฏการณ์การดูดซับ ความชื้นของซิลิกา-เจล และดูผลของการเพิ่มครีป ที่มีต่ออุณหภูมิที่เกิดจากการดูดซับ - พัฒนาโมเดลทำนายอัตราการดูดซับความชื้น	- ทำการทดลองและเทียบผลกับโมเดลทางคณิตศาสตร์ในการดูดซับความชื้นของซิลิกา-เจล	ดำเนินการตามแผน 100%	ขอปรับแผนเป็นการศึกษาการดูดซับอย่างเดียวนั้น เนื่องจากปัญหาของระบบดูดซับเกิดในช่วง adsorption

แผนการดำเนินการในช่วง 6 – 12 เดือน

- ศึกษาและพัฒนาแบบจำลอง เมื่อมีการใส่ผงโลหะช่วยเพิ่ม thermal conductivity	- ทำการทดสอบและพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สามารถทำนายอุณหภูมิและอัตราการดูดซับ	ดำเนินการตามแผน 100%	

กิจกรรมที่ได้ดำเนินการ (ปีที่ 2)

แผนการดำเนินการในช่วง 0 – 6 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
- สร้างชุดทดสอบการดูดซับเพื่อสร้างแผนภาพ P-T-x ของ คู่สารผงถ่านกัมมันต์-เอทานอล - ทำการทดสอบการดูดซับของ คู่สารผงถ่านกัมมันต์-เอทานอล เพื่อสร้างแผนภาพ P-t-x	- ติดตั้งชุดทดสอบ ทำการทดลองและสร้างแผนภาพ P-T-x สำเร็จ	ดำเนินการตามแผน 100%	อาศัยแผนภาพ P-T-x เพื่อทำนายอัตราการดูดซับ โดยเน้นการศึกษาทางทฤษฎี

แผนการดำเนินการในช่วง 6 – 12 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
- พัฒนาโมเดลทำนายอัตราการดูดซับเอทานอลในผงถ่านกัมมันต์และ COP ของระบบดูดซับ - ทำการทดสอบการดูดซับของ คู่สารผงถ่านกัมมันต์-เอทานอล	- เปรียบเทียบผลการทดสอบระบบดูดซับกับผลการคำนวณโดยใช้แผนภาพ P-T-x และได้โปรแกรมคำนวณเพื่อทำนายประสิทธิภาพของระบบดูดซับ - ยกเลิกผลการศึกษาเนื่องจากเกิดการกัดกร่อนผงโลหะ	ดำเนินการตามแผน 100%	ปรับแผนจากการผสมกับผงโลหะ เนื่องจาก

เมื่อมีการผสมผงโลหะ	โดยเอทานอล และไปเพิ่มรายละเอียดการศึกษาในระบบดูดซับแบบเคมี เมื่อมีการผสมกราไฟต์และเส้นใยคาร์บอน		เกิดการกักกรองในผงโลหะเนื่องจากเอทานอล

กิจกรรมที่ได้ดำเนินการ (ปีที่ 3)

แผนการดำเนินการในช่วง 1 – 6 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
- ทดสอบระบบเพื่อสร้างแผนภาพ P-T-x ของระบบดูดซับแบบเคมีที่ใช้คูสารโซเดียมซัลไฟด์ – น้ำ	- ดำเนินการสร้าง ประกอบ และติดตั้งอุปกรณ์การทดสอบทดสอบระบบเบื้องต้นและ เก็บผลการทดสอบเพื่อสร้างแผนภาพ P-T-x	ดำเนินการตามแผน 100%	การดำเนินการเป็นไปตามแผน
- การทดสอบปรากฏการณ์ดูดซับ-คายสารของคูสารโซเดียมซัลไฟด์ – น้ำ และความร้อนของการเกิดปฏิกิริยาเคมี	- ทดสอบระบบโดยการทำงานเป็นวงจรเพื่อหาค่าความร้อนในแต่ละเฟส	ดำเนินการตามแผน 100%	

แผนการดำเนินการในช่วง 7 – 12 เดือน

แผนการดำเนินงาน	ผลการดำเนินงาน	ประเมินผล	หมายเหตุ
- พัฒนาโมเดลทำนายปรากฏการณ์ดูดซับ-คายสารของคูสารโซเดียมซัลไฟด์ – น้ำ และความร้อนของการเกิดปฏิกิริยาเคมี	-จัดทำโมเดลทำนายปรากฏการณ์ดูดซับ-คายสารของคูสารโซเดียมซัลไฟด์ – น้ำ และความร้อนของการเกิดปฏิกิริยาเคมี	ดำเนินการตามแผน 100%	การดำเนินการเป็นไปตามแผน
-ศึกษาผลการเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อนในการเพิ่มความสามารถดูดซับ-คายสารของคูสารโซเดียมซัลไฟด์ – น้ำ	- ปรับเปลี่ยนการเพิ่มพื้นที่ผิว เป็นการผสมกราไฟต์และเส้นใยคาร์บอน	-ดำเนินการตามแผน 100%	ปรับเปลี่ยนการเพิ่มพื้นที่ผิว เป็นการผสมกราไฟต์และเส้นใยคาร์บอน

Output ที่ได้จากโครงการ

วิทยานิพนธ์นักศึกษา

ระดับปริญญาเอก

(นายสมบูรณ์ เวชกามา) ปัจจุบันกำลังศึกษาในระดับปริญญาเอก สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

ระดับปริญญาโท

(นางสาวเกศนที น้อยปิ่น) สำเร็จการศึกษาในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมพลังงาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, พ.ศ.2546

(นายเทอดธรรม เย็นสบาย) สำเร็จการศึกษาในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมพลังงาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, พ.ศ.2547

(นายตะวัน รุ่งพิบูลโสภิชญ์) สำเร็จการศึกษาในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมพลังงาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, พ.ศ.2547

(นางสาวกนกทิมา เอี่ยมมาก) สำเร็จการศึกษาในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมพลังงาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, พ.ศ.2548

(นายพีระพงษ์ ถั่วอุทก) สำเร็จการศึกษาในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมพลังงาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, พ.ศ.2548

บทความวิจัยที่ตีพิมพ์เผยแพร่

วารสารระดับนานาชาติ

ไม่มี

วารสารระดับชาติ

ไม่มี

การประชุมวิชาการระดับนานาชาติ

1. Wongsuwan W., Rungpiboonsopit T., Chatchawan C., Kiatsiriroj T., A performance study on a chemical energy storage system using sodium sulfide-water as the working pair, 6th Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference, 29 August - 1 September 2004, Glasgow UK
2. Iammak, K., Wongsuwan, W. and Kiatsiriroj, T., Investigation of modular chemical energy storage performance, The Joint Int. Conf. On Sustainable Energy and Environment,

การประชุมวิชาการระดับชาติ

1. เกศนที น้อยปิ่น และ ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและมวลในการดูดซับของคู่สารซิลิกาเจล-น้ำ, Proceedings การประชุมวิชาการ เรื่อง การถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน, 24-25 มีนาคม 2546, ลำปาง หน้า 104 – 109
2. เทอดธรรม เย็นสบาย และทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, การศึกษาสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดซับที่ใช้ถ่านกัมมันต์, Proceedings การประชุมวิชาการ เรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน (ครั้งที่ 2), 25-26 กันยายน 2546, เชียงใหม่ หน้า 123–133.
3. ตะวัน รุ่งพิบูลโสภณัฐ, วิภาวดี วงษ์สุวรรณ และทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, การทดสอบระบบเก็บรักษาพลังงานแบบความร้อนเคมีที่ใช้โซเดียมซัลไฟด์-น้ำเป็นคู่สารทำงาน, Proceedings การประชุมวิชาการ เรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน (ครั้งที่ 2), 25-26 กันยายน 2546, เชียงใหม่ หน้า 134–138.
4. Thumautok, P., Wongsuwan, W. And Kiatsiriroat, T., Performance analysis of a solar adsorption heating and cooling system, Seminar on the 4th Energy, Heat and Mass Transfer in Thermal Equipments, July, 2005, Chiang Rai, pp.162-164.
5. วิภาวดี วงษ์สุวรรณ, เทอดธรรม เย็นสบาย และทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, การทำนายสมรรถนะระบบทำความเย็นที่ใช้ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ร่วมกับเครื่องดูดซับ, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 18, 18-20 ตุลาคม 2547, ขอนแก่น

บทความและวารสารที่ตีพิมพ์ : การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อน
โดยการใช้สนามไฟฟ้า



Effect of the Electrode Arrangements in a Tube Bank on the Characteristic of Electrohydrodynamic Heat Transfer Enhancement: Low Reynolds Number

N. Kasayapanand and J. Tiansuwan

School of Energy and Materials, King Mongkut's University of Technology, Thonburi, Bangkok, Thailand

W. Asvapoositkul

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

N. Vorayos and T. Kiatsiriroat

Department of Mechanical Engineering, Chiang Mai University, Chiang Mai, Thailand

Enhancement in heat transfer using the electrohydrodynamic (EHD) technique is numerically examined in laminar forced convection across a tube bank with six different wire electrode arrangements. The electric field is generated by the wire electrodes charged with high DC voltages ranging from 7.5 to 17.5 kV. The Reynolds number corresponding to the flow considered is between 100 and 1,500. The numerical modeling of the laminar forced convection includes the interactions among the electric field, the flow field, and the temperature field. It is found that the heat transfer is significantly enhanced by the EHD at a low Reynolds number, and the short distance between the wire electrodes and the tube surface from which different electrode arrangements are reported for aligned and staggered tube configurations. The value Nu/Nu_0 of an aligned configuration increases from row to row and appears to be similar with that of a staggered configuration.

Keywords EHD, electrode arrangement, tube bank

INTRODUCTION

To improve the performance of a heat exchanger for more efficient utilization of thermal energy, enhancement of heat transfer and reduction of power consumption for transporting a working fluid are the important aspects to be considered. The enhance-

ment technique utilizing an electric field, which is based on electrostatic force due to space charge or polarization of dielectric fluid, can be one of the most promising methods among various active techniques because of its several advantages, for example, a quick response to the control of flow, a significant increase in the heat transfer rate, simplified implementation using only a small transformer and electrode (e.g., needle, wire, or mesh), and a small consumption of electric power. The heat transfer enhancement technique utilizing an electric field is frequently called the electrohydrodynamic (EHD) method of heat transfer. The EHD enhancement of heat transfer refers to the interdisciplinary field and deals with subjects concerning the interactions between an electric field generated by DC high voltage, flow field, and temperature field. Very limited results have been reported on the interactions. For the typical EHD phenomena in gases, the ionic wind is generated from the wire electrode to the heat transfer surface propelled by the Coulomb force due to the space charge.

There are some studies relating to the effect of the ionic wind in a static field. Yabe et al. (1978) investigated the corona wind between a downward-facing heating plate and wire electrodes. Franke and Hogue (1991) studied heat transfer from a horizontal tube with the corona discharge. In a forced convection field, the EHD-induced flow takes place owing to the interaction between the ionic wind and the primary flow, which, in return, increases the convective heat transfer coefficient from the wall surface.

Received 1 August 2002; accepted 29 October 2002.

Address correspondence to T. Kiatsiriroat, Department of Mechanical Engineering, Chiang Mai University, Chiang Mai, 50200, Thailand.
E-mail: tanong@domc.eng.cmu.ac.th

This phenomenal characteristic is confirmed by Yamamoto and Velkoff (1981). The report of Velkoff and Godfrey (1979) on the heat transfer over a horizontal flat plate with parallel wire electrodes suggested that the ionic winds promoted the mixing of the primary flow resulting in the increase of heat transfer coefficient and friction loss. Tada et al. (1991) and Mathew and Lai (1995) both unveiled the fundamental mechanism of heat transfer augmentation in a two-dimensional rectangular duct in their experimental and numerical studies. Wangnippanto et al. (2001) and Jiracheewanun et al. (2000) reported that the corona wind augmented the heat transfer coefficient of air flowing through a tube bank in the laminar Reynolds number region. Hence, using an electric field to enhance heat transfer becomes one of the promising solutions for the heat transfer enhancement for an air flow.

This current work explains the fundamentals of EHD by considering forces exerting on air flowing across tube bank in the aligned and staggered configurations within the electric field. Governing equations of EHD phenomena and corresponding boundary conditions are formulated. The mathematical model has been carried out to investigate the EHD-enhanced secondary flow and heat transfer coefficient in a two-dimensional free stream in 6 categories of the wire electrode arrangements. The wire electrodes charged with a DC high voltage are placed around each tube in the tube bank, which is installed at a right angle to the primary flow direction. The characteristics of the EHD combined flow and the heat transfer are discussed in conjunction with the parameters comprising velocity at the inlet, supplied voltage at the wire electrodes, ratio S/D , number of rows, tube surface temperature, boundary conditions at the tube surface ($T_w = \text{constant}$ or $Q_w = \text{constant}$), and electrode arrangements.

THEORETICAL ANALYSIS

The governing equations for the EHD force F_E per unit volume generated by the electric field with strength E in a fluid of dielectric permittivity ϵ , density ρ , and uniform temperature T can be expressed as (Landau and Lifshitz 1963)

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

In the symbolic notation, vectors are designated by boldfaced letters, while scalars are denoted by italic letters. Here q is the electric charge density in the fluid. The term qE is the Coulomb force exerted by an electric field upon the free charge or electrophoretic component. The second and third terms correspond to the dielectrophoretic and electrostrictive forces on and within the fluid.

Equation (1) is then included in the Navier-Stokes equation (Mase 1970). By assuming an incompressible fluid, the conservation of momentum is expressed as

$$\rho\frac{dv}{dt} = \rho g + F_E - \nabla P + \mu\nabla^2 v. \quad [2]$$

The vector ρg is the gravitational force per unit volume, P is the local fluid pressure, and the last term represents the viscous effect.

We introduce the vorticity ω as

$$\omega = \nabla \times v. \quad [3]$$

To get the vorticity transport equation in two-dimensional flow, the momentum equation can be rewritten in terms of the vorticity defined above as

$$\frac{\partial\omega}{\partial t} + (v \cdot \nabla)\omega = \nu\nabla^2\omega - (E \times \nabla)q. \quad [4]$$

The stream function (ψ) is defined such that

$$v_x = \frac{\partial\psi}{\partial y}, \quad v_y = -\frac{\partial\psi}{\partial x}. \quad [5]$$

The vorticity transport equation obtained from Equations (4) and (5) further gives

$$\nabla^2\psi = -\omega. \quad [6]$$

When attention is brought to the energy equation of this system, without a viscous dissipation effect, the energy equation can be written as

$$\frac{dT}{dt} = \alpha\nabla^2T + \frac{\sigma_e E^2}{\rho c_p}. \quad [7]$$

These systems require appropriate and sufficient boundary conditions for the flow and temperature fields, which are given by

$$x = 0, \quad \omega = 0, \quad \psi = U_i y, \quad T = T_i, \quad [8a]$$

$$x = L, \quad \frac{\partial\omega}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial\psi}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0, \quad [8b]$$

$$y = 0, \quad \omega = 0, \quad \psi = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0, \quad [8c]$$

$$y = \frac{S_T}{2}, \quad \omega = 0, \quad \psi = U_i \frac{S_T}{2}, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0, \quad [8d]$$

and at the tube surface,

$$\omega = -\frac{\partial^2\psi}{\partial n^2}, \quad \psi = 0 \text{ or } 1 \text{ (depending with the position)}, \quad [8e]$$

$$T = T_w,$$

where n is the outward perpendicular direction from the tube curve surface. In addition to the conditions above, a uniform flow is specified at the inlet boundary as well as the nonslip, and

constant temperature conditions are employed around the tube wall surfaces.

The Maxwell equation for the corresponding electric field is as follows:

$$\nabla \cdot \epsilon E = q, \quad [9]$$

with the strength E given by

$$E = -\nabla V. \quad [10]$$

As the current is conserved over the domain of calculation, the current continuity equation is given by

$$\nabla \cdot J + \frac{\partial q}{\partial t} = 0, \quad [11]$$

and the current density J is given by

$$J = qv + \sigma_e E + (v \cdot \nabla)(\epsilon E) - D_e \nabla q. \quad [12]$$

Combining Equations (9) and (12), one can obtain

$$\nabla^2 V = -\frac{q}{\epsilon}, \quad [13]$$

$$q^2 = \epsilon(E \cdot \nabla q). \quad [14]$$

The boundary conditions required for solving Equations (13) and (14) are

$$V = V_0, \text{ at each wire electrode,} \quad [15a]$$

$$V = 0, \text{ along the circumference of the tube surface,} \quad [15b]$$

$$E_y = 0, \text{ along the symmetry line } (y = 0 \text{ and } y = S/2). \quad [15c]$$

Electrical potential and space charge density are determined by iterating Equations (13) and (14) starting with an assumed value of space charge density at the wire electrode (q_0). The validity of the solution is affirmed by comparing the predicted total current to the measured current at the corresponding voltage. If they are different, Equations (13) and (14) will be recalculated by using the new space charge at the wire electrode. The iteration keeps repeating until the convergence is obtained.

For forced convective flow across the tube bank, maximum velocity of the fluid at the minimum flow-path area is essential to obtain the heat transfer coefficient. Since the ratio of the minimum flow area to the total frontal area is $(S_T - D)/S_T$, the maximum velocity is determined from

$$U_{\max} = U_i \frac{S_T}{(S_T - D)} \quad \text{for an aligned arrangement,} \quad [16a]$$

or

$$U_{\max} = U_i \frac{S_T}{(S_D - D)} \quad \text{if } 2(S_D - D) < (S_T - D) \\ \text{for a staggered arrangement,} \quad [16b]$$

$$S_D = (S_L^2 + (S_T/2)^2)^{1/2}.$$

where U_i is the free stream velocity entering the tube bank. The Reynolds number based on the maximum velocity is

$$Re = \frac{U_{\max} D}{\nu}. \quad [17]$$

In terms of the heat transmission characteristic (Eckert and Soehngen 1952; Dennis et al. 1968; Karniadakis 1988; Chun and Boehm 1989; Fu and Tong 2002), the local heat transfer coefficient in terms of the local Nusselt number of the laminar sublayer near tube surface is simply given by

$$Nu_\theta = \frac{Dh}{k} = \frac{Dq}{k(T_w - T_m)} = \frac{D(\partial T/\partial n)}{(T_w - T_m)}. \quad [18]$$

From this the average heat transfer coefficient around the circumference of the tube can be determined such that

$$Nu = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{D(\partial T/\partial n)}{(T_w - T_m)} d\theta. \quad [19]$$

The illustration of the computational domain and boundary conditions of the air stream flowing across 4 rows of circular tube is shown in Figure 1a. The ratio of S_L/D and S_T/D in this figure is 3, and each tube is maintained at a uniform temperature $T_w = 400$ K and is electrically grounded. Air at a uniform velocity U_i and temperature $T_i = 300$ K is introduced at the inlet. Two-dimensional analysis is applied in this paper, and the computational domain is shown as the shaded area in the figure. The graphic of grid generation for the calculations as shown in Figure 1b.

Several models have been proposed for the calculation of the electric field and charge density distribution in a wire-plate precipitation system using the finite difference method (McDonald et al. 1977; Lawless and Sparks 1980). The main drawback of the finite difference method is the difficulty in the construction of the computational grid, which should be orthogonal to avoid complexity of the equations, and must also be significantly finer than the wire radius to produce grid-independent results, especially near the wire (Kallio and Stock 1985). In the case of Cartesian grids, this can be accomplished either by the use of a fine mesh throughout the space, thus consuming excessive computer time, or by implementing numerical techniques for multiblocks of variable grid density or local grid refinement around the wire. Such techniques can reduce the computer time demands, but the problem of matching the Cartesian grid lines and the circular surface of the wire remains. On the other hand, orthogonal curvilinear grids require special algorithms to construct, but they can be fitted to all the field space boundaries and easily achieve

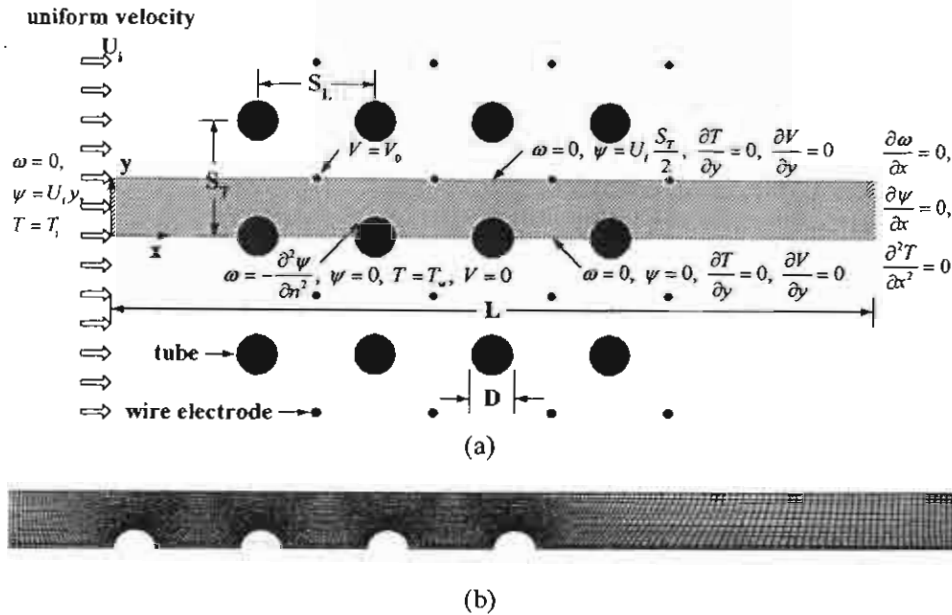


FIG. 1. Air stream flowing across 4 rows of tube bank and wire electrodes in cross-flow direction.

the desired resolution near the wire with a considerably fewer total number of nodes.

This paper uses curvilinear coordinates to solve all governing equations, and the numerical calculation is then carefully carried out. The detail of the calculation procedure is shown in Figure 2. Assuming q_0 at the wire electrode, the electric field and the charge density distribution are obtained responding to Equations (13) and (14) by the finite difference method and successive over relaxation method. The vorticity at each time step is hence obtained from Equation (4), in accordance with the electric field and the stream function obtained from Equation (6). The above mentioned procedures are repeated until the convergence of stream function is reached. The temperature field is finally obtained from Equation (7). The convergence criterion selected in the procedure such that the deviation of the updated value of each variable calculated via current iterations from the previous value becomes less than 0.1%.

All equations can be nondimensionalized, and the numerical calculation could be carried out with the computational grid (321×33) by using grid generation and a nondimensional time step of 5×10^{-4} to ensure numerical stability and accuracy with previous papers (Tada et al. 1991; Mathew and Lai 1995). Since the radius of the wire electrode (10^{-4} m) is sufficiently small in the comparison to grid spacing (1.25×10^{-3} m), therefore, it is allowable to treat the wire as a nodal point.

RESULTS AND DISCUSSION

The range of parameters used in the simulation is shown in Table 1, which contains seven major parameters: velocity at the inlet, supplied voltage at the wire electrodes, ratio S/D , number of rows, tube surface temperature, boundary conditions at the tube surface ($T_w = \text{constant}$ or $Q_w = \text{constant}$),

TABLE 1
Variables used in the simulation

Parameter	Range
Working fluid	Air
Supplied voltage	7.5–17.5 kV
Reynolds number	100–1,500
Ratio S_T/D	1.25–4
Ratio S_L/D	1.25–4
Number of rows	1–10
Inlet air temperature	300 K
Tube surface temperature	350–550 K
Tube boundary conditions	Temperature constant or heat flux constant
Flow arrangement	Cross flow
Electrode arrangements	6 categories
Tube arrangements	Aligned and staggered
Polarity electrodes	Wire as positive, tube as negative

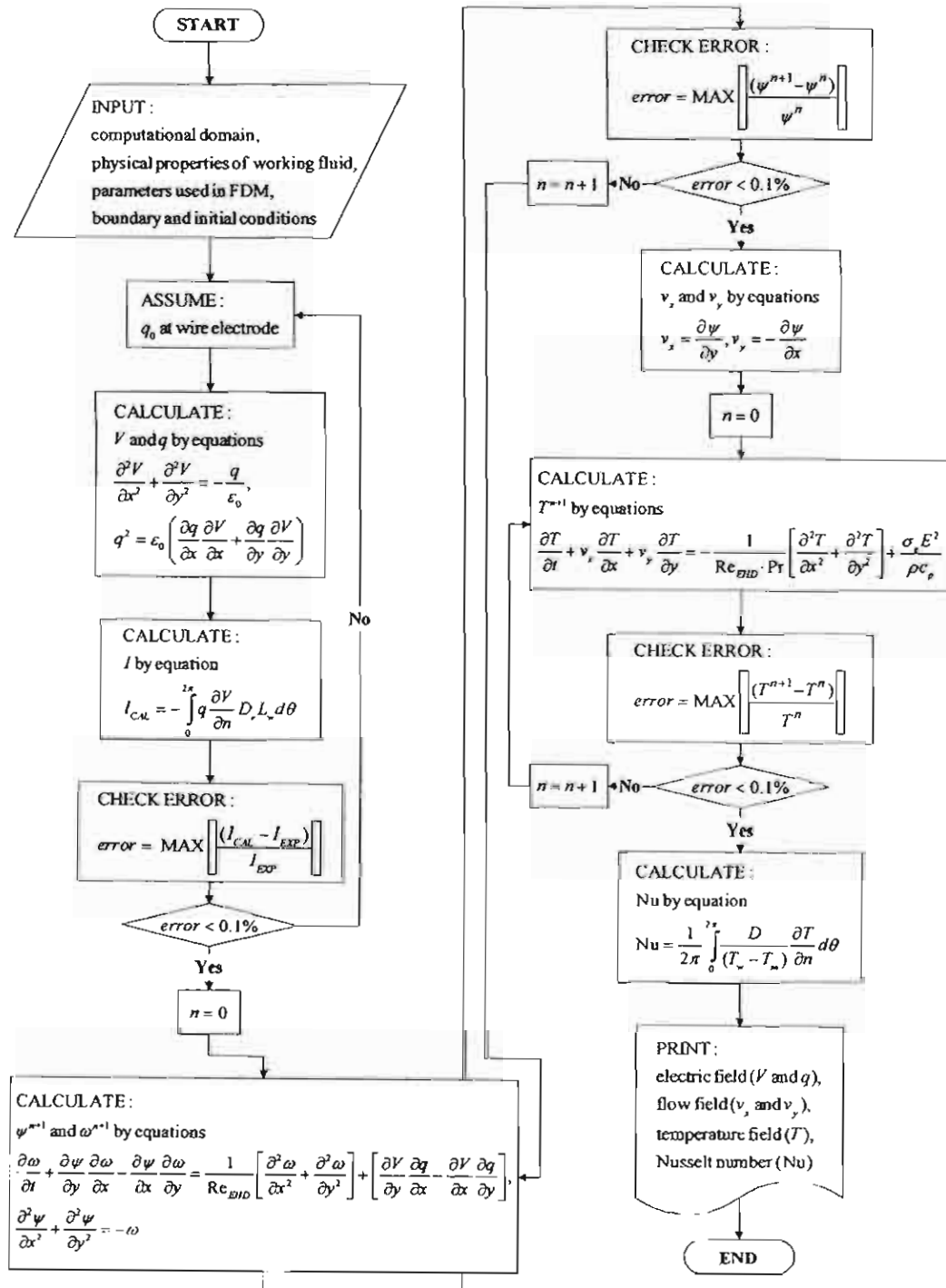
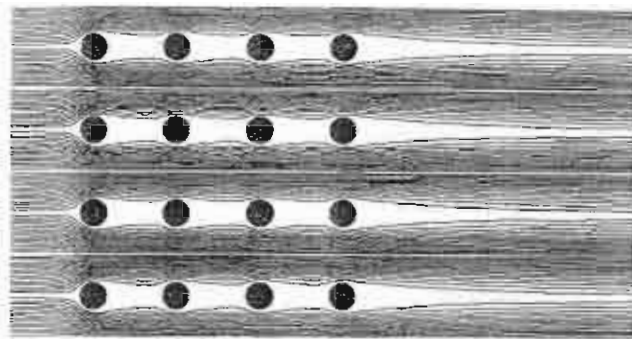
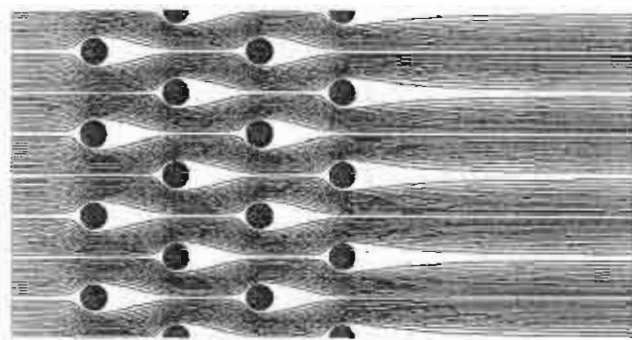


FIG. 2. Flow chart diagram.



(a)



(b)

FIG. 3. The stream function contours for aligned and staggered arrangements at $Re = 100$, $S/D = 3$, and $N = 4$ (no voltage supplies).

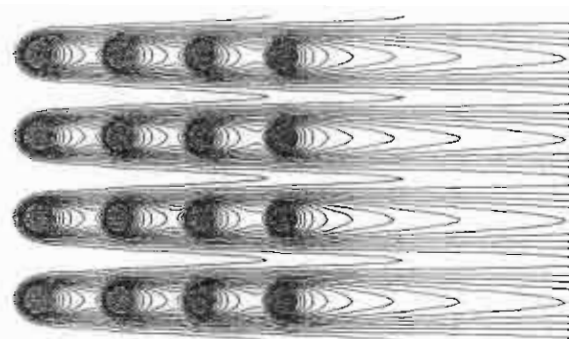
and electrode arrangements. The stream function contours and the isotherm lines of an air stream flowing across a tube bank in aligned and staggered configurations (non-EHD) are shown in Figures 3 and 4, respectively ($Re = 100$, $S/D = 3$, and $N = 4$).

The mean heat transfer coefficients obtained from the simulation in the case of no supplied voltage, Nu_0 , is found to increase monotonously with the Reynolds number. Such a correlation between Nu_0 and the Reynolds number has been reported in most standard heat transfer textbooks. The result has been shown in common practice as

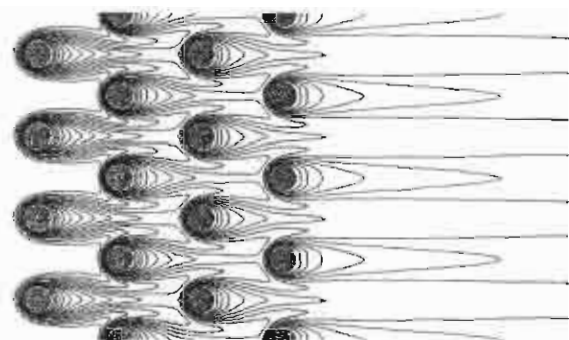
$$Nu_0 = 1.13 C_1 Re^m Pr^{1/3}, \quad [20]$$

which is valid for tube number N to be at least 10, Prandtl number to be above at least 0.7, and Reynolds number in the range of 100 to 1,500. The coefficient C_1 and m are listed in Table 2. All properties in this correlation are evaluated at the film temperature. However, if $N < 10$, a correction factor has to be applied such that

$$Nu_{N < 10} = C_2 Nu_{N \geq 10}. \quad [21]$$



(a)



(b)

FIG. 4. The isotherm lines for aligned and staggered arrangements at $Re = 100$, $S/D = 3$, $N = 4$, $T_i = 300$ K, and $T_w = 400$ K (no voltage supplies).

The correlation factor C_2 for aligned and staggered configurations is obtained from the simulation and can be implied from Figure 5. Calculated results of C_2 and m are in good agreement with previous literature. It is obvious that the coefficient for a

TABLE 2

Constants of Equation (20) for air flow over a tube bank of 10 or more rows

S_L/D	S_T/D					
	2.0		3.0		4.0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Aligned						
2.0	0.426	0.528	0.366	0.563	0.292	0.617
3.0	0.437	0.515	0.386	0.548	0.311	0.601
4.0	0.482	0.502	0.413	0.531	0.377	0.557
Staggered						
2.0	0.733	0.421	0.630	0.462	0.554	0.492
3.0	0.625	0.451	0.560	0.481	0.498	0.509
4.0	0.560	0.467	0.515	0.499	0.451	0.529

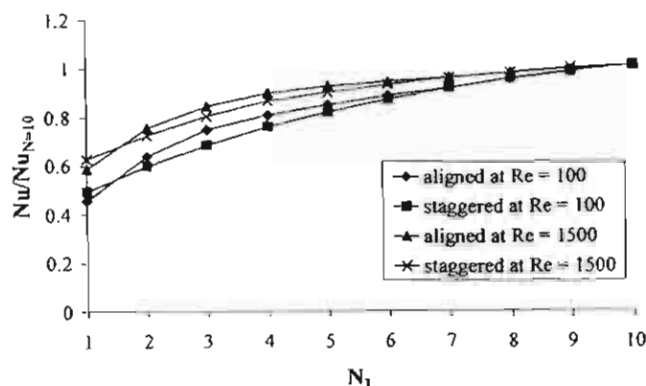


FIG. 5. Distribution of correlation factor of Equation (21) for $N \leq 10$.

tube in the first row is almost similar to that of a single tube in cross-flow, whereas tubes in the inner rows yield larger heat transfer coefficients. In both tube configurations, little change in heat transfer occurs such that the convection heat transfer coefficient for tubes beyond the fourth or fifth row becomes uniform.

A comparison between the results from the current investigation and existing work is confirmed in Figure 6, in which no voltage is supplied to the flow. The simulation result is 10% higher than the Zhukauskas correlation (Zhukauskas 1972) in the laminar region. Wang et al. (2001) also examined the air-side performance of tube bundles. Their test results showed a dramatic underprediction of the Zhukauskas correlation in the low Reynolds number region. Wang modified the Zhukauskas correlation by a factor 1.7 in the range of $Re < 500$ and 1.38 for the range of $Re > 500$. One can see that the simulation results are in fair agreement with the Zhukauskas correlation when the Reynolds number is less than 500.

Figure 7 shows the air stream flowing across a tube bank for an aligned configuration that has electrode arrangements in

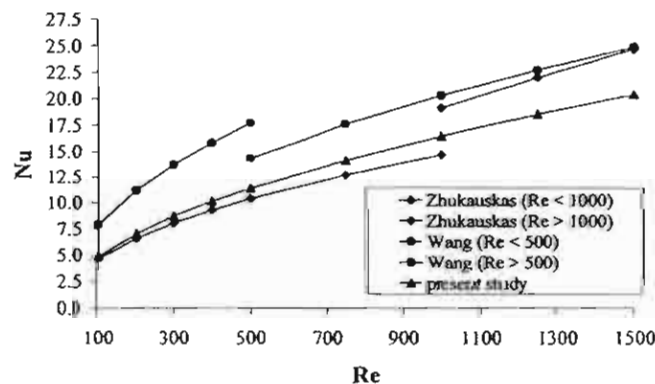


FIG. 6. Average mean Nusselt number for various Reynolds numbers from each correlation (no voltage supplies).

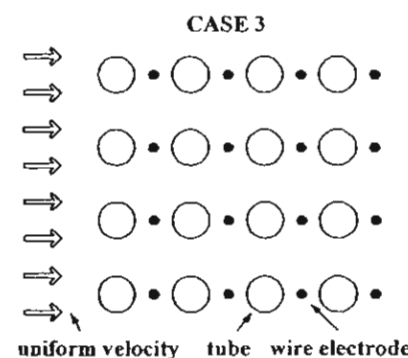
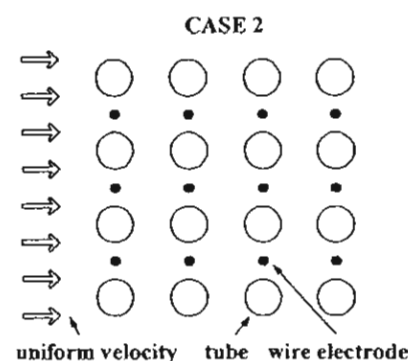
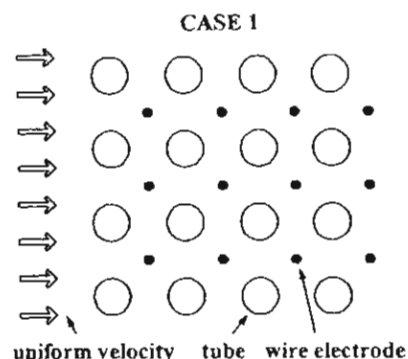
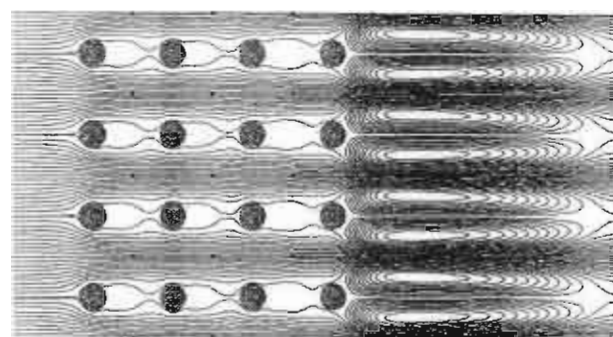
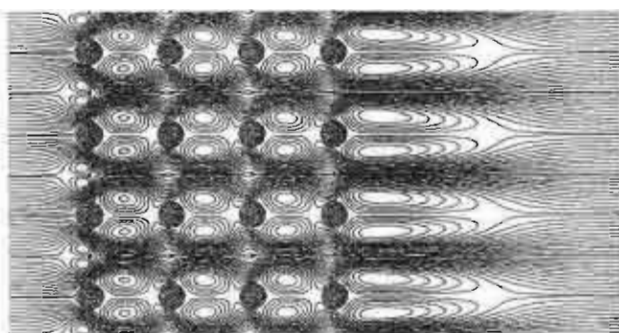


FIG. 7. Air flow through tube bank (aligned arrangement) and the wire electrodes in cross-flow direction.

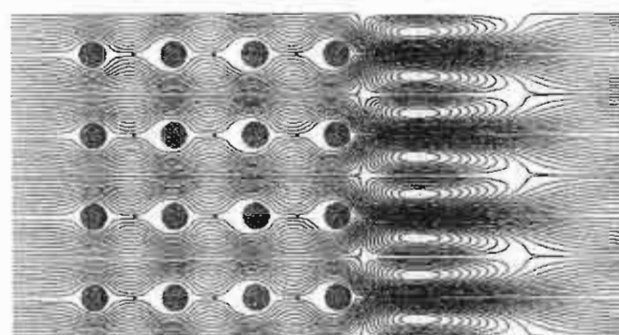
cases 1–3. The wire electrodes are excited by DC-generated high voltage. Figure 8 shows the results in terms of stream function in the domain of the flow for $V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S/D = 3$, and $N = 4$ with different electrode arrangements. For case 1 in Figure 8a the stream function contours are symmetrical with respect to the horizontal axis. There is a secondary flow induced by the ionic wind at the wire electrode, and it drives the fluid moving to the tubes. The vortices in the wake region behind the last tube column are larger than that from the non-EHD case shown in Figure 3a. The endpoint of the cavity (stagnation point) shifts toward the right-hand side of the figure. In case 2, in which each



(a)



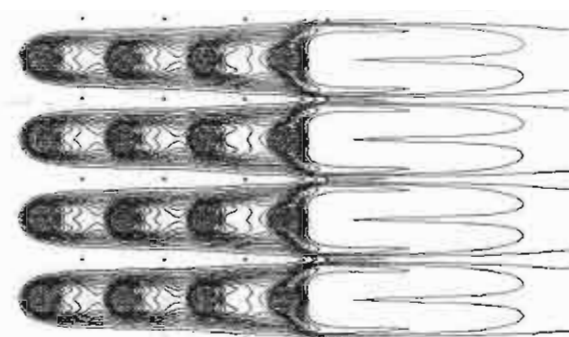
(b)



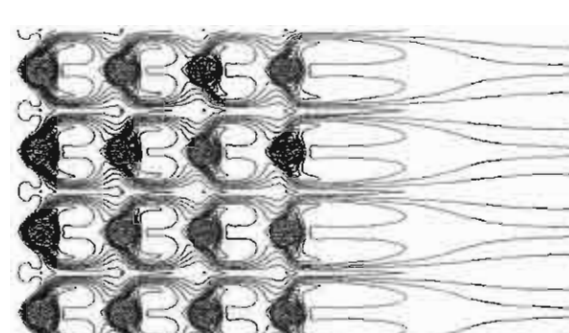
(c)

FIG. 8. The stream function contours for electrode arrangements in cases 1–3 at $V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S/D = 3$, and $N = 4$.

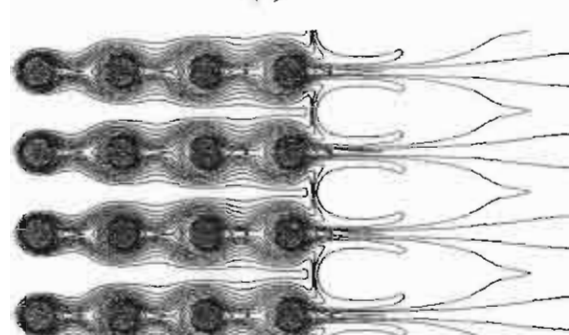
electrode is aligned with the tube, the effect of the electric field obviously persists. As the distance between the wire electrode to the tube surface in the vertical direction is shorter than that of case 1, a higher electric field strength is presented, and the ionic wind causes a pair of counter-rotating cellular motions locating upstream from each wire electrode. The vortices occur behind all tubes. In case 3 as shown in Figure 8c, the electrodes are placed right behind each tube. The compression force between the wire electrodes causes the vortices at the center of the transverse distance between the wire electrodes. Figure 9 shows temperature fields, that is, isotherm lines, around the tubes with similar



(a)



(b)



(c)

FIG. 9. The isotherm lines for electrode arrangements in cases 1–3 at $V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S/D = 3$, $N = 4$, $T_i = 300$ K, and $T_w = 400$ K.

arrangements as defined in Figure 8 at $T_i = 300$ K and $T_w = 400$ K. In Figure 9a, the thermal boundary layer is perturbed by the electric field when it extends over the recirculatory region. The effect of the electric field plays a much more important role on the temperature distribution of Figure 9b than on the first one because the electric field in this case is higher. The isotherm lines are shifting near the tube surface. This phenomenon is similar to what occurs in the forced convection flow without the electric field when the Reynolds number increases. For case 3 (Figure 9c), the effect of vortices in front of the tube leads to

larger thermal boundary layer thickness, resulting in a smaller temperature gradient. The corresponding mean heat transfer coefficient is consequently high and increases monotonously with respect to the supplied voltage.

Figure 10 shows another three cases, cases 4–6, of the electrode arrangements in a staggered configuration. The relevant results are in terms of stream function distribution for the flow induced by $V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S/D = 3$, and $N = 4$. Figure 11a shows a tube bank with an electrode placed between each pair of the tubes in a column. There are large vortices

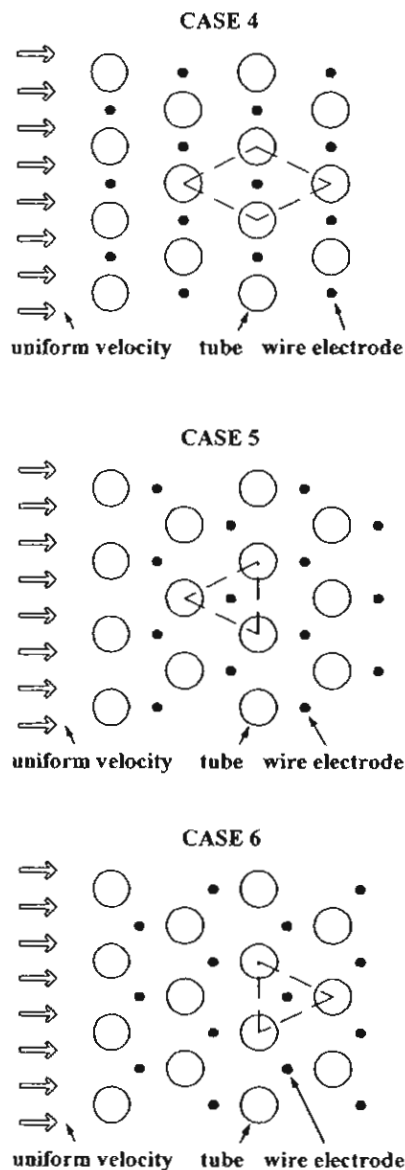
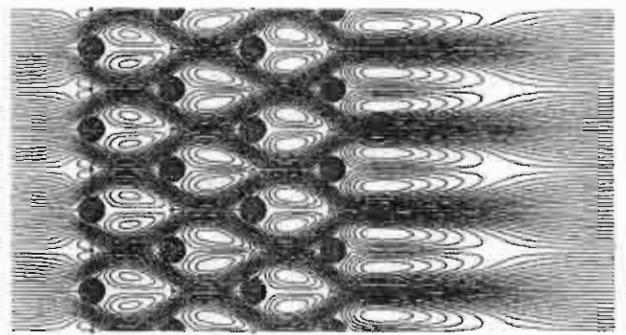
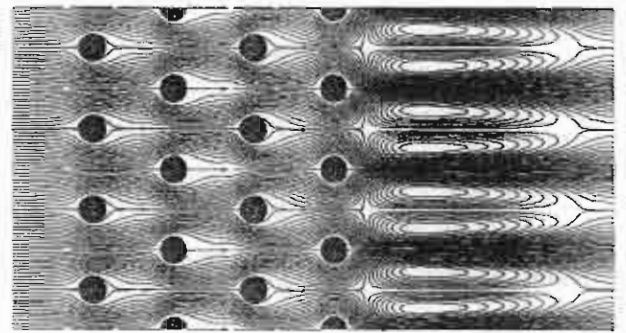


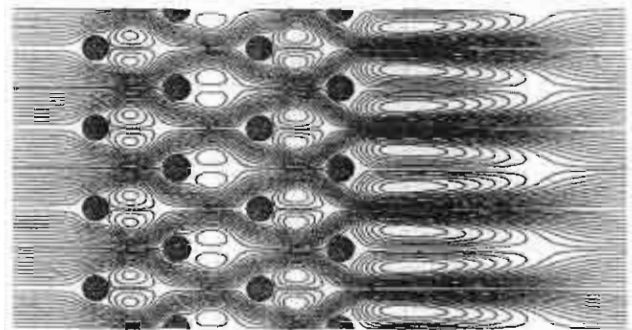
FIG. 10. Air flow through tube bank (staggered arrangement) and the wire electrodes in cross-flow direction.



(a)



(b)



(c)

FIG. 11. The stream function contours for electrode arrangements in cases 4–6 at $V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S/D = 3$, and $N = 4$.

behind all tubes from the effect of the wire electrodes placed at the center of transverse distance between the tubes, and the rear stagnation point is positioned at the wire electrode in the next row. As shown in Figure 11b, the electrodes of case 5 are rearranged such that the distance between the wire electrode to the tube surface is shorter than in case 4. Therefore, it experiences a higher intensity electric field strength. It is also shown that the force between the wire electrodes drives the fluid moving close to the tube surface. There are no vortices behind the tube in contrast to the previous case. The electrode arrangement in response to case 6 affects the flow characteristics as shown in

Figure 11c. The effect of placing a wire electrode at the position in front of the next row of tubes separates the flow, and the stream function contours around the inner rows are distributed similar to those in case 4. Figure 12 shows the flow pattern of the isotherm lines around the tube of Figure 11 at $T_i = 300$ K and $T_w = 400$ K. In Figure 12a, the distance between the wire electrode (case 4) in relation to the tube surface is shortest; therefore, the intensity of the electric field in this case is highest. As a consequence, the electric field plays a more significant role

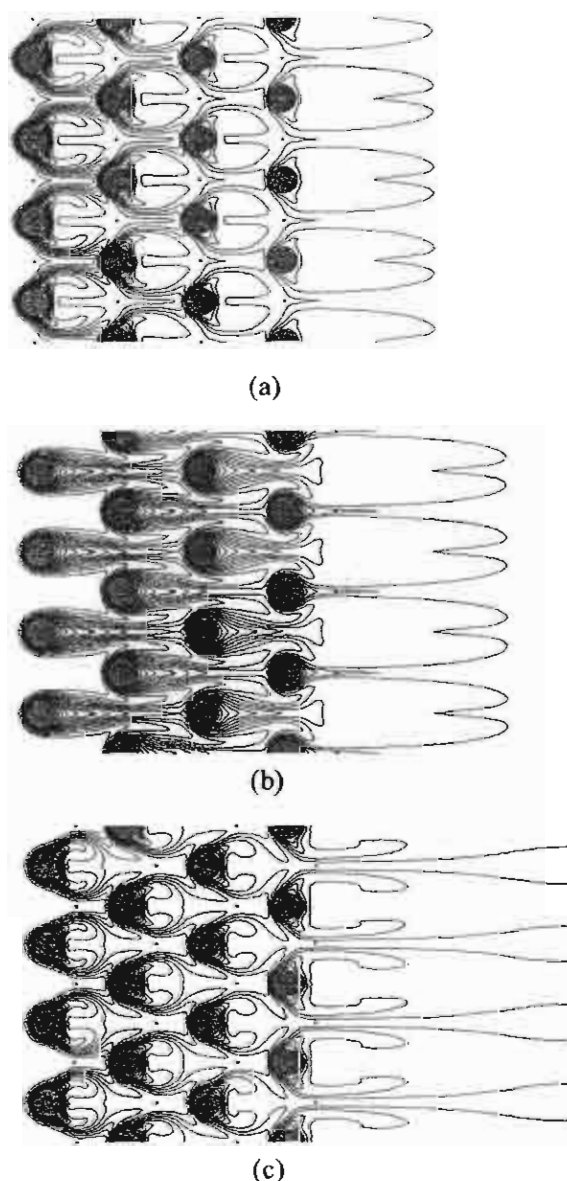


FIG. 12. The isotherm lines for electrode arrangements in cases 4–6 at $V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S/D = 3$, $N = 4$, $T_i = 300$ K, and $T_w = 400$ K.

in the temperature distribution as shown in Figure 12a than in the other two cases (cases 5 and 6); thus the smallest thickness of the thermal boundary layer at the tube surface is found. For cases 5 and 6, the calculated results are shown in Figures 12b and 12c, respectively. The effect of vortices in front of the tube in case 6 induces thicker thermal boundary layer thickness in comparison with case 5 particularly front half of the tube.

The heat transfer characteristic of flow over the tube bank is studied in terms of an average Nusselt number at the tube surface of each row. Nusselt number is found to increase slowly to a constant value at the inner row. At $V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S/D = 3$, and $N = 4$, the corresponding Nusselt number for aligned and staggered configurations are shown in Figures 13 and 14. As expected, the heat transfer coefficient of the tube bank is improved with the influence of EHD. The value Nu/Nu_0 of the further row is tentatively increased. The arrangements of case 2 and 4 yield the maximum heat transfer enhancement for each configuration among all cases.

The influence of further increasing the number of electrode in aligned and staggered configurations are also investigated. Figures 15 and 16 show the calculated results for doubling and tripling of the electrode numbers. For the doubling case, the heat transfer characteristic for the bank of 4 tube rows is improved when the arrangements are superimposed especially by the combination of cases 2 and 3 and also by the cases 4 and 5. It is found that the augmented ratio increases fewer compared with the greater number of wire electrodes. This is because greater wire electrode number gives more reaction force that suppresses the fluid flow. From the results, it can be concluded that the heat transfer enhancement depends on the wire electrode arrangement and the number of the wire electrodes.

A number of rows significantly influences the heat transfer rate. The results are shown in Figure 17 for case 1 as an illustrated example. As the number of rows N is increased, the heat transfer rate is improved monotonically until $N = 4$ which it gradually decreases. It can be seen that the heat transfer of the bank with several rows is significantly enhanced by incorporating the electrodes into the system. Figure 18 confirms this fact. The enhancement is more achieved when the number of rows is less and the supplied voltage is higher.

Figures 19 and 20 show the augmented ratios of heat transfer for aligned and staggered configurations, respectively for $V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S/D = 1.25 - 4$, and $N = 4$ with different electrode arrangements. It is found that the electrode arrangements in cases 2 and 4 are not always the best. For higher S_T/D and lower S_L/D , the arrangements in cases 3 and 5 have

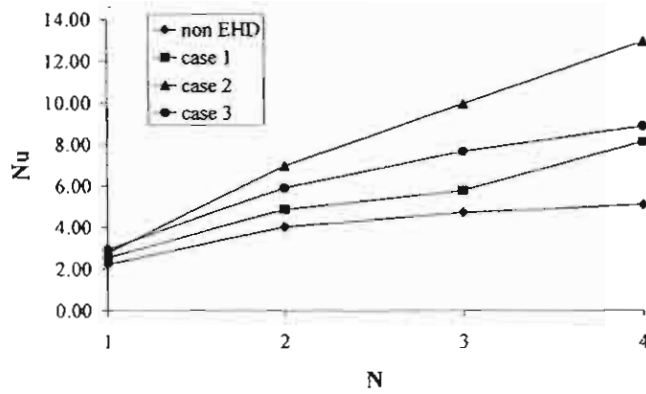


FIG. 13. Mean value of local Nusselt number around circumference of each tube in aligned configuration ($V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S/D = 3$, and $N = 4$).

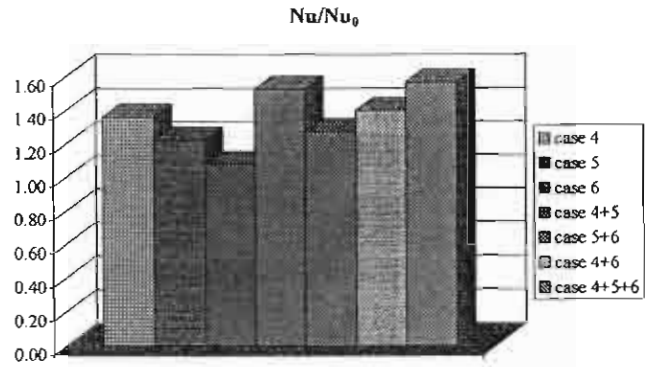


FIG. 16. Heat transfer enhancement for various electrode arrangements in staggered configuration at $V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S/D = 3$, and $N = 4$.

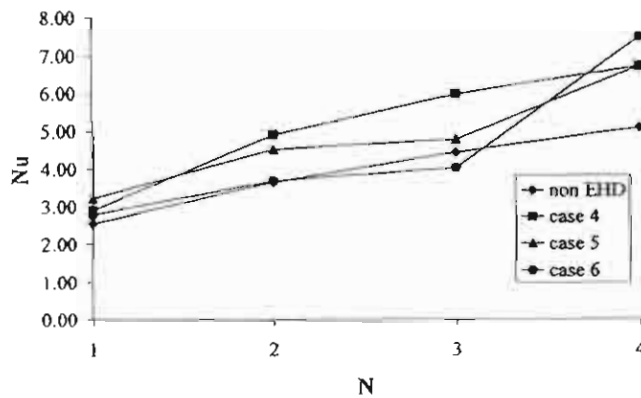


FIG. 14. Mean value of local Nusselt number around circumference of each tube in staggered configuration ($V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S/D = 3$, and $N = 4$).

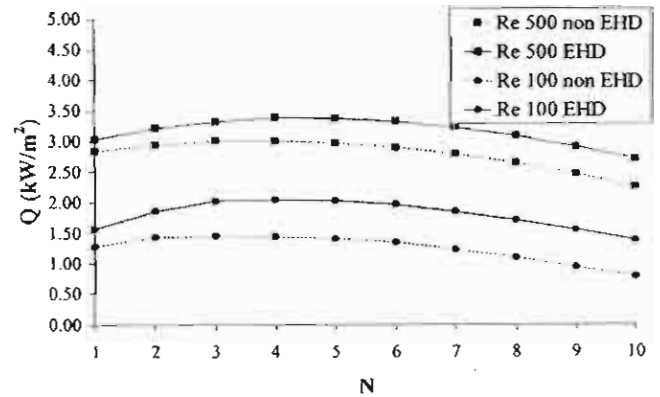


FIG. 17. Heat transfer rate for various number of rows and Reynolds number in case 1 ($V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S/D = 3$, and $N = 10$).

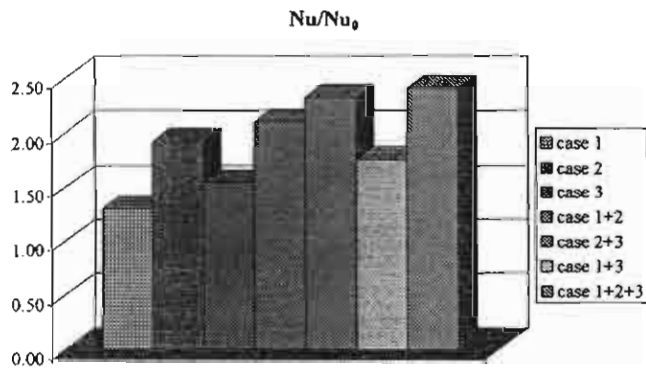


FIG. 15. Heat transfer enhancement for various electrode arrangements in aligned configuration at $V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S/D = 3$, and $N = 4$.

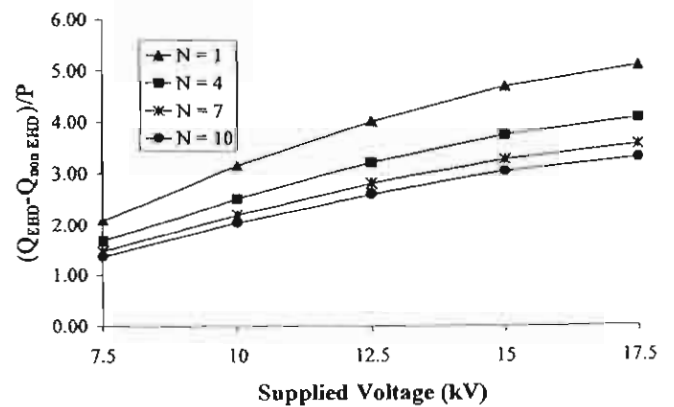


FIG. 18. Effect of supplied voltage and number of rows on heat transfer enhancement to power input.

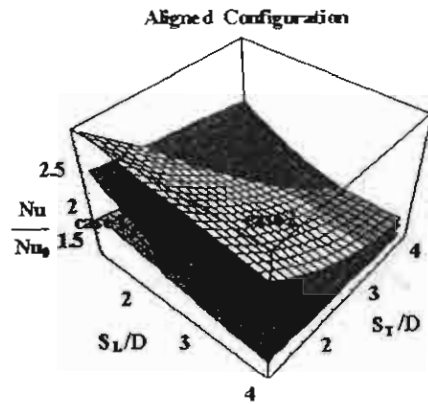


FIG. 19. Heat transfer enhancement for various S_L/D and S_T/D for aligned configuration ($V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S/D = 1.25-4$, and $N = 4$).

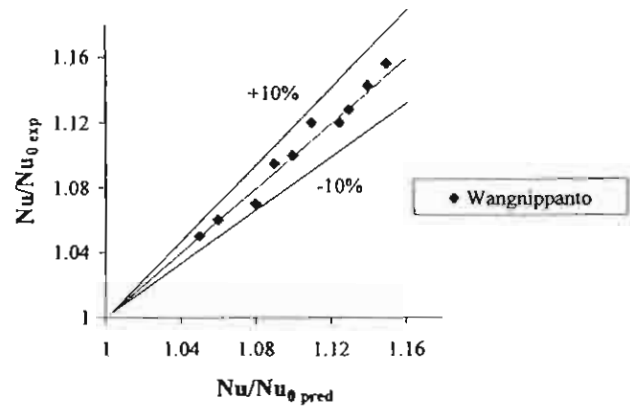


FIG. 22. Comparison of Nusselt number between the experimental data and present correlation ($T_w = \text{constant}$).

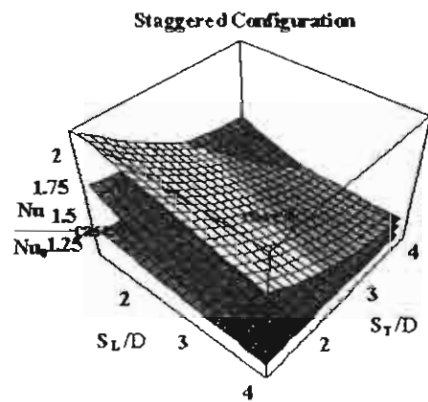


FIG. 20. Heat transfer enhancement for various S_L/D and S_T/D for staggered configuration ($V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S/D = 1.25-4$, and $N = 4$).

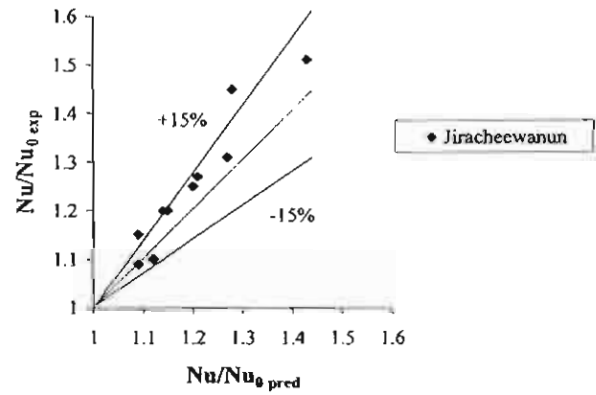


FIG. 23. Comparison of Nusselt number between the experimental data and present correlation ($Q_w = \text{constant}$).

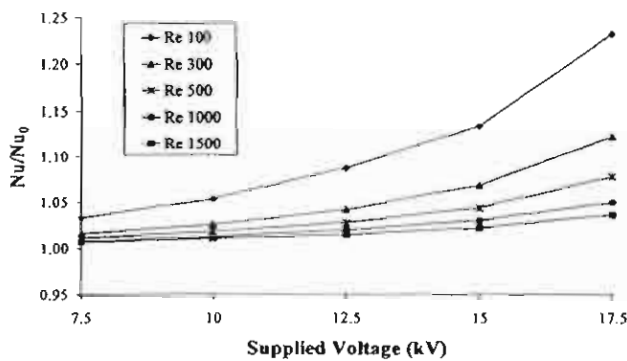


FIG. 21. Heat transfer enhancement for various supplied voltages and Reynolds number in case I at $S/D = 3$ ($T_w = \text{constant}$).

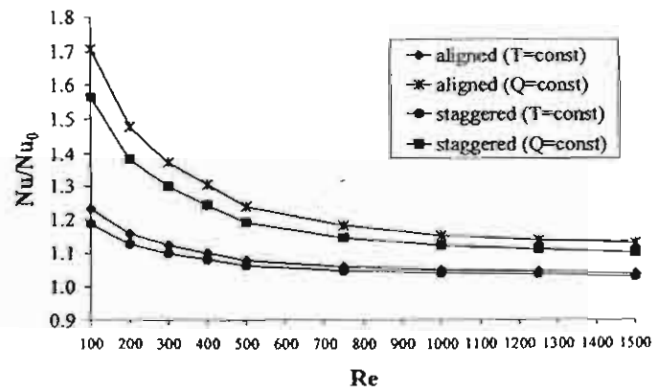


FIG. 24. Heat transfer enhancement for various Reynolds numbers in each arrangement at $V_0 = 17.5$ kV, $S/D = 3$, and $N = 4$.

greater effect to the heat transfer enhancement than those in cases 2 and 4, respectively.

Effect of the supplied voltage and Reynolds number on the augmented heat transfer coefficient are illustrated in Figure 21 for case 1 with $S/D = 3$, $T_i = 300$ K, and $T_w = 400$ K. As the Reynolds number is increased, the ratio of Nusselt number to that without electric field is decreasing slowly and the electrostatic effect becomes insignificant. The ratio is larger only when the Reynolds number is smaller and the supplied voltage is high due to the effect of the EHD induced flow disturbance. Wangniparnto et al. (2001) have experimentally worked on the similar problem and our numerical results agree well with the experimental values within 5% at the low Reynolds number region (less than 300) as shown in Figure 22. Simulation also shows, at the low Reynolds number region, the EHD has a great effect on the heat transfer because vortices and momentum in the fluid are subsequently enhanced. On the other hand, for larger Reynolds number, the effect of the convective flow may suppress the effect of the electric field. This tendency is found to be more remarkable with higher voltage and to be qualitatively similar to the results on corona winds of air flow in the previous literatures.

Calculated results with the presence of EHD are then correlated in terms of the ratio between Nusselt number with electric field to that without electric field, and it is given as

$$\frac{Nu}{Nu_0} = 1 + C_3 \cdot \left(\frac{S/D}{2}\right)^{-1.57} \cdot \left(\frac{|T_w - T_i|}{100}\right)^{-0.71} \cdot \left(\frac{Re}{100}\right)^{\left(\frac{-12.69}{V_0}\right)} \cdot \left(\frac{V_0}{17.5}\right)^{2.75} \quad [22]$$

where the coefficient C_3 is 1.191 for the electrode arrangement in case 2 and C_3 is 0.716 for the electrode arrangement in case 4 (these categories give the maximum heat transfer enhancement for aligned and staggered configurations), assuming $S_T = S_L = S$. Applicable range of the correlation are the ratio of S/D is between 1.25 to 4, the maximum temperature is below 500 K, the Reynolds number considered is in the range of 100 to 1500, and the supplied voltage at the wire electrodes is between 7.5 to 17.5 kV. Figure 23 shows the comparison of the simulation results of average Nusselt number with the experimental results of Jiracheewanun et al. (2000). It is found that the experimental results agree quite well with the simulation results within $\pm 15\%$.

Figure 24 shows the same augmented heat transfer for aligned and staggered configurations to that without the electric field for various Reynolds numbers with $V_0 = 17.5$ kV, $S/D = 3$, and $N = 4$ (the electrode arrangement is case 1). It can be seen

that the ratio of heat transfer enhancement is larger when the Reynolds number is smaller.

CONCLUSIONS

Theoretical studies are carried out to study the mechanism of heat transfer enhancement in forced convection for cross-flow of air over a tube bank incorporating a corona wind effect induced by interactions of electric field, flow field, and temperature field. Conclusions are obtained as follows:

1. The flow pattern of fluid is affected by the rise of the supplied voltage. The thermal boundary layer around the tube surface is disturbed by the effect of an electric field when it extends over the recirculatory region, and it decreases with an increase in the supplied voltage.
2. The enhancement of the heat transfer coefficient with the presence of an electric field increases in relation to the higher supplied voltage, but decreases when the Reynolds number and the distance between the wire electrodes and the tube surface increases.
3. The electrode arrangements in cases 2 and 4 show the best heat transfer performance for aligned and staggered configurations, respectively. However, at higher S_T/D and lower S_L/D , the electrode arrangements of cases 3 and 5 have shown a higher heat transfer enhancement than those of cases 2 and 4.
4. The heat transfer enhancement depends on the wire electrode arrangement, the number of the wire electrodes, the number of tube rows, and the supplied voltage.
5. The values of Nu/Nu_0 for aligned and staggered configurations increase monotonously from the front to the end of the tube bundle.

NOMENCLATURE

c_p	specific heat (J/kg K)
C	constant value
D	diameter (m)
D_e	charge diffusion coefficient ($m^2/V s$)
E	electric field strength (V/m)
F_E	electrohydrodynamic body force (N/m^3)
g	acceleration due to gravity (m/s^2)
h	heat transfer coefficient ($W/m^2 K$)
J	current density (A/m^2)
k	thermal conductivity ($W/m K$)
L	length of computational domain (m)
n	direction normal to the surface (m)
N	number of rows (longitude direction)
Nu	Nusselt number (with electric field)

Nu_0	Nusselt number (without electric field)
Nu_q	Nusselt number (at a point)
P	pressure (N/m^2)
Pr	Prandtl number
Re	Reynolds number
q	electric charge density (C/m^3)
Q	heat transfer (W)
S	distance between center of tube (m)
t	time (s)
T	temperature (K)
v	fluid velocity (m/s)
V	voltage (V)
V_0	voltage at wire electrode (V)
x	horizontal direction (m)
y	vertical direction (m)

Greek Symbols

α	thermal diffusivity (m^2/s)
ε	fluid permittivity (F/m)
μ	dynamic viscosity ($kg/m \cdot s$)
ν	kinematics viscosity (m^2/s)
σ_e	electrical conductivity ($1/ohm \cdot m$)
ρ	density (kg/m^3)
ω	vorticity ($1/s$)
Θ	angle (rad)
ψ	stream function (m^2/s)

Subscripts

0	at wire electrode
CAL	calculation
EXP	experimental
E	electrical
i	inlet
L	longitude direction
m	mean value
max	maximum
s	surface
T	independent with temperature
T	transverse direction
w	wall surface
w	wire electrode
x	horizontal direction
y	vertical direction

Superscripts

n	time step

REFERENCES

- Chun, W., and Boehm, R. F. (1989) Calculation of Forced Flow and Heat Transfer around a Cylinder in Cross Flow, *Numer. Heat Transfer*, Vol. 15, pp. 101–122.
- Dennis, S. C. R., Hudson, J. D., and Smith, N. (1968) Steady Laminar Forces Convection from a Circular Cylinder at Low Reynolds Numbers, *Phys. Fluids*, Vol. 11, pp. 933–940.
- Eckert, E. R. G., and Soehngen, E. (1952) Distribution of Heat Transfer Coefficient Around Circular Cylinders in Cross Flow at Reynolds Numbers from 20 to 500, *J. Heat Transfer*, Vol. 74, pp. 343–347.
- Franke, M. E., and Hogue, L. E. (1991) Electrostatic Cooling of a Horizontal Tube, *J. Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 544–548.
- Fu, W. S., and Tong, B. H. (2002) Numerical Investigation of Heat Transfer from a Heated Oscillating Cylinder in a Cross Flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 3033–3043.
- Jirachewanun, S., Tiansuwan, J., and Kiatsirirot, T. (2000) Heat Transfer Characteristics of Fluid Flow through a Tube Bank under Electric Field, *14th National Mechanical Engineering Conference*, Thailand.
- Kallio, G. A., and Stock, D. E. (1985) Computation of Electrical Conditions Inside Wire-Duct Electrostatic Precipitators Using a Combined Finite-Element, Finite Difference Technique, *J. Appl. Phys.*, Vol. 59, pp. 999–1005.
- Karniadakis, G. E. (1988) Numerical Simulation of Forced Convection Heat Transfer from a Cylinder in Cross Flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 31, pp. 407–418.
- Landau, L. D., and Lifshitz, E. M. (1963) *Electrohydrodynamics of Continuous Media*, Pergamon, New York.
- Lawless, P. A., and Sparks, L. E. (1980) A Mathematical Model for Calculating Effects of Back Corona in Wire-Duct Electrostatic Precipitators, *J. Electrostat.*, Vol. 51, pp. 242–256.
- Mase, G. E. (1970) *Continuum Mechanics*, McGraw-Hill, New York.
- Mathew, J., and Lai, F. C. (1995) Enhanced Heat Transfer in a Horizontal Channel with Double Electrodes, *Conference Record of the 1995 IEEE*, pp. 1472–1479.
- McDonald, J. R., Smith, W. B., Spencer III, H. W., and Sparks, L. E. (1977) A Mathematical Model for Calculating Electrical Conditions in Wire Duct Electrostatic Precipitation Devices, *J. Appl. Phys.*, Vol. 48, pp. 2231–2243.
- Tada, Y., Takimoto, A., and Hayashi, Y. (1991) Heat Transfer Enhancement in a Convective Field by Apply Ionic Wind, *ASME JSME Thermal Engineering Joint Conference*, pp. 9–14.
- Velkoff, H. R., and Godfrey, R. (1979) Low Velocity Heat Transfer to a Flat Plate in the Presence of a Corona Discharge in Air, *J. Heat Transfer*, Vol. 101, pp. 157–163.
- Wang, C. C., Lee, W. S., and Sheu, W. J. (2001) Airside Performance of Staggered Tube Bundle Having Shallow Tube Rows, *Chemical Engineering Communications*, Vol. 187, pp. 129–147.
- Wangnippanto, S., Tiansuwan, J., Jirachewanun, S., Wang, C. C., and Kiatsirirot, T. (2001) Airside Performance of Thermosyphon Heat Exchanger in Low Reynolds Number Region: with and without Electric Field, *Int. J. Energy Conservation and Management*, Vol. 43, pp. 1791–1800.
- Yabe, A., Mori, Y., and Hijikata, K. (1978) EHD Study of the Corona Wind between Wire and Plate Electrodes, *AIAA J.*, Vol. 16, pp. 340–345.
- Yamamoto, T., and Velkoff, H. R. (1981) Electrohydrodynamics in an Electrostatic precipitator, *J. Fluid Mech.*, Vol. 108, pp. 1–18.
- Zhukauskas, A. (1972) Heat Transfer from Tubes in Cross Flow, in *Advances in Heat Transfer*, eds. J. P. Hartnett and T. F. Irvine, Jr., Vol. 8, pp. 93–160, Academic Press, New York.



ELSEVIER

Available online at www.sciencedirect.com

SCIENCE @ DIRECT®

International Communications in Heat and Mass Transfer 32 (2005) 809–821

International Communications in
**HEAT and MASS
TRANSFER**

www.elsevier.com/locate/ichmt

EHD enhanced heat transfer in wavy channel[☆]

N. Kasayapanand^{a,*}, T. Kiatsiriroat^b

^a*School of Energy and Materials, King Mongkut's University of Technology Thonburi, Bangkok 10140, Thailand*

^b*Department of Mechanical Engineering, Chiang Mai University, Chiang Mai 50200, Thailand*

Available online 16 March 2005

Abstract

Heat transfer enhancement with electrohydrodynamic (EHD) technique in laminar forced convection inside a wavy channel with different wire electrode arrangements is numerically investigated. The electric field is generated by the wire electrodes charged with DC high voltage. The mathematical modeling includes the interactions among electric field, flow field, and temperature field. The simulation is firstly conducted with the experimental data in case of rectangular flat channel and the results agree very well. Then the modeling is carried out in the case of wavy channel. It is found that the heat transfer coefficient with the presence of electric field increases with the supplied voltage but decreases when the Reynolds number and the distance between the wire electrodes and the wall surface are augmented. The heat transfer enhancement is also dependent on the number of the wire electrodes, the number of wave per length, and the wave aspect ratio.

© 2005 Elsevier Ltd. All rights reserved.

Keywords: EHD; Heat transfer enhancement; Wavy channel

1. Introduction

Flow in channel occupies an important role in several heating systems such as solar air heater and passive heating and cooling, etc. In case of a flat plate solar air heater, in its simplest form, it consists of one or more sheets of glass or transparent material situated above an absorbing plate where air is flowing either over or under [1–6]. One way to achieve considerable improvement in the collector efficiency is to use a wavy plate instead of the flat one because of its higher heat transfer area and higher turbulence in

[☆] Communicated by J.P. Hartnett and W.J. Minkowycz.

* Corresponding author.

E-mail addresses: nat.kas@kmutt.ac.th (N. Kasayapanand), tanong@dome.eng.cmu.ac.th (T. Kiatsiriroat).

flow pattern. Gao et al. [7] conducted a numerical study of the convection inside the channel between a flat plate and a wavy plate of a solar air heater; the air was flowing across the wavy plate. The characteristic wave geometry was simulated to find the optimum design. Pottler et al. [8] also derived the optimized geometries of a solar air heater. Verma and Prasad [9] investigated the artificial roughness in the solar air heaters to find the effect on its thermohydraulic performance.

The heat transfer enhancement technique utilizing electric field, due to polarization of dielectric fluid, can be one of the most promising methods among various active techniques, for example, a quick response to control, simplified implementation using only transformer and electrodes (e.g., needle, wire, or mesh), and a small consumption of electric power. This technique is frequently called electrohydrodynamic (EHD) method of heat transfer which refers to the interdisciplinary field and deals with subjects concerning the interactions between electric field, flow field, and temperature field. There are some studies relating to the ionic wind effect, for instance, Yabe et al. [10] conducted a corona wind between wire and plate electrodes to increase the convective heat transfer coefficient. Velkoff and Godfrey [11] reported on the heat transfer over a horizontal flat plate with parallel wire electrodes. The ionic winds promoted the mixing of the primary flow in the fluid and resulted in higher heat transfer coefficient. This phenomenal characteristic was confirmed by Yamamoto and Velkoff [12]. Heat transfer augmentation in a rectangular duct with EHD was also done by Tada et al. [13] and Mathew and Lai [14]. Experimental study of corona wind for increasing heat transfer coefficient of air flow through a tube bank was reported by Wangnipparnto et al. [15] and Kasayapanand et al. [16] investigated the numerical results of the effect of electrode arrangements in the tube bank on the characteristics of heat transfer enhancement.

This current work explains the mechanisms of EHD exerted on air flowing through a wavy channel. Governing equations and corresponding boundary conditions are formulated. The mathematical modeling has been carried out to investigate the EHD-enhanced secondary flow and heat transfer in conjunction with several parameters.

2. Theoretical analysis

The governing equations for the EHD force per unit volume F_E generated by the electric field with strength E in a fluid of dielectric permittivity ϵ , density ρ , and uniform temperature T can be expressed as (Landau and Lifshitz [17])

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

In the symbolic notation, vectors are designated by bold-faced letters, while scalars are denoted by italic letters. q is the electric charge density in the fluid. The first term on the right, qE , is the Coulomb force exerted by electric field upon the free charge or electrophoretic component, while the second and the third terms correspond to the dielectrophoretic and electrostrictive forces on and within the fluid. Eq. (1) is then included in the Navier–Stokes equation, by assuming incompressible fluid, the conservation of momentum is expressed as

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

The vector ρg is the gravitational force per unit volume, P is the local fluid pressure and the last term on the right-hand side of equation represents the viscous terms. Introducing the vorticity ω as

$$\omega = \nabla \times \mathbf{v}. \quad (3)$$

To get the vorticity transport equation in a two-dimensional flow, the momentum equation can be rewritten in terms of the vorticity defined above. This becomes

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \omega = \nu \nabla^2 \omega - (\mathbf{E} \times \nabla) q. \quad (4)$$

The stream function (ψ) is defined such that

$$v_x = \frac{\partial \psi}{\partial y}, \quad v_y = -\frac{\partial \psi}{\partial x}. \quad (5)$$

The vorticity transport equation can be obtained from Eqs. (4) and (5) thus

$$\nabla^2 \psi = -\omega. \quad (6)$$

When attention is brought onto the energy equation of this system, without viscous dissipation effect, the energy equation can be written as

$$\frac{dT}{dt} = \alpha \nabla^2 T + \frac{\sigma_e E^2}{\rho c_p}. \quad (7)$$

These equations require appropriate and sufficient boundary conditions for the flow and temperature fields which are given by

$$x = 0; \quad \omega = 0, \quad \psi = U_i y, \quad T = T_i, \quad (8a)$$

$$x = L; \quad \frac{\partial \omega}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial \psi}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0, \quad (8b)$$

$$y = \frac{H}{5} \left(1 + \cos \frac{2\pi x}{\lambda} \right); \quad \omega = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial n^2}, \quad \psi = 0, \quad T = T_w, \quad (8c)$$

$$y = H; \quad \omega = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial n^2}, \quad \psi = U_i H, \quad T = T_b. \quad (8d)$$

At the channel exit, gradients of stream function, vorticity, and heat flux are set to zero. Variable n is the outward perpendicular direction from the wall surface. In addition to the conditions above, a uniform flow is specified at the inlet boundary and constant temperature conditions are employed around the wall surfaces.

Maxwell equations for the electric field corresponding to the setup are as follows:

$$\nabla \cdot \epsilon \mathbf{E} = q, \quad (9)$$

the strength E is given by

$$\mathbf{E} = -\nabla V. \quad (10)$$

As the current is conserved over the domain of calculation, the current continuity equation is given by

$$\nabla \cdot \mathbf{J} + \frac{\partial q}{\partial t} = 0, \quad (11)$$

and the current density $\mathbf{J}$ is given by

$$\mathbf{J} = q\mathbf{v} + \sigma_e \mathbf{E} + (\mathbf{v} \cdot \nabla)(\epsilon \mathbf{E}) - D_e \nabla q. \quad (12)$$

Combining Eqs. (9)–(12), one can obtain

$$\nabla^2 V = -\frac{q}{\epsilon}, \quad (13)$$

$$q^2 = \epsilon(\mathbf{E} \cdot \nabla q). \quad (14)$$

The boundary conditions required for solving Eqs. (13) and (14) are

$$V = V_0, \quad \text{at each wire electrodes}, \quad (15a)$$

$$V = 0, \quad \text{along both the top and the bottom of wall surfaces}. \quad (15b)$$

For forced convective flow across the wavy channel, maximum velocity of the fluid at the minimum flow-path area is essential to obtain the heat transfer coefficient. Where U_i is the free stream velocity entering to the channel, the Reynolds number based on the maximum velocity is

$$Re = \frac{U_{\max} D_h}{\nu}. \quad (16)$$

In terms of heat transmission characteristic [18–20], the local heat transfer coefficient in terms of the local Nusselt number of laminar sublayer near the surface is simply given by

$$Nu_{\theta} = \frac{D_h h}{k} = \frac{D_h q}{k(T_w - T_m)} = \frac{D_h (\partial T / \partial \bar{n})}{T_w - T_m}. \quad (17)$$

The average heat transfer coefficient along the wavy surface of channel can be determined such that

$$Nu = \frac{1}{L} \int_0^L = \frac{D_h (\partial T / \partial \bar{n})}{T_w - T_m} dx. \quad (18)$$

The illustration of computational domain and boundary conditions as shown in Fig. 1. The dimensions comprise $L=0.3$ m, $H=0.05$. Both plates are maintained at a uniform temperature and electrically grounded. Air at a uniform velocity U_i and temperature $T_i=300$ K is introduced at the inlet.

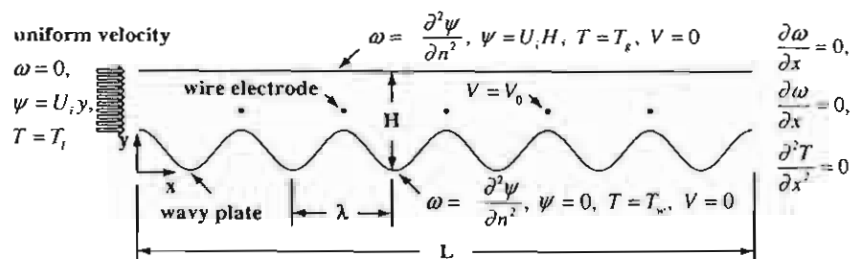


Fig. 1. Air flowing through wavy channel with five wire electrodes.

Five categories of electrode arrangement are utilized at the positions of $y=0.6 H$ and $x=n\lambda+m\lambda/4$, where $n=0-4$ and $m=2, 3, 4$, and 5 for cases 1, 2, 3, and 4, respectively. For the fifth case, superposition among cases 1–4 is acquired, thus the electrode positions are indicated as $x=n\lambda/4+\lambda/2$, where $n=0-19$. Several models have been proposed for calculating the electric field and the charge density distribution in a wire-plate system using finite difference method [21,22].

The detail of cross flow calculation procedure is shown in Fig. 2. Firstly, we must assume q_0 at the wire electrode. The electric field and the charge density distribution are obtained, corresponding to

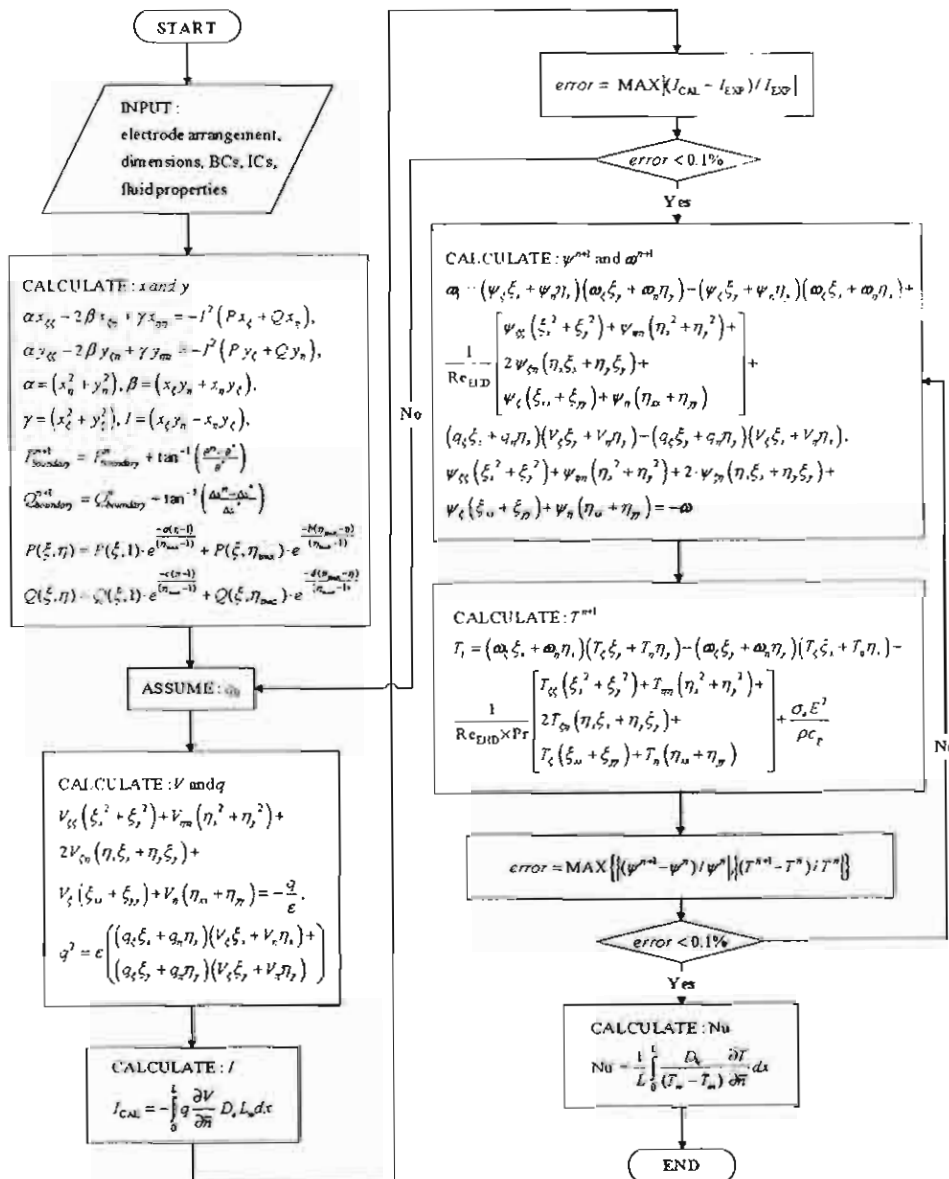


Fig. 2. Flow chart diagram.

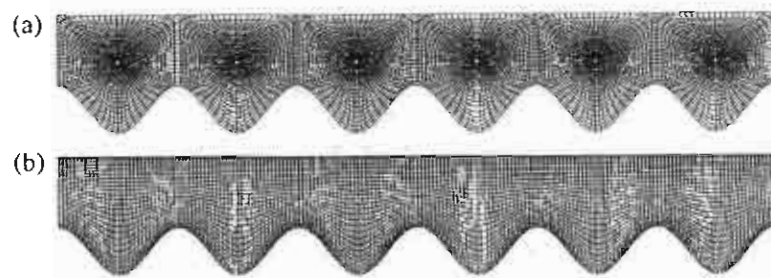


Fig. 3. Grid arrangements used in the simulations.

Eqs. (13) and (14) by finite difference technique and successive over relaxation method. The obtained electric field and charge distribution are rechecked by the theoretical approach [23–25] to affirm the results. Embarking an up-wind difference scheme on velocity field at all nodes, the vorticity at each time step is hence obtained from Eq. (4), in accordance with the electric field and the stream function obtained from Eq. (6). The temperature field is finally acquired from Eq. (7). The above-mentioned

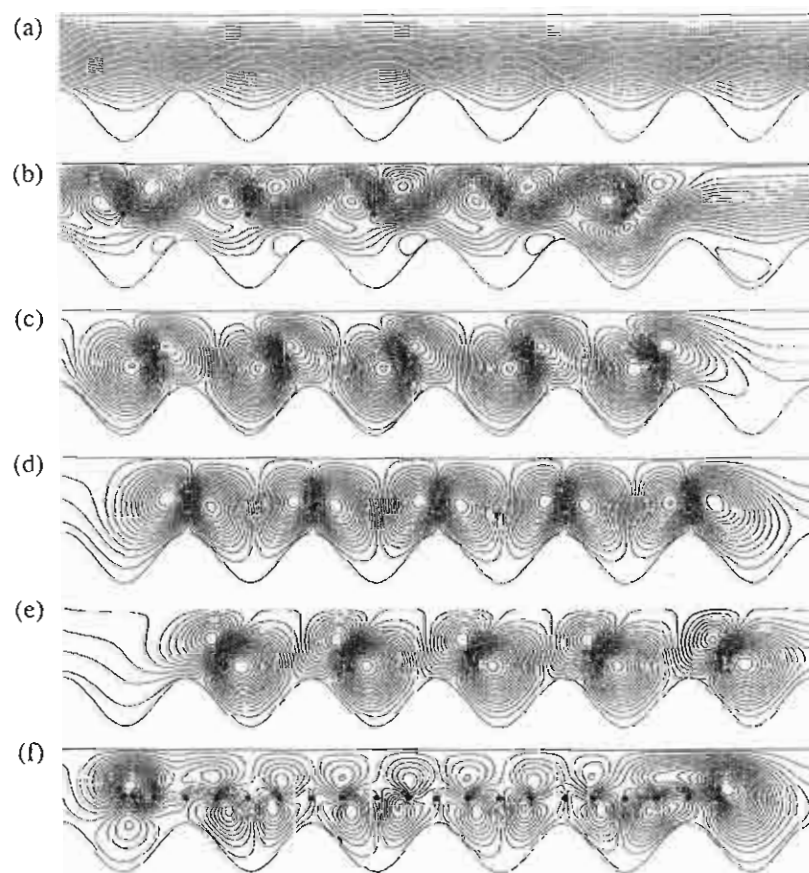


Fig. 4. Stream function contours in the wavy channel ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 100$).

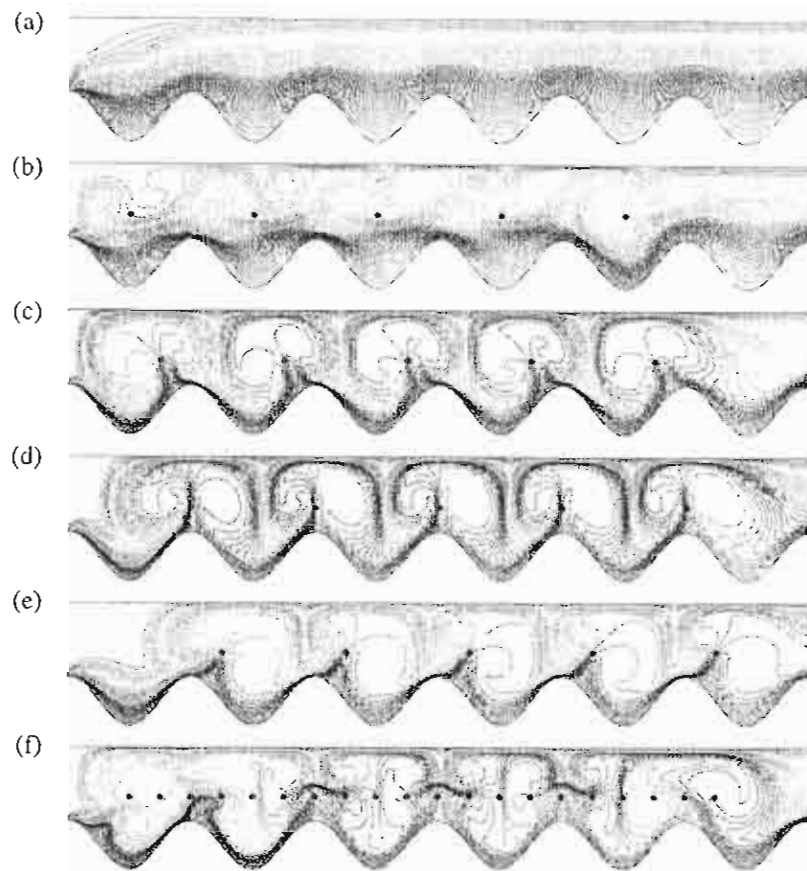


Fig. 5. Isotherm lines in the wavy channel ($V_0=17.5$ kV and $Re=100$).

procedures are repeated until the convergence of stream function is reached. The convergence criterion is selected when the results are in steady state or steady periodic state. This numerical work uses grid generation method to convert the physical plane (x, y) into the computational plane in curvilinear coordinates (ξ, η) by Poisson's equation. The graphs of grid generations for electric and dynamic

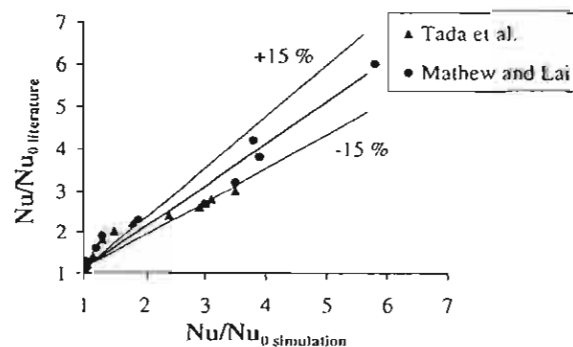


Fig. 6. Comparison of Nusselt number ratio.

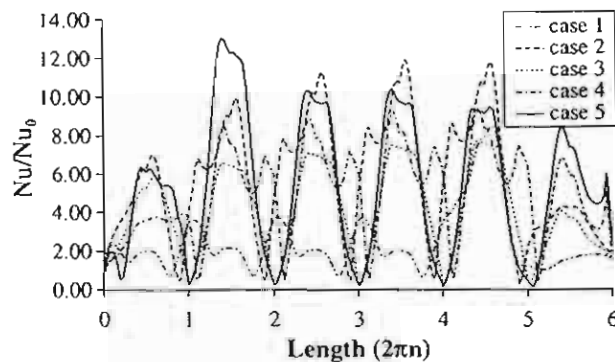


Fig. 7. Heat transfer enhancement along the wavy channel.

calculations are shown in Fig. 3. In electric field (Fig. 3(a)), the first radial discrete values are computed using a geometrical progression in such a way as to allow a high nodal density near the wire, where considerable gradients exist, the remaining regions are being subdivided into equi-spaced nodes. The first conic (circle) coincides with the wire. For greater distance from the wire, the circular symmetry changes gradually into a Cartesian reference and fitted to the grounded plates and the symmetrical axes. The obtained charge and potential distributions are mapped into computational fluid dynamic grid generation for calculating the velocity and temperature as Fig. 3(b). All equations can be non-dimensionalized and the numerical calculation could be carried out with the computational grid (193×33) and a non-dimensional time step of 1×10^{-4} to ensure numerical stability and accuracy as recommended from previous literatures [13,14]. Since the radius of the wire electrode (1×10^{-4} m) is sufficiently small in comparison to the grid spacing (1.65×10^{-3} m), it is allowable to treat the wire as a nodal point.

3. Results and discussion

Fig. 4 represents the stream function contours for both non-EHD and EHD applications in cases 1–5. For non-EHD in Fig. 4(a), the stream line tendency is almost laminar along the direction of flow. There

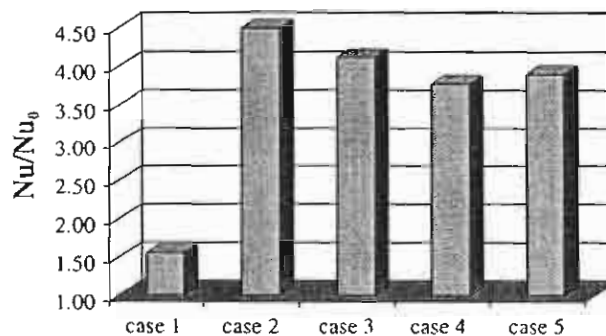


Fig. 8. Comparison of Nusselt number ratio for various categories.

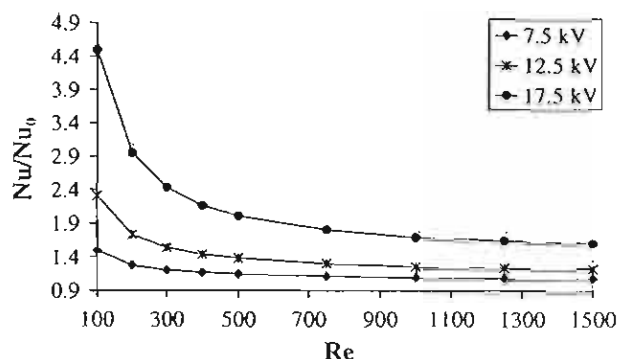


Fig. 9. Nusselt number ratio for various Reynolds numbers.

is an effect of the secondary flow induced by ionic wind at the wire electrode which causes a pair of rotating cellular motions at each electrode in case 1. Similarly in case 2 (Fig. 4(b)), where the electrodes strip are shifting $\pi/4$ step, thus the electrode positions are installed before the highest peak of the wave. The vortices appear closely to the curved surface and the flow patterns at the valley are counter-clockwise which retard the boundary layer separation. Next, in case 3 (Fig. 4(c)), the electrodes are located above the peak of the wave and cause the vortices to be almost symmetrical with the vertical axes. Fig. 4(e) shows the fourth arrangement that resembles to case 2 but in opposite direction; the circulation of this category is clockwise vortex at the valley which reduces pressure drop and increases fluid velocity. In case 5, the superposition of electrical forces causes the vortices to be distributed throughout the channel.

Fig. 5 represents temperature fields (isotherm lines) inside the channels as defined in Fig. 4 ($T_i=300$ K, $T_g=300$ K, and $T_w=400$ K). Fig. 5(a) shows the temperature distribution of non-EHD case; it can be seen that temperature gradient (line density) at the bottom surface is smaller compared with the others, which cause low heat transfer coefficient. In Fig. 5(b), the thermal boundary layer is perturbed by the electric field when it extends over the recirculatory region. The effect of the electric field plays much important role on the temperature distribution of Fig. 5(c) than the previous one because of two reasons:

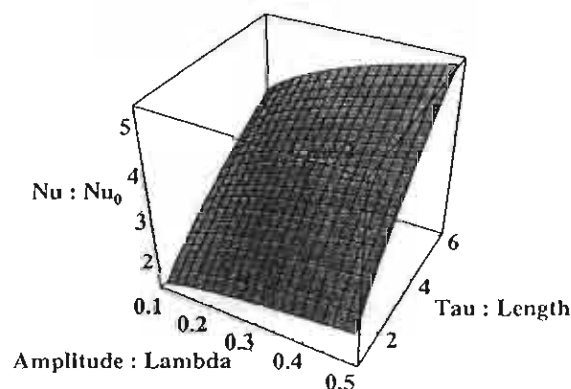


Fig. 10. The augmented ratio distribution ($Re=100$).

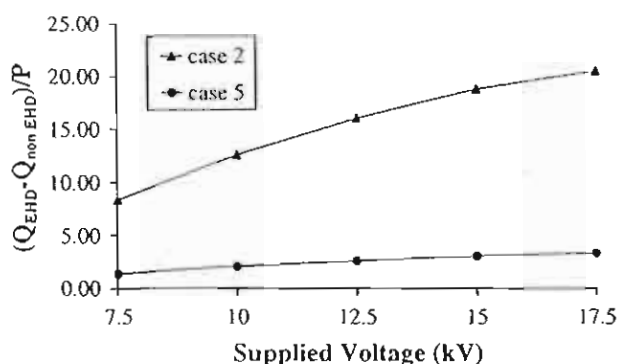


Fig. 11. Effect of enhanced heat transfer on power input.

(a) higher electric field strength due to the shorter distance between the wire electrode and the curved surface, and (b) high stream line density at the bottom of the wavy surface performs high velocity which is an advantage for convective heat transfer. For case 3 (Fig. 5(d)), effect of the high electric field strength gives uniform temperature gradient along the channel length. The small isotherm line density (case 4) compared as those given in cases 2 and 3 is reported in Fig. 5(e). Moreover, many vortices from the electrode superposition cause the small circulating loops of temperature distribution to occur as expressed in Fig. 5(f).

From the above results, the convective heat transfer is consequently dependent monotonously with respect to the electrode arrangement.

Fig. 6 shows the simulation results of the average Nusselt number with and without electric field. The results are compared with the experimental data from Tada et al. [13] and Mathew and Lai [14] in rectangular channel. It is found that the simulation results agree quite well with those of the experimental within 15%.

The local augmented ratio distributions of five electrode arrangement categories along the wavy channel have been illustrated in Fig. 7. It is found that EHD plays much important role on the lowest point ($y \approx 0$) than other positions because of low temperature gradient occurring at this zone in non-EHD case (from Fig. 5).

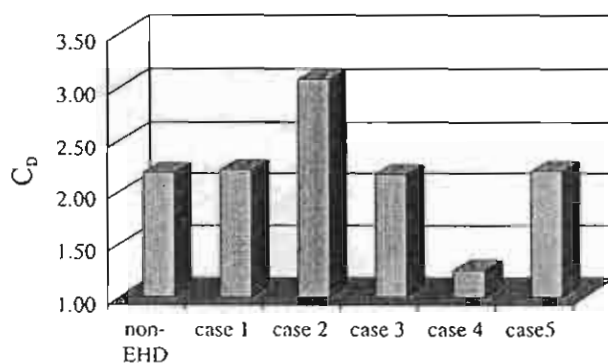


Fig. 12. Averaged drag coefficient of all arrangements.

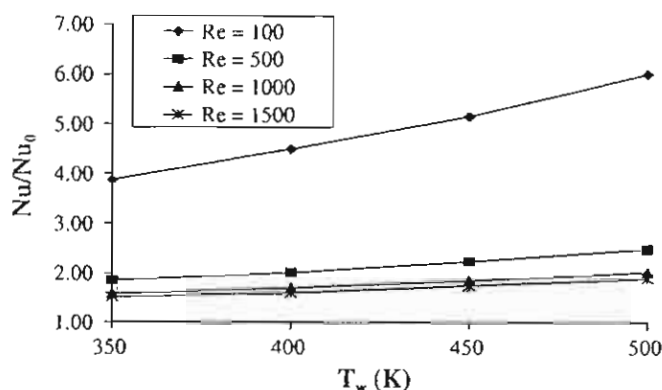


Fig. 13. Effect of plate temperature on heat transfer.

A comparison of average heat transfer enhancement for various types of electrode arrangement is shown in Fig. 8 ($V_0=17.5$ kV, $Re=100$). The electrode arrangement in case 2 yields the highest performance. Fig. 9 also shows the performance of the case 2 electrode arrangement with various Reynolds numbers and supplied voltages. It can be perceived that the ratio of heat transfer enhancement is growing with the small Reynolds number and increases monotonously with the supplied voltage at the wire electrodes.

Fig. 10 demonstrates the heat transfer enhancement in terms of Nu/Nu_0 with the values of A/λ and τ/L . This value is increasing with A/λ and τ/L . This means that EHD could enhance the heat transfer significantly for high number of wave with high wave amplitude in low Reynolds number region. Comparison of the extra heat transfer per power (electrical energy) input ratio between case 2 and case 5 is expressed in Fig. 11. It can be seen that high number of electrodes (case 5) does not give better performance. Placing electrodes into the appropriate positions reveals the best performance on both efficiency and economics.

Fig. 12 exhibits the comparison of an averaged drag coefficient C_D for various electrode arrangements at $V_0=17.5$ kV and $Re=100$. The behavior of the numerical result concerning drag coefficient in case 2 yields the highest value while case 4 gives the lowest result due to the transverse vortex direction while the other arrangements show identical values. Effect of wavy plate temperature on the heat transfer enhancement is illustrated in Fig. 13 (case 2). The increase of wavy plate temperature causes the significant resistance of the flow characteristic, thus EHD plays much important role on this phenomenon.

4. Conclusions

The conclusions obtained from the study are as follows:

1. Flow pattern and thermal boundary layer are disturbed by the effect of electric field when it extends over the recirculatory region.
2. The EHD enhancement heat transfer decreases when the Reynolds number and the distance between electrodes and wall surface are augmented.

3. Electrode arrangement in case 2 yields the best heat transfer performance for wavy channel configuration. However, the pressure drop in this category is also maximized.
4. The heat transfer also depends on the electrode arrangement, the number of electrodes, and the geometries (number of wave per length and wave aspect ratio) and dimensions of wave.

Nomenclature

A	amplitude of wave, m
c_p	specific heat, J/kg K
D_e	charge diffusion coefficient, $m^2/V\ s$
D_h	hydraulic diameter, m
E	electric field strength, V/m
F_E	electrohydrodynamic body force, N/m^3
g	acceleration due to gravity, m/s^2
H	distance between wavy plate and flat plate, m
h	heat transfer coefficient, $W/m^2\ K$
J	current density, A/m^2
k	thermal conductivity, $W/m\ K$
L	length of computational domain, m
Nu	Nusselt number (with electric field)
Nu_0	Nusselt number (without electric field)
P	pressure, N/m^2 , grid generation function
Pr	Prandtl number
Re	Reynolds number
q	electric charge density, C/m^3
Q	heat transfer rate, W , grid generation function
t	time, s
T	temperature, K
v	fluid velocity, m/s
V	voltage, V

Greek symbols

α	thermal diffusivity, m^2/s
ε	fluid permittivity, F/m
λ	wavelength, m
μ	dynamic viscosity, $kg/m\ s$
ν	kinematics viscosity, m^2/s
ρ	density, kg/m^3
σ_e	electrical conductivity, $1/\Omega\ m$
τ	period
ω	vorticity, $1/s$
ψ	stream function, m^2/s

Subscripts

g	glass
i	inlet

m mean value
w wall surface, wire electrode

Acknowledgements

The authors gratefully acknowledge the support provided by the Thailand Research Fund for carrying out this study.

References

- [1] Y. Mori, Y. Uchida, *Int. J. Heat Mass Transfer* 9 (1966) 803.
- [2] H.M. Tan, W.W.S. Charters, *Sol. Energy* 13 (1970) 121.
- [3] C.H. Liu, E.M. Sparrow, *Int. J. Heat Mass Transfer* 23 (1980) 1137.
- [4] B.F. Parkar, *Sol. Energy* 26 (1981) 27.
- [5] F.P. Incropera, A.J. Knox, J.R. Maughan, *J. Heat Transfer* 109 (1987) 434.
- [6] D.G. Osborne, F.P. Incropera, *Int. J. Heat Mass Transfer* 28 (1985) 207.
- [7] W. Gao, W. Lin, E. Lu, *Int. J. Energy Convers. Manag.* 41 (2000) 145.
- [8] K. Pottler, C.M. Sippel, A. Beck, J. Fricke, *Sol. Energy* 67 (1999) 35.
- [9] S.K. Verma, B.N. Prasad, *Renew. Energy* 20 (2000) 19.
- [10] A. Yabe, Y. Mori, K. Hijikata, *AIAA J.* 16 (1978) 340.
- [11] H.R. Velkoff, R. Godfrey, *J. Heat Transfer* 101 (1979) 157.
- [12] T. Yamamoto, H.R. Velkoff, *J. Fluid Mech.* 108 (1981) 1.
- [13] Y. Tada, A. Takimoto, Y. Hayashi, *J. Enhanc. Heat Transf.* 4 (1997) 71.
- [14] J. Mathew, F.C. Lai, *Enhanced Heat Transfer in a Horizontal Channel with Double Electrodes*, Conference Record of the 1995 IEEE, vol. 2, 1995, p. 1472.
- [15] S. Wangnippanto, J. Tiansuwan, S. Jiracheewanun, C.C. Wang, T. Kiatsiriroat, *Int. J. Energy Convers. Manag.* 43 (2002) 1791.
- [16] N. Kasayapanand, J. Tiansuwan, W. Asvapoositkul, N. Vorayos, T. Kiatsiriroat, *J. Enhanc. Heat Transf.* 9 (2002) 229.
- [17] L.D. Landau, E.M. Lifshitz, *Electrohydrodynamics of Continuous Media*, Pergamon, New York, 1963.
- [18] G.E. Karniadakis, *Int. J. Heat Mass Transfer* 31 (1988) 407.
- [19] W. Chun, R.F. Boehm, *Numer. Heat Transf.* 15 (1989) 101.
- [20] W.S. Fu, B.H. Tong, *Int. J. Heat Mass Transfer* 45 (2002) 3033.
- [21] J.R. McDonald, W.B. Smith, H.W. Spencer III, L.E. Sparks, *J. Appl. Phys.* 48 (1977) 2231.
- [22] P.A. Lawless, L.E. Sparks, *J. Electrostat.* 51 (1980) 242.
- [23] E. Lami, F. Mattachini, R. Sala, H. Vigl, *J. Electrostat.* 39 (1997) 1.
- [24] M.R. Talaie, M. Taheri, J. Fathikaljahi, *J. Electrostat.* 53 (2001) 221.
- [25] J. Anagnostopoulos, G. Bergeles, *J. Electrostat.* 54 (2002) 129.

Optimized electrode arrangement in solar air heater

N. Kasayapanand^{a,*}, T. Kiatsiriroat^b

^a*School of Energy and Materials, King Mongkut's University of Technology Thonburi,
Bangkok 10140, Thailand*

^b*Department of Mechanical Engineering, Chiang Mai University, Chiang Mai 50200, Thailand*

Received 30 November 2004; accepted 9 April 2005

Abstract

Laminar forced convection inside the solar air heater with various wire electrode arrangements are numerically examined for heat transfer enhancement using electrohydrodynamic technique. The electric field is generated by the wire electrodes charged with DC high voltage ranging from 7.5 to 17.5 kV. Reynolds number corresponding to the flow considered is between 100 and 2000. The numerical modeling of computational fluid dynamics includes the interactions among electric field, flow field, and temperature field. It is found that the enhancement of heat transfer coefficient with the presence of electric field increases in relation with the supplied voltage but decreases when the Reynolds number and the distance between electrode and channel surface are augmented. The optimized electrode arrangement, which obtains the best heat transfer enhancement is investigated incorporating with the pressure drop consideration. The heat transfer enhancement is also depended on the number of electrodes per length and the channel dimension.

© 2005 Elsevier Ltd. All rights reserved.

Keywords: Computational fluid dynamics; Electrohydrodynamic; Electric field; Heat transfer enhancement; Finite difference technique

1. Introduction

The flow in channel occupies an important place among the several heating systems such as air solar heater because of its several advantages, e.g. minimal use of materials,

* Corresponding author.

E-mail addresses: nat.kas@kmutt.ac.th (N. Kasayapanand), tanong@dome.eng.cmu.ac.th (T. Kiatsiriroat).

Nomenclature

c_p	specific heat, J/kg K
D	diameter, m
D_e	charge diffusion coefficient, $m^2/V\ s$
E	electric field strength, V/m
F_E	electrohydrodynamic body force, N/m^3
g	acceleration due to gravity, m/s^2
h	heat transfer coefficient, $W/m^2\ K$
H	channel high, m
I	electrical current, A
J	current density, A/m^2
k	thermal conductivity, $W/m\ K$
L	channel length, m
$\dot{m}$	mass flow rate, kg/s
Nu	Nusselt number (with electric field)
Nu_0	Nusselt number (without electric field)
P	pressure, N/m^2
Pr	Prandtl number
Re	Reynolds number
q	electric charge density, C/m^3
q_h	heat flux, W/m^2
Q	heat transfer rate, W
t	time, s
T	temperature, K
U_i	inlet air velocity, m/s
v	fluid velocity, m/s
V	voltage, V
x	cartesian coordinate, m
y	cartesian coordinate, m

Greek symbols

α	thermal diffusivity, m^2/s
ϵ	fluid permittivity, F/m
η	cartesian coordinate, m
μ	dynamic viscosity, $kg/m\ s$
ν	kinematics viscosity, m^2/s
ρ	density, kg/m^3
σ_e	electrical conductivity, $1/\Omega\ m$
ω	vorticity, $1/s$
ξ	cartesian coordinate, m
ψ	stream function, m^2/s

Subscripts

0	at wire electrode
m	mean value
w	wall surface
w	wire electrode

Superscript

n	time step

phase change of the fluid does not occur, operating at low fluid pressure, neglecting corrosion and maintenance problems, etc. A flat plate solar air heater, in its simplest form, consists of one or more sheets of glass or transparent material situated above an absorbing plate with the air flowing either over or under the absorbing plate along the longitude of channel [1–6]. One way to achieve considerable improvement in collector efficiency is to use extended surface instead of previous one because its advantages such as extend heat transfer area and increase turbulent in flow pattern. Gao et al. [7] conducted a numerical study of the convection inside the channel between flat-wavy plates in a cross flow solar air heater. Pottler et al. [8] derived the optimized geometries of solar air heater which found that finned plate performed much better. Verma and Prasad [9] investigated the artificially roughness in solar air heaters which gave the better thermohydraulic performance. However, this technique performs the limitation of low working temperature when the Reynolds number is increased to indicate high heat transfer coefficient.

To improve the efficiency of a solar air heater at low inlet velocity is the important aspect to be considered. The enhancement technique utilizing electric field, which is based on electrostatic force due to space charge or polarization of dielectric fluid, can be one of the most promising methods among various active techniques from many features, for examples, quick response to the flow control, significant increase in the heat transfer, simplified implementation using only transformer and electrodes (e.g. needle, wire, or mesh), and small consumption of electric power. The heat transfer enhancement technique utilizing electric field is frequently called electrohydrodynamic (EHD) method of heat transfer. The EHD enhancement heat transfer refers to the interdisciplinary field and deals with subjects concerning the interactions between electric field, flow field, and temperature field. For the typical EHD phenomena in gases, the ionic wind is generated from wire electrode to heat transfer surface propelled by the Coulomb force due to space charge. There are some studies relating to the effect of the ionic wind in electrostatic field, for instances, Yabe et al. [10] investigated the phenomenon of a corona wind between wire and plate electrodes under forced convection. The EHD-induced flow taking place owing to the interaction between ionic wind and primary flow, which increases the convective heat transfer coefficient from the wall surface. The report of Velkoff and Godfrey [11] on the heat transfer over a horizontal flat plate with parallel wire electrodes suggested that the ionic wind promote the mixing of the primary flow resulting to the increase of heat transfer coefficient. This phenomenal characteristic is

confirmed by Yamamoto and Velkoff [12]. Tada et al. [13] and Mathew and Lai [14] unveiled the fundamental mechanism of heat transfer augmentation in a two-dimensional rectangular duct by both numerical and experimental works. Kasayapanand et al. [15] investigated the numerical results of the effect of electrode arrangements in tube bank on the heat transfer enhancement characteristics. Recently, Kasayapanand and Kiatsiriroat [16] conducted the corona wind augmented heat transfer coefficient of air flow in the wavy channel with the several electrode arrangements by computational fluid dynamics technique.

This current work explains the mechanisms of EHD by considering electrostatic force exerting to an air flowing inside the solar air heater. Governing equations of EHD phenomena and corresponding boundary conditions are formulated. The mathematical modeling has been carried out to investigate the EHD-enhanced secondary flow and heat transfer coefficient in two-dimensionally with 12 categories of the electrode arrangements and compared with the experimental. The wire electrodes charged with a DC high voltage are placing in the channel, which are installed at right angle to the channel length. The characteristics of electric field combined with flow and temperature fields are discussed in conjunction with the parameters comprising of velocity at the inlet, supplied voltage at the wire electrode, electrode arrangement, number of electrodes per length, and channel dimensions.

2. Theoretical analysis

The governing equations for the EHD force per unit volume F_E generated by the electric field with strength E in a fluid of dielectric permittivity ϵ , density ρ , and uniform temperature T can be expressed as (Landau and Lifshitz [17])

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

In the symbolic notation, vectors are designated by bold-faced letters, while scalars are denoted by italic letters. Where q is the electric charge density in the fluid. The first term of the right qE is the Coulomb force exerted by electric field upon the free charge or electrophoretic component. While the second and the third term corresponds to the dielectrophoretic and electrostrictive forces on and within the fluid.

Eq. (1) is then included in the Navier–Stokes equation, by assuming, incompressible fluid, the conservation of momentum is expressed as

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

The vector ρg is the gravitational force per unit volume, P is the local fluid pressure and the last term in the right-hand side of equation represents the viscous terms.

Introducing the vorticity ω as

$$\omega = \nabla \times v. \quad (3)$$

To get the vorticity transport equation in two-dimensional flow, the momentum equation can be rewritten in terms of the vorticity defined above as

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \omega = \nu \nabla^2 \omega - (\mathbf{E} \times \nabla) q. \quad (4)$$

The stream function (ψ) is defined such that

$$v_x = \frac{\partial \psi}{\partial y}, \quad v_y = -\frac{\partial \psi}{\partial x}. \quad (5)$$

The vorticity transport equation can be obtained from Eqs. (4) and (5) further gives

$$\nabla^2 \psi = -\omega. \quad (6)$$

When attention is brought onto the energy equation of this system, without viscous dissipation effect, the energy equation can be written as

$$\frac{dT}{dt} = \alpha \nabla^2 T + \frac{\sigma_e E^2}{\rho c_p}. \quad (7)$$

These systems require appropriate and sufficient boundary conditions for the flow and temperature fields which are given by

$$x = 0; \quad \omega = 0, \quad \psi = U_i y, \quad T = T_i, \quad (8a)$$

$$x = L; \quad \frac{\partial \omega}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial \psi}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0, \quad (8b)$$

$$y = 0; \quad \omega = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2}, \quad \psi = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0, \quad (8c)$$

$$y = H; \quad \omega = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2}, \quad \psi = U_i H, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = q_h, \quad (8d)$$

at the channel exit, gradients of stream function, vorticity, and heat flux are set to zero. These boundary conditions are less restrictive and are widely accepted. In addition to the conditions above, a uniform flow is specified at the inlet boundary as well as the non-slip and constant heat flux conditions are employed at the plate surfaces.

Maxwell equations for the electric field corresponding to the setup are as the followings

$$\nabla \cdot \epsilon \mathbf{E} = q, \quad (9)$$

the strength $\mathbf{E}$ is given by

$$\mathbf{E} = -\nabla V. \quad (10)$$

As the current is conserved over the domain of calculation, the current continuity equation is expressed by

$$\nabla \cdot \mathbf{J} + \frac{\partial q}{\partial t} = 0, \quad (11)$$

the current density J is given by

$$J = qv + \sigma_e E + (\nabla \cdot \nabla)(\epsilon E) - D_e \nabla q. \quad (12)$$

Combine Eqs. (9)–(12), one can obtain

$$\nabla^2 V = -\frac{q}{\epsilon}, \quad (13)$$

$$q^2 = \epsilon(E \cdot \nabla q). \quad (14)$$

The boundary conditions required for solving Eqs. (13) and (14) are

$$V = V_0, \quad \text{at each wire electrodes,} \quad (15a)$$

$$V = 0, \quad \text{along the both upper and lower plate surfaces,} \quad (15b)$$

In terms of heat transmission characteristic (Karniadakis [18], Chun and Boehm [19], and Fu and Tong [20]), the local heat transfer coefficient in term of the local Nusselt number of laminar sublayer near the surface which can be applied in this work is simply given by

$$Nu_0 = \frac{Hh}{k} = \frac{H(\partial T / \partial \bar{n})}{(T_w - T_m)}. \quad (16)$$

From which the averaged heat transfer coefficient along the horizontal surface of channel can be determined such that

$$Nu = \frac{H}{L} \int_0^L \frac{(\partial T / \partial \bar{n})}{(T_w - T_m)} dx. \quad (17)$$

3. Methodology

The schematic diagram of ad EHD solar air heater apparatus is shown in Fig. 1, which has dimensions of 1.2 m width and 1.8 m length. An absorbing plate is divide the air duct into two channels (the upper high is 2.5 cm and the lower high is 5 cm), for single-flow operation with air flow under the absorbing plate is considered in this present work. Fig. 2 classifies the 12 categories of electrode arrangements in the flow channel. In cases 1–4, wire electrodes are shifting into the inlet while the number of electrodes remains equal as 10. Cases 5–8 represent the effect of number of electrodes which increases from 5, 10, 19, and 37, respectively. Final four categories (cases 9–12) investigate the electrode density (by logarithm placed) effect comprising of middle dense, inlet and outlet dense, inlet dense, and outlet dense.

This numerical work uses grid generation method to convert the physical plane (x, y) into the computational plane in curvilinear coordinates (ξ, η) by Poisson's equation. The example graphics of grid generation in case 1 are shown in Fig. 3. In electric field (Fig. 3(a)), the first radial discrete value is computed using geometrical progression in such a way to allow high nodal density near the wire, where considerable gradients exist, and the remaining region being subdivided into equispaced nodes. The first conic coincides

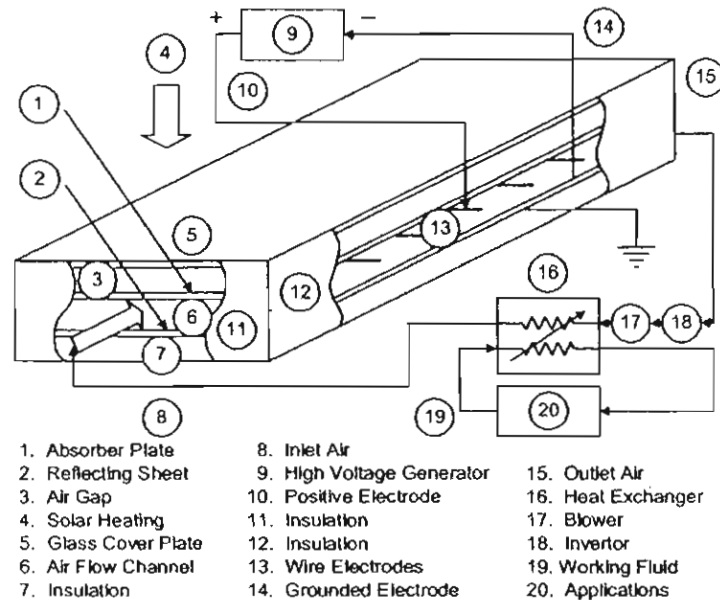


Fig. 1. Schematic diagram of the EHD solar air heater apparatus.

with the wire, for greater distance from the wire, the circular symmetry changes gradually fitting into cartesian reference at the grounded plates and the symmetrical axes. The obtained charge and potential distributions are mapping into computational fluid dynamics grid generation for calculates the velocity and temperature distributions in Fig. 3(b). All equations can be non-dimensionalized and the numerical calculation could be carried out with the computational grid (226×33) and a non-dimensional time step of 1×10^{-4} to ensure numerical stability and accuracy as recommendation from previous literatures [13, 14]. Since the radius of the wire electrode (1×10^{-4} m) is sufficiently small in the comparison to grid spacing (1.56×10^{-3} m). Therefore, it is allowable to treat the wire as a nodal point.

The detail of calculation procedure is shown in Fig. 4. Several models have been proposed for the calculation of the electric field and charge density distribution in a wire-plate precipitation system using finite difference method [12,21,22]. Firstly, we must assuming q_0 at the wire electrode. The electric field and the charge density distribution are obtained responding to Eqs. (13) and (14) by finite difference technique and successive over relaxation method, starting with an assumed value of space charge density at the wire electrode (q_0). The validity of the solution is affirmed by comparing the predicted total current to the measured current at the corresponding voltage. If they are different, Eqs. (13) and (14) will be recalculated by using the new space charge at the wire electrode. The iteration keeps repeating until the convergence is obtained. The obtained electric field and charge distribution are rechecked by the theoretical approach [23–25] methodology to affirm the results. Embarking an up-wind difference scheme on velocity field at all nodes

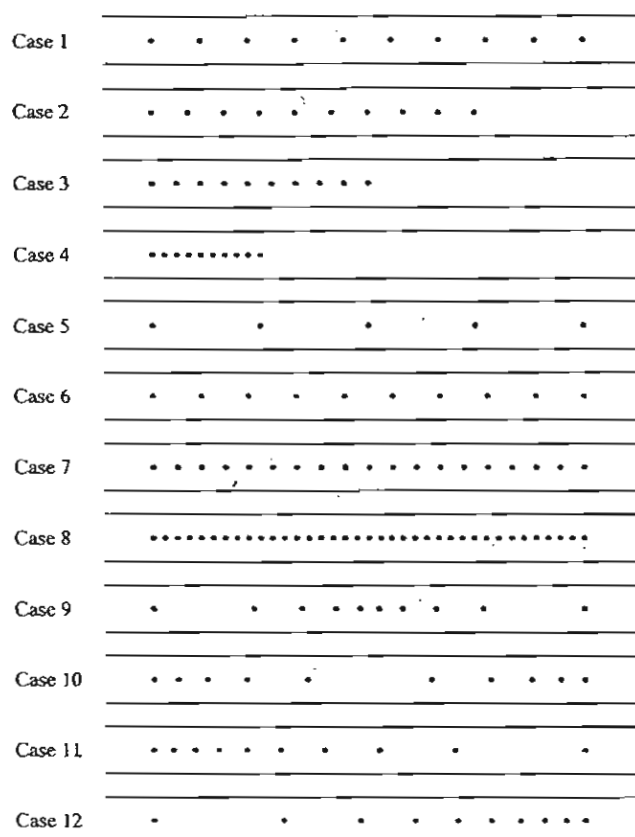


Fig. 2. Twelve categories of the electrode arrangements.

are calculated. The vorticity at each time step is hence obtained from Eq. (4), in accordance with the electric field and the stream function obtained from Eq. (6). The temperature field is finally acquired from Eq. (7). The above mentioned procedures are repeated until the convergence of stream function is reached. The convergence criterion is selected when the results are in steady state or steady periodic state. The illustration of computational domain and boundary conditions as shown in Fig. 5. The dimensions

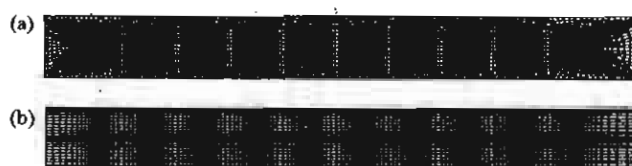


Fig. 3. Grid generations.

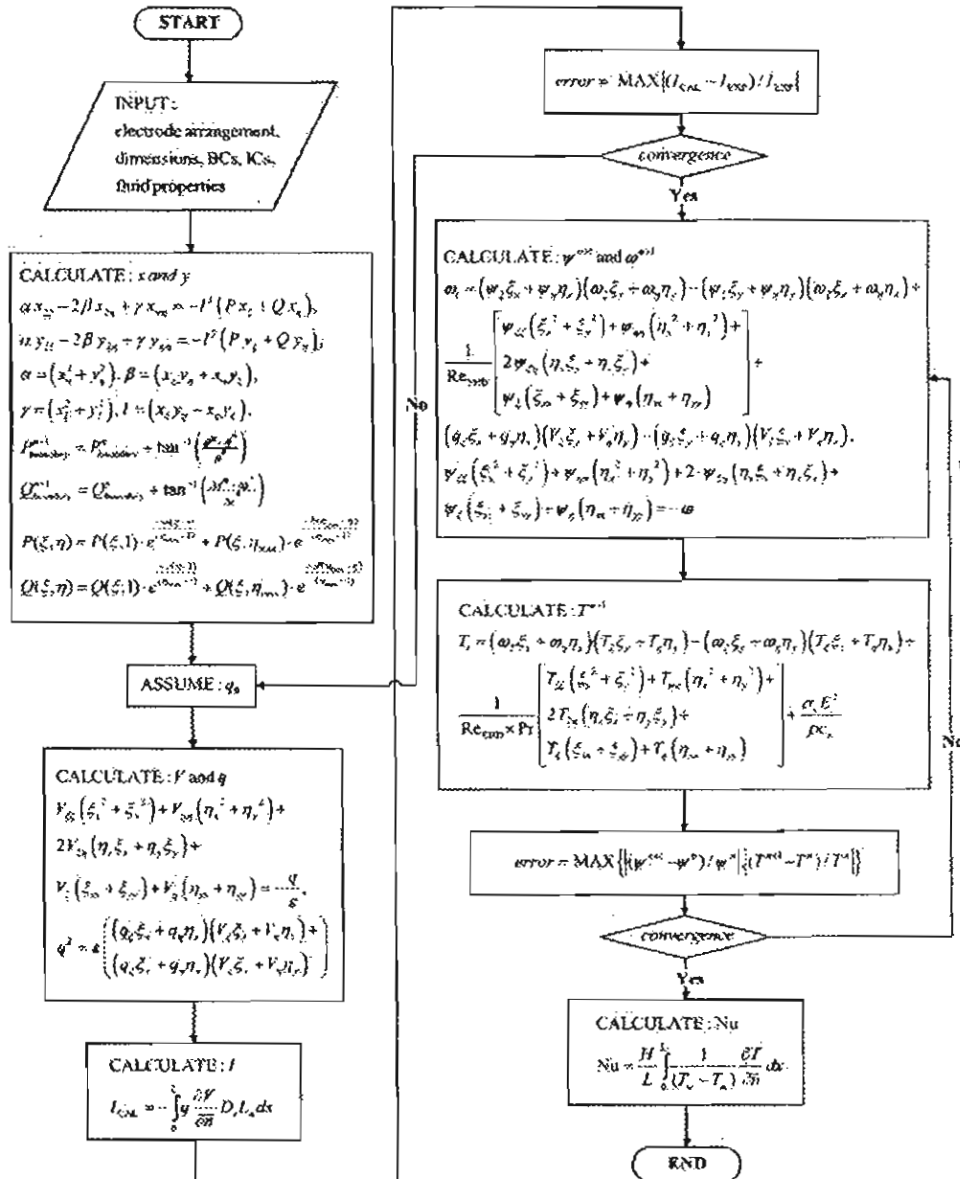


Fig. 4. Flow chart diagram.

comprise $L=0.375$ m, $H=0.05$ m. Upper plates is maintained at a uniform heat flux at 100 W/m^2 (assuming width is 1 m) and the lower plate is insulated, both are electrically grounded. Air at a uniform velocity U_i and temperature $T_i=300$ K is introduced at the inlet. All electrode arrangements are utilizing at the middle position of channel high.

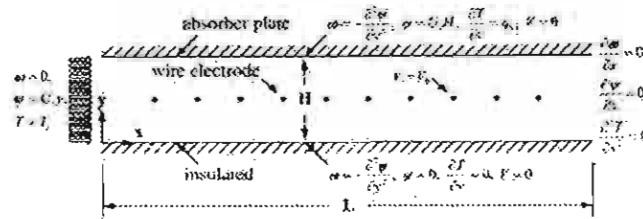


Fig. 5. Computational domain and boundary conditions.

4. Results and discussion

Fig. 6 investigates the stream function contours of EHD applying in cases 1–12. There is an effect of the secondary flow induced by ionic wind at the wire electrode which causes a pair of rotating cellular motions at each electrode in case 1. Similarly in cases 2–4, where the electrodes strip are shifting into the inlet, the larger vortices toward the downstream appear closely to the surface especially around the first and last electrodes and the flow patterns are combined and oscillated in the cases 3–4 due to the high density of electric field. Next, in cases 5–8, the effect of number of electrodes causes the large vortices occur along the channel, it can be observed that the number of vortices decreases in relation with the number of electrodes but its size is augmented. Last four categories show the flow pattern of dense arrangements which occupying an area along the channel that different from cases 2–4. The vortices of these categories are distributed throughout the channel and the large vortices appear at the positions of high electrode density.

Fig. 7 represents temperature fields (isotherm lines) inside the channels as defined in Fig. 6 ($T_i = 300$ K, $q_w = 100$ W/m²). In cases 1–4, the thermal boundary layer is perturbed by the electric field when it extends over the recirculatory region, it can be seen that temperature gradient (line density) near the outlet of upper plate of case 4 is smaller compared with the others that cause low heat transfer coefficient. The effect of the electric field plays much important role on the temperature distribution where the number of electrodes is augmented in cases 5–8 because of two reasons which are higher electric field strength due to the number of electrodes and larger vortices along the channel perform high velocity which advantage for convective heat transfer. For cases 9–12, the effect of dense arrangement leads to uniform temperature gradient along the channel length. Moreover, large vortices from these electrode arrangements perform the small temperature gradient especially at high electrode density. From these results, the convective heat transfer is consequently depended monotonously with respect to the electrode arrangement.

Fig. 8 shows the simulation results of an averaged Nusselt number enhancement with and without electric field. These results are compared with the experimental data of electrode arrangements in cases 1–4. It is found that simulation results agree quite well with those of experimental results within 15% at low Reynolds number (< 1500). A comparison of averaged heat transfer enhancement on various types of electrode

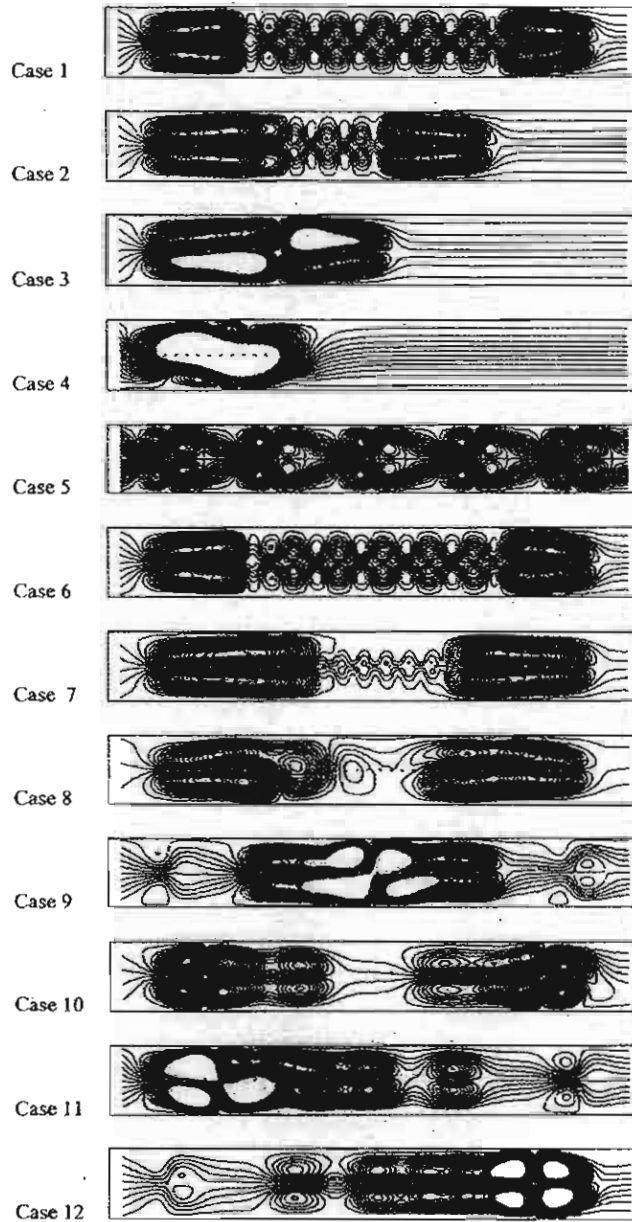


Fig. 6. Stream function contours in the channel ($V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$).

arrangement is expressed in Fig. 9. The electrode arrangement in case 8 yields the highest performance due to high number of electrodes. Nevertheless, when the number of electrodes is fixed (cases 1–4 and 9–12), it is found that there are two strategies to increase the convective heat transfer, one is shifting electrodes into the inlet with an optimized

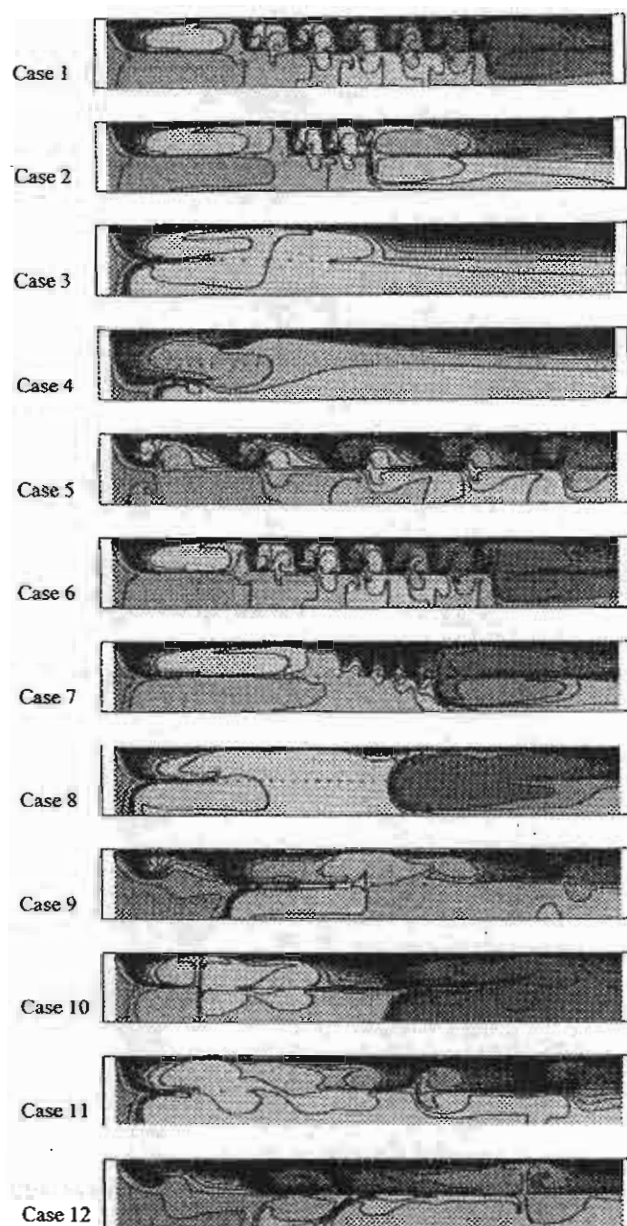


Fig. 7. Isotherm lines in the channel ($V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$).

distance (case 3) that course the turbulent from upstream towards downstream, or dense electrodes at the inlet and out let (case 10) because this area has low heat transfer augmented when the distance between electrodes is uniform from Fig. 10. The local augmented ratio distributions of five categories of electrode arrangement (case 3 which

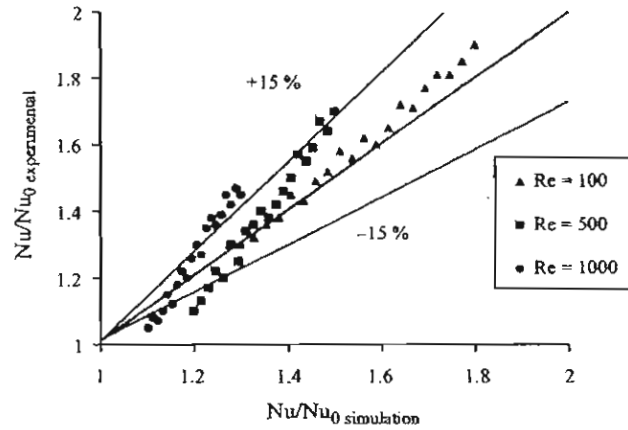
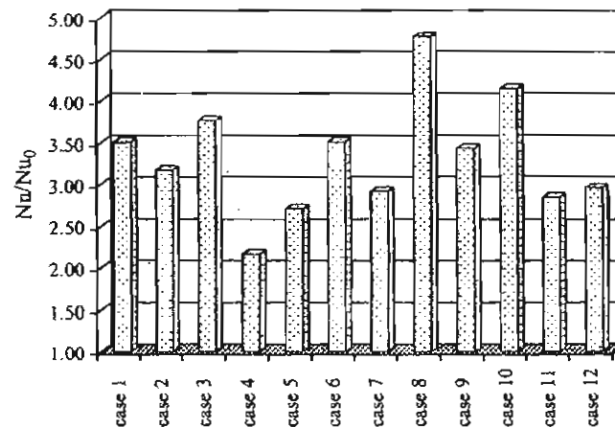


Fig. 8. Comparison of heat transfer enhancement.

yields the best of cases 1–4 is compared with cases 9–12) along the channel have been illustrated. It can be seen that EHD has significant on the position of high electrode density than other positions.

Fig. 11 conducts the comparison of pressure drop of each electrode arrangement. The behavior of numerical results concerning that flow resistant in case 4, 8, and 11 perform the highest value due to high electrode density at the upstream while other electrode arrangements obtain the vicinity values. Fig. 12 also shows the augmented ratio distributions of electrode arrangement in case 1 with various Reynolds numbers and supplied voltages. It can be perceived that the ratio of heat transfer enhancement increases in relation with the higher supplied voltage but decreases with the Reynolds number. From above results, that is based on the uniform heat flux condition at an upper plate, which

Fig. 9. Augmented ratio distributions of various categories ($V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$).

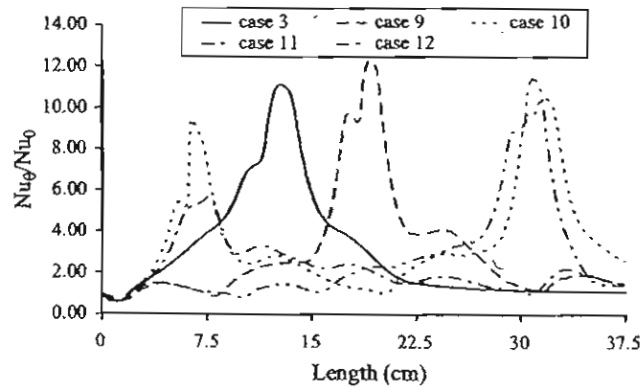


Fig. 10. Local heat transfer enhancement along the channel.

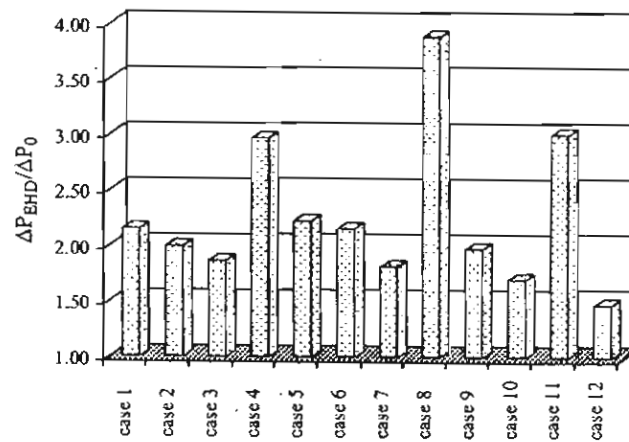


Fig. 11. Averaged pressure drop of various categories.

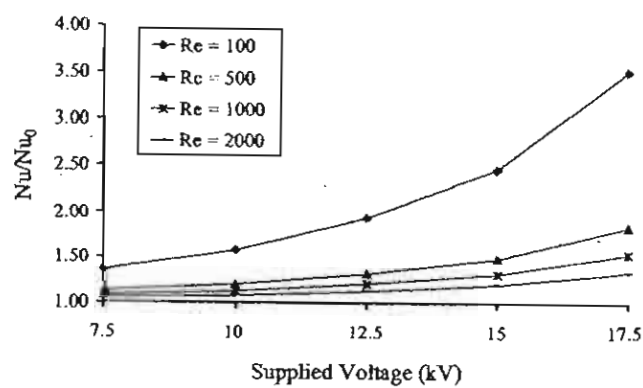


Fig. 12. Enhanced ratio at each Reynolds number.

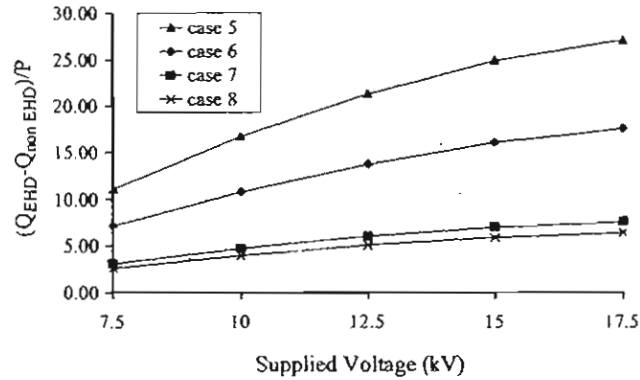


Fig. 13. Comparison of heat transfer enhancement per power input ($Re = 100$).

performs enhanced heat transfer coefficient at the same received heat transfer of fluid. Next result considers an energy profit by assuming uniform temperature of 400 K at an upper plate instead of the previous one. The ratio of the extra received heat transfer of air $\dot{m}c_p\Delta T$ and the electrical power consuming V_0I_{CAL} is calculated and compared in Fig. 13.

It is found that high number of electrodes (case 8) does not give the best performance because this case has maximum power consumption. Fig. 14 demonstrates the relation of heat transfer enhancement and the values of Reynolds number and number of electrodes per length at each channel high. Enhanced ratio is increasing with the number of electrodes per length at low Reynolds number region and small channel high. Thus, placing electrodes into the appropriate position and optimum arrangement reveals the best performance on both efficiency and economy.

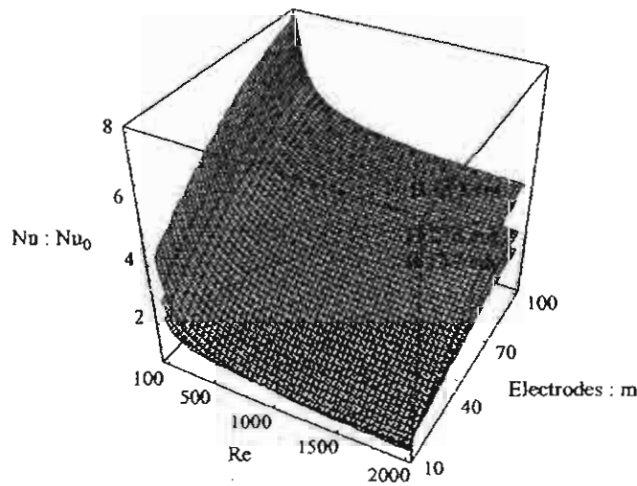


Fig. 14. Augmented ratio distributions of various channel dimensions.

5. Conclusions

Numerical simulations and experimentations are carried out to analyze the mechanism of heat transfer enhancement in forced convection inside solar air heater incorporating with corona wind effect induced by the electric field. Conclusions are obtained as follows.

Flow pattern of fluid is affected with the supplied voltage. The thermal boundary layer along the surface is disturbed by the electric field effect when it extends over the recirculatory region and it decreases at high supplied voltage. The enhancement of heat transfer coefficient with the presence of an electric field increases in relation with the supplied voltage but decreases when the Reynolds number and the distance between electrodes and the channel surface are augmented.

The high electrode density at inlet and outlet performs the maximum heat transfer enhancement (when the number of electrodes is fixed). However, for optimum design, it should be consider the constraint between electrode distance and its pressure drop. The heat transfer enhancement is also depended on the number of electrodes per length and the geometry and dimension of channel. Thus, this enhancement technique must be compromised coupling between all concerning parameters.

Acknowledgements

The authors gratefully acknowledge the support provided by the Thailand Research Fund for carrying out this study.

References

- [1] Mori Y, Uchida Y. Forced convection heat transfer between horizontal flat plates. *Int J Heat Mass Transfer* 1966;9:803–17.
- [2] Tan HM, Charters WWS. Experimental investigation of forced-convective heat transfer for fully-developed turbulent flow in a rectangular duct with asymmetric heating. *Solar Energy* 1970;13:121–5.
- [3] Liu CH, Sparrow EM. Convective-radiative interaction a parallel plate channel-application to air-operated solar collectors. *Int J Heat Mass Transfer* 1980;23:1137–46.
- [4] Parker BF. Derivation of efficiency and loss factors for solar air heaters. *Solar Energy* 1981;26:27–32.
- [5] Incropera FP, Knox AJ, Maughan JR. Mixed convection flow and heat transfer in the entry region of a horizontal rectangular duct. *J Heat Transfer* 1987;109:434–9.
- [6] Osborne DG, Incropera FP. Laminar mixed convection heat transfer for flow between horizontal parallel plates with asymmetric heating. *Int J Heat Mass Transfer* 1985;28:207–17.
- [7] Gao W, Lin W, Lu E. Numerical study on natural convection inside the channel between the flat-plate cover and sine-wave absorber of a cross-corrugated solar air heater. *Int J Energy Convers Manage* 2000;41:145–51.
- [8] Pottler K, Sippel CM, Beck A, Fricke J. Optimized finned absorber geometries for solar air heating collectors. *Solar Energy* 1999;67:35–52.
- [9] Verma SK, Prasad BN. Investigation for the optimal thermohydraulic performance of artificially roughness solar air heaters. *Renewable Energy* 2000;20:19–36.
- [10] Yabe A, Mori Y, Hijikata K. EHD Study of the corona wind between wire and plate electrodes. *AIAA J* 1978;16:340–5.

- [11] Velkoff HR, Godfrey R. Low velocity heat transfer to a flat plate in the presence of a corona discharge in air. *J Heat Transfer* 1979;101:157–63.
- [12] Yamamoto T, Velkoff HR. Electrohydrodynamics in an electrostatic precipitator. *J Fluid Mech* 1981;108:1–18.
- [13] Tada Y, Takimoto A, Hayashi Y. Heat transfer enhancement in a convective field by applying ionic wind. *J Enhanced Heat Transfer* 2002;4:71–86.
- [14] Mathew J, Lai FC. Enhanced heat transfer in a horizontal channel with double electrodes. Conference record of the 1995 IEEE 1995. p. 1472–9.
- [15] Kasayapanand N, Tiansuwan J, Asvapoositkul W, Vorayos N, Kiatsirirot T. Effect of the electrode arrangements in tube bank on the characteristic of electrohydrodynamic heat transfer enhancement: low Reynolds number. *J Enhanced Heat Transfer* 2002;9:229–42.
- [16] Kasayapanand N, Kiatsirirot T. EHD enhanced heat transfer in wavy channel. *Int J Commun Heat Mass Transfer*; in press.
- [17] Landau LD, Lifshitz EM. *Electrohydrodynamics of continuous media*. New York: Pergamon; 1963.
- [18] Karniadakis GE. Numerical simulation of forced convection heat transfer from a cylinder in cross flow. *Int J Heat Mass Transfer* 1988;31:407–18.
- [19] Chun W, Boehm RF. Calculation of forced flow and heat transfer around a cylinder in cross flow. *Numer Heat Transfer* 1989;15:101–22.
- [20] Fu WS, Tong BH. Numerical investigation of heat transfer from a heated oscillating cylinder in a cross flow. *Int J Heat Mass Transfer* 2002;45:3033–43.
- [21] McDonald JR, Smith WB, Spencer III HW, Sparks LE. A mathematical model for calculating electrical conditions in wire duct electrostatic precipitation devices. *J Appl Phys* 1977;48:2231–43.
- [22] Lawless PA, Sparks LE. A mathematical model for calculating effects of back corona in wire-duct electrostatic precipitators. *J Electrostat* 1980;51:242–56.
- [23] Lami E, Mattachini F, Sala R, Vigl H. A mathematical model of electrostatic field in wires-plate electrostatic precipitators. *J Electrostat* 1997;39:1–21.
- [24] Talaie MR, Taberi M, Fathikaljahi J. A new method to evaluate the voltage–current characteristics applicable for a single-stage electrostatic precipitator. *J Electrostat* 2001;53:221–33.
- [25] Anagnostopoulos J, Bergeles G. Corona discharge simulation in wire-duct electrostatic precipitator. *J Electrostat* 2002;54:129–47.

Enhanced Heat Transfer in Solar Air Heater with Different Flow Configurations by Electrohydrodynamic Technique

Nat Kasayapanand ^a and Tanongkiat Kiatsiriroat ^{*b}

^a School of Energy and Materials, King Mongkut's University of Technology Thonburi,
Bangkok 10140, Thailand

^b Department of Mechanical Engineering, Chiang Mai University,
Chiang Mai 50200, Thailand

Running Head: enhanced heat transfer in solar air heater

Abstract

Laminar forced convection inside the solar air heater with different flow and electrode arrangements are numerically and experimentally examined for enhanced heat transfer using electrohydrodynamic technique. The electric field is generated by the wire electrodes charged with DC high voltage ranging from 7.5 - 17.5 kV. The numerical modeling of computational fluid dynamics includes the interactions among electric field, flow field, and temperature field. It is found that the enhancement of heat transfer with the presence of electric field increases in relation with the supplied voltage but decreases when the Reynolds number is augmented. The electrode arrangement which obtains the best heat transfer performance is investigated incorporating with the flow configuration. The heat transfer enhancement is also depended on the mass flow rate fraction between upper and lower channels, the total heat flux at an absorbing plate, the number of electrodes per length, and the channel geometry.

Keywords: computational fluid dynamics; electrohydrodynamic; electric field; solar air heater; finite difference method

* author for correspondence; E-mail: tanong@dome.eng.cmu.ac.th

1. Introduction

Solar air heater occupies an important place among the several heating systems because of its several advantages, e.g., minimal use of materials, phase change of the fluid does not occur, operating at low fluid pressure, neglecting corrosion and maintenance problems, etc. A flat plate solar air heater, in its simplest form, consists of one or more sheets of glass or transparent material situated above an absorbing plate with the air flowing either over or under the absorbing plate along the longitude of channel (Whillier 1963; Mori and Uchida 1966; Tan and Charters 1970; Liu and Sparrow 1980; Parkar 1981). One way to achieve considerable improvement in collector efficiency is to attaching fins into a solar air heater instead of previous one. Several investigators designed two-pass operations with internal or external reflux at the other end. Satcunanathan and Deonarane (1973) constructed a two-pass air heater in which the air flow through the glass panes before passing through the blackened metal collector. Wijesundera et al. (1982) developed two-pass flow arrangements, and the design curves for those devices over a range of variables were also presented. It is well known that the collector configuration will influence the fluid velocity as well as the strength of forced convection. A simple procedure for changing the fluid velocity as well as the strength of forced convection involved adjusting the aspect ratio of a rectangular flat-plate collector with constant flow rate. The collector efficiency of double-flow solar air heaters has been investigated both experimentally and theoretically by Yeh et al. (1999) and Yeh et al. (2002). The double-flow device introduced here was designed for creating a solar collector with heat-transfer area double between the absorbing plate and heated air, this advantage may compensate for the heat loss from the top. However, these flow configurations can be improved for enhancement of heat transfer or collector efficiency by using electric field technique.

The enhancement technique utilizing electric field, which is based on electrostatic force from the polarization of dielectric fluid, can be one of the most promising methods among various active techniques from many features, for examples, a quick response to the control of flow, a significant increase in the heat transfer rate, simplified implementation using only transformer and electrodes (e.g., needle, wire, or mesh), and a small consumption of electric power. This technique is frequently called electrohydrodynamic (EHD) method of heat transfer. The EHD enhanced heat transfer refers to the interdisciplinary field and deals with subjects concerning the interactions between electric field, flow field, and temperature field. For the typical EHD phenomena in gases, the ionic wind is generated from the wire electrode to the heat transfer surface propelled by Coulomb force due to the space charge. There are some studies relating to the effect of the ionic wind in electrostatic field, for instances, Yabe et al. (1978) investigated the phenomenon of a corona wind between wire and plate electrodes under forced convection. The EHD-induced flow taking place owing to the interaction between ionic wind and primary flow which increased the convective heat transfer coefficient from the wall surface. The report of Velkoff and Godfrey (1979) on the heat transfer over a horizontal flat plate with parallel wire electrodes suggested that the ionic wind promote the mixing of the primary flow resulting to the increase of heat transfer coefficient. This phenomenal characteristic was confirmed again by Yamamoto and Velkoff (1981). Tada et al. (1997) and Mathew and Lai (1995) both unveiled the fundamental mechanism of heat transfer augmentation in a two-dimensional rectangular duct by numerical and experimental works. Kasayapanand et al. (2002) investigated the numerical results of the effect of electrode arrangements in tube bank on the heat transfer enhancement characteristics. Recently, Kasayapanand and Kiatsiriroat (2005) also conducted the corona wind augmented heat transfer coefficient of air flow inside the wavy channel with the several electrode arrangements by computational fluid dynamics technique.

This current work explains the mechanisms of EHD by considering electrostatic forces exerting to an air flowing inside the solar air heater with different flow configurations. Governing equations of EHD phenomena and corresponding boundary conditions are formulated. The mathematical modeling has been carried out to investigate the EHD-enhanced secondary flow and heat transfer coefficient in two-dimensional with five categories of the wire electrode arrangements. The wire electrodes charged with DC high voltage are placing in the channel, which are installed at right angle to the flow direction. The characteristics of the electric field combined with the flow field and the temperature field are discussed in conjunction with the parameters comprising of the inlet velocity, the supplied voltage at the wire electrode, the electrode arrangement, the flow configuration, the mass flow rate fraction between upper and lower channels, the total heat flux at an absorbing plate, the number of electrodes per length, and the channel geometry.

2. Theoretical Analysis

The governing equations for the EHD force per unit volume $\mathbf{F}_E$ generated by the electric field with strength $\mathbf{E}$ in a fluid of dielectric permittivity ε , density ρ , and uniform temperature T can be expressed as (Landau and Lifshitz 1963)

$$\mathbf{F}_E = q\mathbf{E} - \frac{1}{2}\mathbf{E}^2\nabla\varepsilon + \frac{1}{2}\nabla\left[\mathbf{E}^2\left[\frac{\partial\varepsilon}{\partial\rho}\right]_T\rho\right], \quad (1)$$

In the symbolic notation, vectors are designated by bold-faced letters, while scalars are denoted by italic letters. Where q is the electric charge density in the fluid. The first term of the right $q\mathbf{E}$ is the Coulomb force exerted by electric field upon the free charge or electrophoretic component. The second and the third terms correspond to the dielectrophoretic and electrostrictive forces on and within the fluid.

Eq. (1) is then included in the Navier-Stokes equation, by assuming incompressible fluid, the conservation of momentum is expressed as

$$\rho\frac{d\mathbf{v}}{dt} = \rho\mathbf{g} + \mathbf{F}_E - \nabla P + \mu\nabla^2\mathbf{v}, \quad (2)$$

The vector $\rho\mathbf{g}$ is the gravitational force per unit volume, P is the local fluid pressure and the last term in the right-hand side of equation represents the viscous terms.

Introducing the vorticity $\boldsymbol{\omega}$ as

$$\boldsymbol{\omega} = \nabla \times \mathbf{v}. \quad (3)$$

To get the vorticity transport equation in two-dimensional flow, the momentum equation can be rewritten in terms of the vorticity defined above as

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \omega = \nu \nabla^2 \omega + g\beta \frac{\partial T}{\partial x} - (\mathbf{E} \times \nabla) q. \quad (4)$$

The stream function (ψ) is defined such that

$$v_x = \frac{\partial \psi}{\partial y}, \quad v_y = -\frac{\partial \psi}{\partial x}. \quad (5)$$

The vorticity transport equation can be obtained from Eqs. (4) and (5) further gives

$$\nabla^2 \psi = -\omega. \quad (6)$$

When attention is brought onto the energy equation of this system, without viscous dissipation effect, the energy equation can be written as

$$\frac{dT}{dt} = \alpha \nabla^2 T + \frac{\sigma_e \mathbf{E}^2}{\rho c_p}. \quad (7)$$

The double flow system, which has been interested in this study, requires appropriate and sufficient boundary conditions for the flow and the temperature fields which are given by

$$x = 0; \quad \omega = 0, \quad \psi = U, y, \quad T = T_i, \quad (8a)$$

$$x = L; \quad \frac{\partial \omega}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial \psi}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0, \quad (8b)$$

$$y = 0; \quad \omega = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2}, \quad \psi = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0, \quad (8c)$$

$$y = \frac{H}{2} \text{ (upper); } \omega = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2}, \psi = U, \frac{H}{2}, -\frac{\partial T}{\partial y} = q_U, \quad (8d)$$

$$y = \frac{H}{2} \text{ (lower); } \omega = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2}, \psi = U, \frac{H}{2}, \frac{\partial T}{\partial y} = q_L, \quad (8e)$$

$$y = H; \omega = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2}, \psi = U, H, T = T_g, \quad (8f)$$

at the channel exit, gradients of stream function, vorticity, and heat flux are set to zero. These boundary conditions are less restrictive and are widely accepted. In addition to the conditions above, a uniform flow is specified at the inlet boundary as well as the non-slip and constant summation of heat flux ($q_U + q_L$) conditions are employed along the absorbing plate.

Maxwell equations for the electric field corresponding to the setup are as the followings

$$\nabla \cdot \epsilon \mathbf{E} = q, \quad (9)$$

the strength E is given by

$$\mathbf{E} = -\nabla V. \quad (10)$$

As the current is conserved over the domain of calculation, the current continuity equation is expressed by

$$\nabla \cdot \mathbf{J} + \frac{\partial q}{\partial t} = 0, \quad (11)$$

the current density $\mathbf{J}$ is given by

$$\mathbf{J} = q\mathbf{v} + \sigma_e \mathbf{E} + (\mathbf{v} \cdot \nabla)(\epsilon \mathbf{E}) - D_e \nabla q. \quad (12)$$

Combine Eqs. (9) to (12), one can obtain

$$\nabla^2 V = -\frac{q}{\varepsilon}, \quad (13)$$

$$q^2 = \varepsilon(\mathbf{E} \cdot \nabla q). \quad (14)$$

The boundary conditions required for solving Eqs. (13) and (14) are

$$V = V_0, \text{ at each wire electrodes,} \quad (15a)$$

$$V = 0, \text{ along the wall surface,} \quad (15b)$$

In terms of heat transmission characteristic (Karniadakis 1988; Chun and Boehm 1989; Fu and Tong 2002), the local heat transfer coefficient in term of the local Nusselt number of laminar sublayer near the surface is simply given by

$$\text{Nu}_0 = \frac{Hh}{2k} = \frac{H(\partial T / \partial \bar{n})}{2(T_w - T_m)}. \quad (16)$$

From which the averaged heat transfer coefficient along the horizontal surface of channel can be determined such that

$$\text{Nu} = \frac{H}{2L} \int_0^L \frac{(\partial T / \partial \bar{n})}{(T_w - T_m)} dx. \quad (17)$$

3. Methodology

The schematic diagram of an EHD solar air heater apparatus is shown in Fig. 1. An absorbing plate divides the air duct into two equivalent channels. The four configurations of flow arrangement in simple solar air heater are considered in this study, e.g., flow over an absorbing plate, flow under an absorbing plate, flow over and under an absorbing plate (double-flow), and two-pass flow. From the previous researches, it can be concluded that double-flow and two-pass operations yield the higher efficiency than those of flow over and flow under an absorbing plate. However, all of them are compared to obtain the optimum condition for EHD enhanced collector efficiency. Fig. 2 classifies the five categories of electrode arrangement (number of electrodes is fixed at twenty). In case 1, wire electrodes are placed into the upper and lower channels while the number of electrodes remains equally as ten in both channels. Cases 2 and 3 represent the effect of individually installed at upper and lower channel, respectively. Final two categories (cases 4 and 5) investigate the unequal electrodes that separated into fifteen and five electrodes while the distance between electrodes is uniformly distributed along the channel length.

This study conducts grid generation method to convert the physical plane in cartesian coordinates (x, y) into the computational plane in curvilinear coordinates (ξ, η) by Poisson's equation. The example of electrode arrangement in case 1 is illustrated in Fig. 3. For an electric field calculation (Fig. 3(a)), the first radial discrete value is computed using geometrical progression to allow high nodal density near the wire and the remaining region being subdivided into equispaced nodes. The first conic coincides with the wire, for greater distance from the wire, the circular symmetry changes gradually fitting into cartesian reference at the grounded plates and the symmetrical axes between electrodes. The obtained electric charge and electric potential distributions are mapping into computational fluid

dynamics grid refinement for calculate the velocity and temperature fields in Fig. 3(b). All equations are non-dimensionalized and the numerical calculation could be carried out with the computational grid (333×61) and a non-dimensional time step of 1×10^{-4} to ensure the numerical stability and accuracy (Tada et al. 1997; Mathew and Lai 1995). Since the radius of the wire electrode (1×10^{-4} m) is sufficiently small in the comparison to grid spacing (1.67×10^{-3} m). Therefore, it is allowable to treat the wire as a nodal point.

The detail of calculation procedure is shown in Fig. 4. Several models have been proposed for the electric calculation in a wire-plate precipitation system (Yamamoto and Velkoff 1981; McDonald et al. 1977; Lawless and Sparks 1980). Firstly, we must assuming q_0 at the wire electrode. The electric potential and electric charge density distribution are obtained responding to Eqs. (13) and (14) by finite difference technique and successive over relaxation method. The obtained values are rechecked again by the theoretical (Lami et al. 1997; Talaie et al. 2001; Anagnostopoulos and Bergeles 2002) to affirm the results. Embarking an up-wind difference scheme on velocity field at all nodes are calculated. The vorticity at each time step is hence obtained from Eq. (4), in accordance with the electric field and the stream function obtained from Eq. (6). The temperature field is finally acquired from Eq. (7). The above mentioned procedures are repeated until the convergence of stream function and temperature are reached. The convergence criterion is selected when the results are in steady state or steady periodic state. The illustration of computational domain and boundary conditions of double-flow configuration is shown in Fig. 5. The solar air heater dimensions comprise $L = 0.75$ m and $H = 0.10$ m. Absorbing plate is maintained at a uniform heat flux between $200 - 1000 \text{ W/m}^2$ (assuming that channel width is 1 m). The upper plate has uniform temperature $T_g = 300$ K and the lower plate is insulated, all of plates are electrically grounded. Air at a uniform velocity U_i and temperature $T_i = 300$ K is introduced at the inlet. All electrode arrangements are utilizing at the middle position of subchannel high.

4. Results and Discussion

The simulation results show that the double-flow configuration gives highest collector efficiency for all electrode arrangements, thus, the results are firstly represented by consider in double-flow category. Fig. 6 investigates the stream function contours of EHD applying with the electrode arrangements in cases 1-5 ($m_U = m_L$ and $q = 1000 \text{ W/m}^2$). There is an effect of the secondary flow induced by ionic wind at the wire electrode which causes a pair of rotating cellular motions at all electrodes in case 1. Similarly in cases 2 and 3, where the electrodes strip are shifting to the upper and lower, the larger vortices toward the downstream appear closely to the surface especially around the first and last electrodes and its flow patterns are oscillatory in these cases due to the high density of an electric field. While in the opposite channel which does not has electrode, the stream lines pattern is similarly to a laminar flow in closed conduit. In cases 4 and 5, the effect of unequal electrodes density cause the vortices occur along both channels, moreover, it can be observed that number of vortices increases in relation with the number of electrodes but their size are reduced.

Fig. 7 represents temperature fields (isotherm lines) inside the channels as defined in Fig. 6. In case 1, the thermal boundary layer is perturbed by the electric field when it extends over the recirculatory region. High temperature region (or high isotherm lines density) over and under an absorbing plate is smaller compared with the other that cause high heat transfer coefficient. The effect of the electric field plays much important role on the temperature distribution where the number of electrodes is augmented in cases 2 and 3 because of two reasons which are; higher electric field strength due to the many number of electrodes, and many vortices along the channel perform high turbulent mixing which is advantage for convective heat transfer. Nevertheless, high number of electrodes causes the temperature field separated into upper and lower zones with respect to the electrodes strip which conduct the

high heat trap along an absorbing plate compared with case 1. For cases 4 and 5, unequal electrodes lead to non-uniform temperature distributions along the channel. Moreover, large vortices from a high number of electrodes at upper channel in case 5 cause the high heat loss on the top as same as in case 2 which affected for augmented collector efficiency of the solar air heater. From these results, the convective heat transfer is consequently depended monotonously with the types of electrode arrangement.

The local heat transfer augmented ratio distributions of five categories of electrode arrangement along the channel which calculated from temperature distributions in Fig. 7 have been illustrated in Figs. 8 and 9. It can be seen that EHD plays much important role on case 1 than other cases. However, the heat transfer received from absorbing plate is not increase in relation with this value due to the large heat loss on the top of collector, while case 3 yields the minimum heat loss because of it does not has electrode at the upper channel. Fig. 10 shows the simulation results of the averaged Nusselt number with and without electric field. These results are compared with the experimental data (the total heat flux $\approx 900 - 1000 \text{ W/m}^2$) of solar air heater which flow under an absorbing plate which has electrode arrangement in case 3. It is found that the simulation results agree quite well with those of the experimental within 15 % at low Reynolds number region.

A comparison of collector efficiency of various types of electrode arrangement is shown in Fig. 11. It can be seen that double-flow configuration performs a highest collector efficiency enhancement than other configurations due to lower velocity (at the same total mass flux) that cause high EHD effect. The electrode arrangement in case 3 performs the highest performance due to minimum heat loss on the top of collector. Nevertheless, when the total number of electrodes is fixed, it is found that there are two strategies to increase the heat transfer rate; one is placing electrodes into the lower channel with optimized number and distance (which depended on Reynolds number, supplied voltage, electrode diameter, channel

length, and fluid properties) that course the positive vortices from upstream towards downstream, and two is finding the optimum ratio of mass flow rate fraction between upper and lower channels. Fig. 12 also shows the enhanced ratio of collector efficiency distributions of double-flow configuration which has electrode arrangement in case 3 by various Reynolds numbers and supplied voltages. It can be perceived that the ratio of heat transfer enhancement increases in relation with the supplied voltage but decreases with the Reynolds number.

Considerable more improvement in collector efficiency is obtained by employing the mass flow rate fraction between upper and lower channels of a double-flow solar air heater at the same size and operating at the same total mass flow rate. The effect of the fraction ratio on the collector efficiency of double-flow solar air heater has been investigated. Fig. 13 represents the stream function contours of EHD applying in case 3 with different mass flow rate fractions between upper and lower channel in term of % upper mass flow rate per total mass flow rate (the total mass flow rate is equally to that represented in Fig. 6). The many vortices occur around electrodes at the lower channel when its velocity is decreased, while in the upper channel, an increasing of mass flow rate obtains higher heat loss on the top of collector. Fig. 14 shows the temperature distributions inside the double-flow channels as investigated in the previous figure. It can be seen in Fig. 14(a) (mass flow rate fraction is 10%), low mass flow rate at the upper channel leads to small heat loss at the top that cause high averaged temperature appearing at the outlet, however, high mass flow rate fraction at the lower channel can not perceived high efficiency which is similarly to single-flow collector with air flow under an absorbing plate. On the other hand, while the mass flow rate at the upper channel is increased (Fig. 14(e)), high heat loss will occurs at the top that cause low efficiency from the low outlet temperature. Thus, the optimum condition must be occurring between two extreme boundaries.

As seen in Fig. 15, calculating results show that the optimum fraction of mass flow rate ratio for maximum collector efficiency in non-EHD is approximately to 0.5 for all operating conditions. It means that in order to achieve the best thermal performance in a double-flow solar air heater with non-EHD, in which the cross-section areas of upper and lower channels are constructed equally, the mass flow rates in both flow channels must be kept the same. A non qualitative agreement is achieved between the EHD and Non-EHD data. The maximum collector efficiency with EHD (case 3) shifts into the ratio less than 0.5 because the effect of placing electrodes at the lower channel performs the better heat transfer performance at the lower channel than the upper channel. Nevertheless, the EHD and non-EHD values are approach to be resemble at high Reynolds number because the effect of secondary flow (by electric field) is dominated by the effect of primary flow (by inlet velocity). Fig. 16 shows the effect of total heat flux to the collector efficiency. The increasing of heat flux or temperature causes the significant resistance of the flow characteristic, thus EHD plays much important role on this phenomenon.

Fig. 17 investigates the examples of stream function contours of EHD applying at $H/2 = 10$ cm. (single-flow operation at lower channel) and the number of electrodes is 5, 10, 19, and 37, respectively. The effect of number of electrodes causes the large vortices appear along the channel that obtain high heat transfer coefficient. Fig. 18 demonstrates the effect of channel high (or distance between electrode and channel surface) by comparing the collector efficiency with the numbers of electrodes per length and channel high of single-flow operation at lower channel. The enhanced ratio is increasing with number of electrodes per length at low Reynolds number region and small channel high. From the results, placing electrodes into the appropriate number and position with the optimum flow configuration and fraction reveals the best performance on both efficiency and economy.

5. Conclusion

Numerical simulations and experiments are carried out to analyze the mechanism of heat transfer enhancement in forced convection across double-flow solar air heater incorporating with corona wind effect induced by the electric field. The conclusions are obtained as follows;

Flow pattern of fluid is affected with the supplied voltage. The thermal boundary layer along the channel surface is disturbed by the electric field effect and decreases at high supplied voltage. The enhancement of heat transfer coefficient with the presence of an electric field increases in relation with the higher supplied voltage but decreases when the Reynolds number is augmented.

The electrode arrangement at lower channel performs the best heat transfer performance for double-flow solar air heater when the number of electrodes is fixed. However, for optimum design, it should be also consider the constraints of the mass flow rate fraction between upper and lower channels. The heat transfer enhancement is also depended on the total heat flux at an absorbing plate, the number of electrodes per length, and the channel geometry. Thus, an applying of EHD should be compromised with all concerning parameters.

6. Acknowledgement

The authors gratefully acknowledge the support provided by the Thailand Research Fund for carrying out this study.

7. Nomenclature

c_p	specific heat, J/kg·K
D_e	charge diffusion coefficient, $\text{m}^2/\text{V}\cdot\text{s}$
E	electric field strength, V/m
F_E	electrohydrodynamic body force, N/m^3
g	acceleration due to gravity, m/s^2
h	heat transfer coefficient, $\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$
H	channel high, m
J	current density, A/m^2
k	thermal conductivity, $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$
L	length of computational domain, m
m	mass flow rate, kg/s
n	normal direction to the surface
Nu	Nusselt number (with electric field)
P	pressure, N/m^2
Pr	Prandtl number
Re	Reynolds number
q	electric charge density, C/m^3
q	heat flux at the absorbing plate, W/m^2
t	time, s
T	temperature, K
U_i	inlet air velocity, m/s

v fluid velocity, m/s

V voltage, V

Greek symbols

α thermal diffusivity, m²/s

β volume expansion coefficient, 1/K

ε fluid permittivity, F/m

η thermal efficiency, F/m

μ dynamic viscosity, kg/m·s

ν kinematics viscosity, m²/s

ρ density, kg/m³

σ_e electrical conductivity, 1/ohm·m

ω vorticity, 1/s

ψ stream function, m²/s

Subscripts

0 without electric field

g glass

L lower subchannel

U upper subchannel

m mean value

w wall surface

w wire electrode

θ at a point

Superscript

n time step

8. References

- Anagnostopoulos, J. and Bergeles, G. (2002) Corona Discharge Simulation in Wire-Duct Electrostatic Precipitator, *J. Electrostat.*, Vol. 54, pp. 129-147.
- Chun, W. and Boehm, R. F. (1989) Calculation of Forced Flow and Heat Transfer Around a Cylinder in Cross Flow, *Numer. Heat Transfer*, Vol. 15, pp. 101-122.
- Fu, W. S. and Tong, B. H. (2002) Numerical Investigation of Heat Transfer from a Heated Oscillating Cylinder in a Cross Flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 3033-3043.
- Karniadakis, G. E. (1988) Numerical Simulation of Forced Convection Heat Transfer from a Cylinder in Cross Flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 31, pp. 407-418.
- Kasayapanand, N., Tiansuwan, J., Asvapoositkul, W., Vorayos, N., and Kiatsiriroat, T. (2002) Effect of the Electrode Arrangements in Tube Bank on the Characteristic of Electrohydrodynamic Heat Transfer Enhancement: Low Reynolds Number, *J. Enhanced Heat Transfer*, Vol. 9, pp. 229-242.
- Kasayapanand, N. and Kiatsiriroat, T. (2005) EHD Enhanced Heat Transfer in Wavy Channel, *Int. J. Comm. Heat Mass Transfer* (accepted).
- Lami, E., Mattachini, F., Sala, R., and Vigl, H. (1997) A Mathematical Model of Electrostatic Field in Wires-Plate Electrostatic Precipitators, *J. Electrostat.*, Vol. 39, pp. 1-21.
- Landau, L. D. and Lifshitz, E. M. (1963) *Electrohydrodynamics of continuous media*, Pergamon, New York.
- Lawless, P. A. and Sparks, L. E. (1980) A Mathematical Model for Calculating Effects of Back Corona in Wire-Duct Electrostatic Precipitators, *J. Appl. Phys.*, Vol. 51, pp. 242-256.
- Liu, C. H. and Sparrow, E. M. (1980) Convective-Radiative Interaction a Parallel Plate Channel- Application to Air-Operated Solar Collectors, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 23, pp. 1137-1146.
- Mathew, J. and Lai, F. C. (1995) Enhanced Heat Transfer in a Horizontal Channel with Double Electrodes, *Conference Record of the IEEE*, pp. 1472 -1479.
- McDonald, J. R., Smith, W. B., Spencer III, H. W., and Sparks, L. E. (1977) A Mathematical Model for Calculating Electrical Conditions in Wire Duct Electrostatic Precipitation Devices, *J. Appl. Phys.*, Vol. 48, pp. 2231-2243.

- Mori, Y. and Uchida, Y. (1966) Forced Convection Heat Transfer between Horizontal Flat Plates, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 9, pp. 803-817.
- Parkar, B. F. (1981) Derivation of Efficiency and Loss Factors for Solar Air Heaters, *Solar Energy*, Vol. 26, pp. 27-32.
- Satcunanathan, S. and Deonarine, S. A. (1973) Two-Pass Solar Air Heater, *Solar Energy*, Vol. 15, pp. 41-49.
- Tada, Y., Takimoto, A., and Hayashi, Y. (1997) Heat Transfer Enhancement in a Convective Field by Applying Ionic Wind, *J. Enhanced Heat Transfer*, Vol. 4, pp. 71-86.
- Talaie, M. R., Taheri, M., and Fathikaljahi, J. (2001) A New Method to Evaluate the Voltage-Current Characteristics Applicable for a Single-Stage Electrostatic Precipitator, *J. Electrostat.*, Vol. 53, pp. 221-233.
- Tan, H. M. and Charters, W. W. S. (1970) Experimental Investigation of Forced-Convective Heat Transfer for Fully-Developed Turbulent Flow in a Rectangular Duct with Asymmetric Heating, *Solar Energy*, Vol. 13, pp. 121-125.
- Velkoff, H. R. and Godfrey, R. (1979) Low Velocity Heat Transfer to a Flat Plate in the Presence of a Corona Discharge in Air, *J. Heat Transfer*, Vol. 101, pp. 157-163.
- Whillier, A. (1963) Plastic Covers for Solar Collectors, *Solar Energy*, Vol. 7, pp. 148-154.
- Wijeysundera, N. E., Ah, L. L., and Tjioe, L. E. (1982) Thermal Performance Study of Two-Pass Solar Air Heaters, *Solar Energy*, Vol. 28, pp. 363-370.
- Yabe, A., Mori, Y., and Hijikata, K. (1978) EHD Study of the Corona Wind Between Wire and Plate Electrodes, *AIAA J.*, Vol. 16, pp. 340-345.
- Yamamoto, T. and Velkoff, H. R. (1981) Electrohydrodynamics in an Electrostatic Precipitator, *J. Fluid Mech.*, Vol. 108, pp. 1-18.
- Yeh, H. M., Ho, C. D., and Hou, J. Z. (1999) The Improvement of Collector Efficiency in Solar Air Heaters by Simultaneously Air Flow Over and Under the Absorbing Plate, *Energy*, Vol. 24, pp. 857-871.
- Yeh, H. M., Ho, C. D., and Hou, J. Z. (2002) Collector Efficiency of Double-Flow Solar Air Heaters With Fins Attached, *Energy*, Vol. 27, pp. 715-727.

Figure Captions:

- Fig. 1. Schematic diagram of the solar air heater apparatus.
- Fig. 2. Five categories of the electrode arrangement.
- Fig. 3. Grid generations.
- Fig. 4. Flow chart diagram.
- Fig. 5. Computational domain and boundary conditions.
- Fig. 6. Stream function contours in the double-flow solar air heater ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 100$).
- Fig. 7. Isotherm lines in the double-flow solar air heater ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 100$).
- Fig. 8. Local heat transfer enhancement along the upper channel ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 100$).
- Fig. 9. Local heat transfer enhancement along the lower channel ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 100$).
- Fig. 10. Comparison of heat transfer enhancement.
- Fig. 11. Collector efficiency distributions of various categories ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 100$).
- Fig. 12. Enhanced ratio at each Reynolds number.
- Fig. 13. Stream function contours of case 3 ($m_U / (m_U + m_L) = 10, 30, 50, 70, \text{ and } 90 \%$, respectively).
- Fig. 14. Isotherm lines of case 3 ($m_U / (m_U + m_L) = 10, 30, 50, 70, \text{ and } 90 \%$, respectively).
- Fig. 15. Relation between collector efficiency and mass flow rate fraction ($q = 1000$ W/m²).
- Fig. 16. Relation between collector efficiency and mass flow rate fraction ($Re = 100$).
- Fig. 17. Stream function contours of different numbers of electrodes ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 100$).
- Fig. 18. Enhanced ratio distributions of each channel high ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 100$).

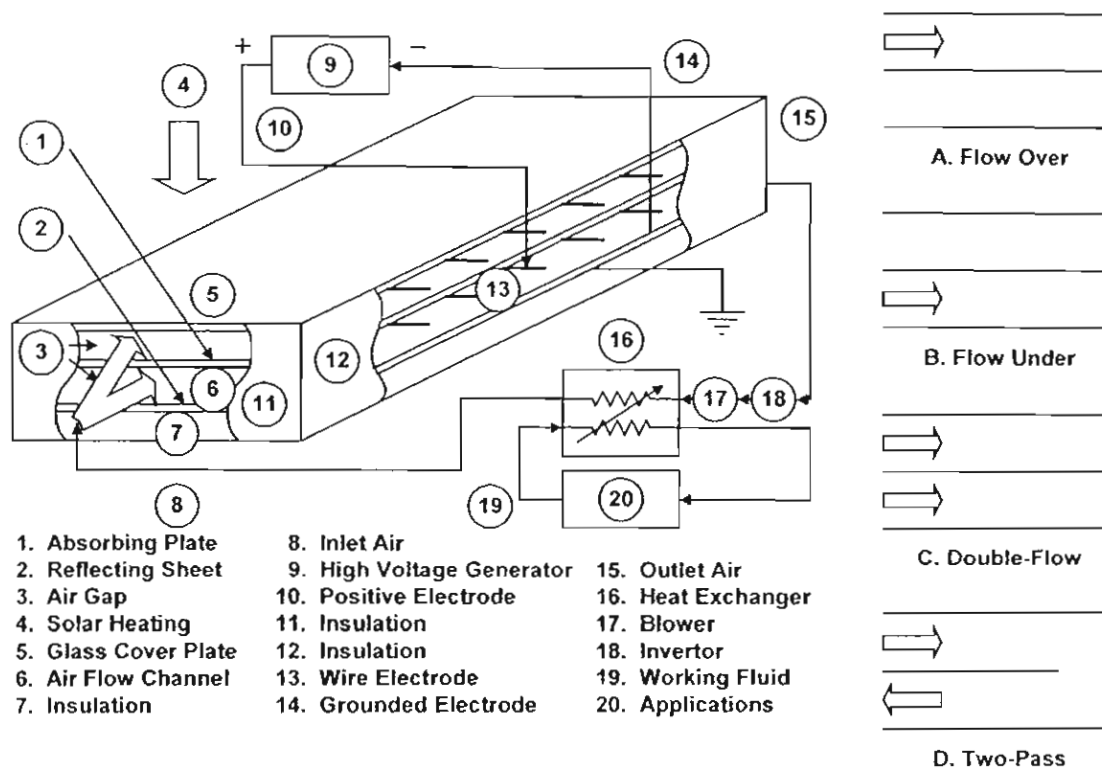


Fig. 1. Schematic diagram of the solar air heater apparatus.

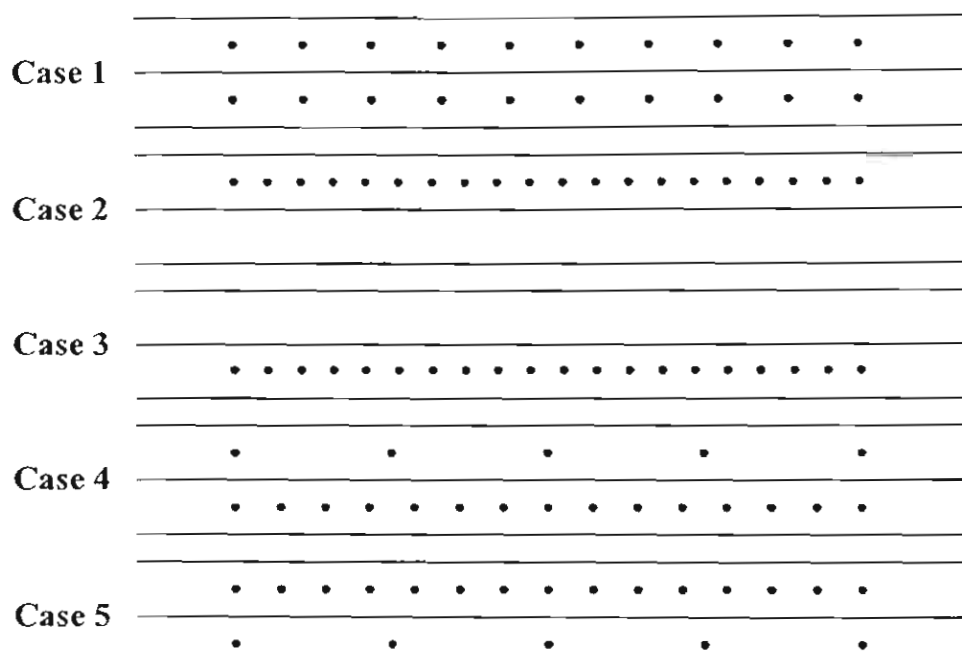


Fig. 2. Five categories of the electrode arrangement.

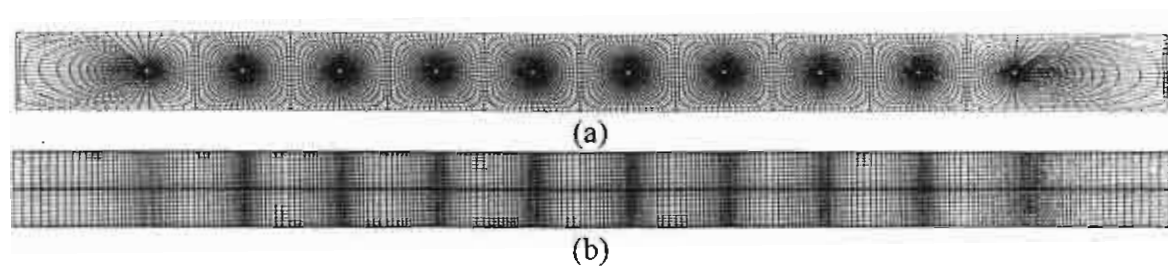


Fig. 3. Grid generations.

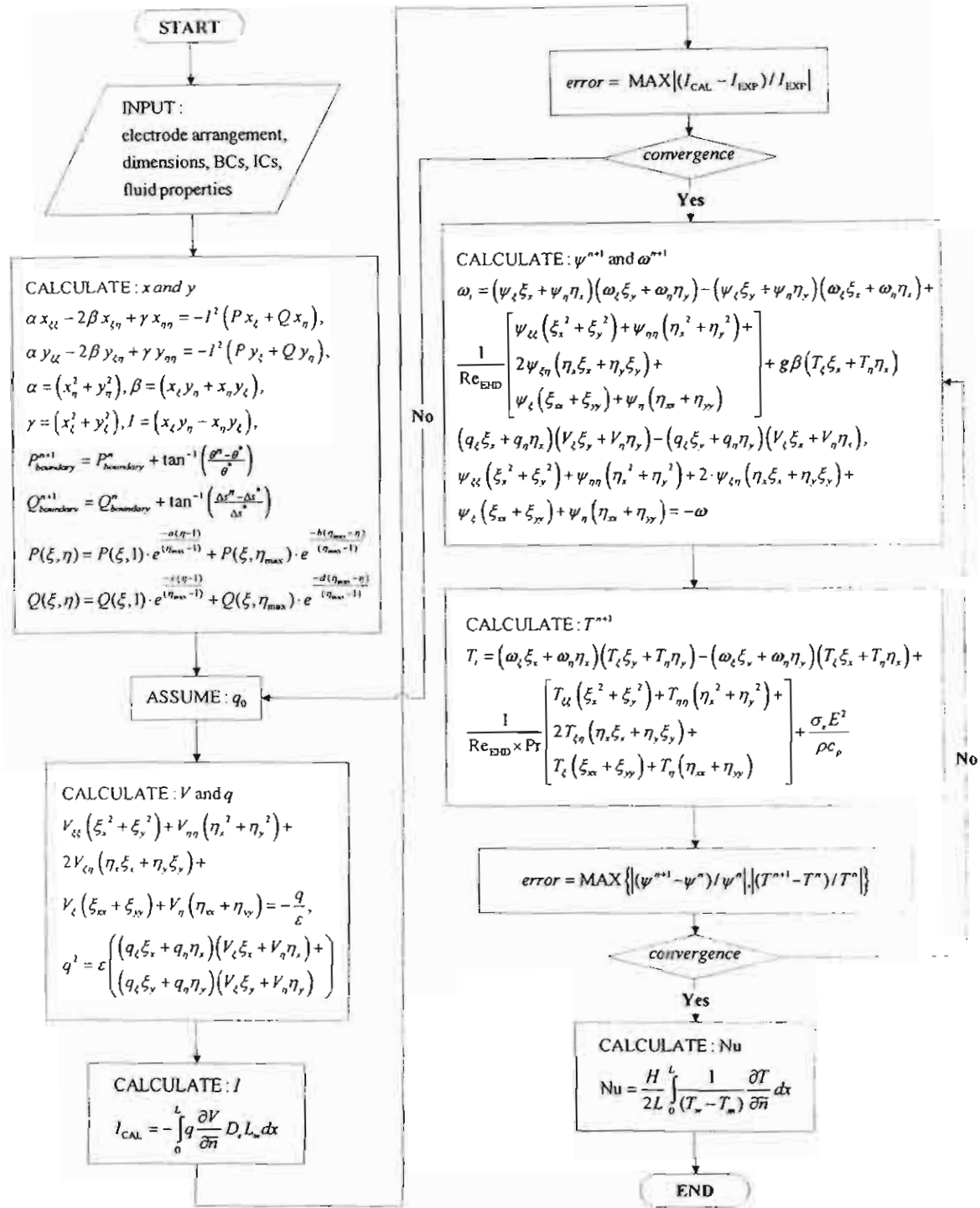


Fig. 4. Flow chart diagram.

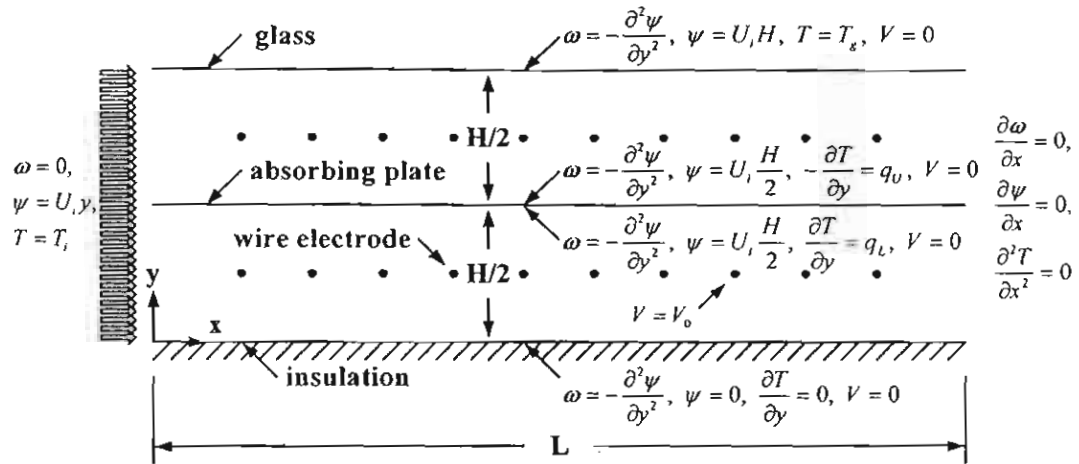


Fig. 5. Computational domain and boundary conditions.

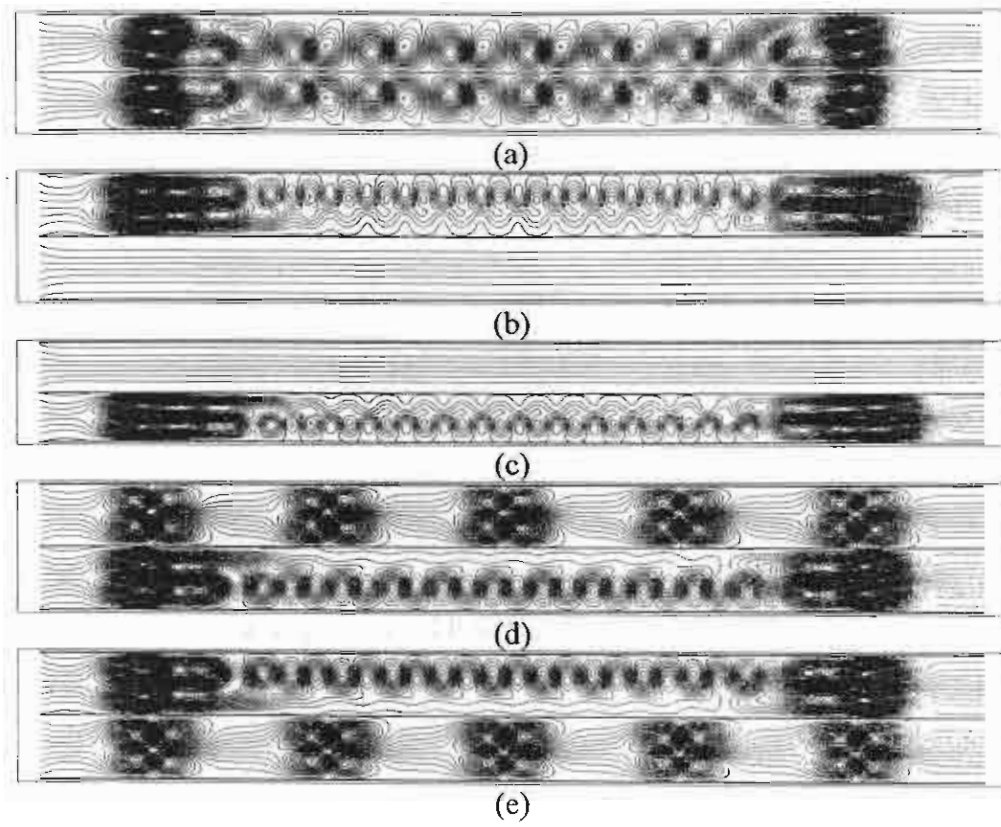


Fig. 6. Stream function contours in the double-flow solar air heater ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 100$).

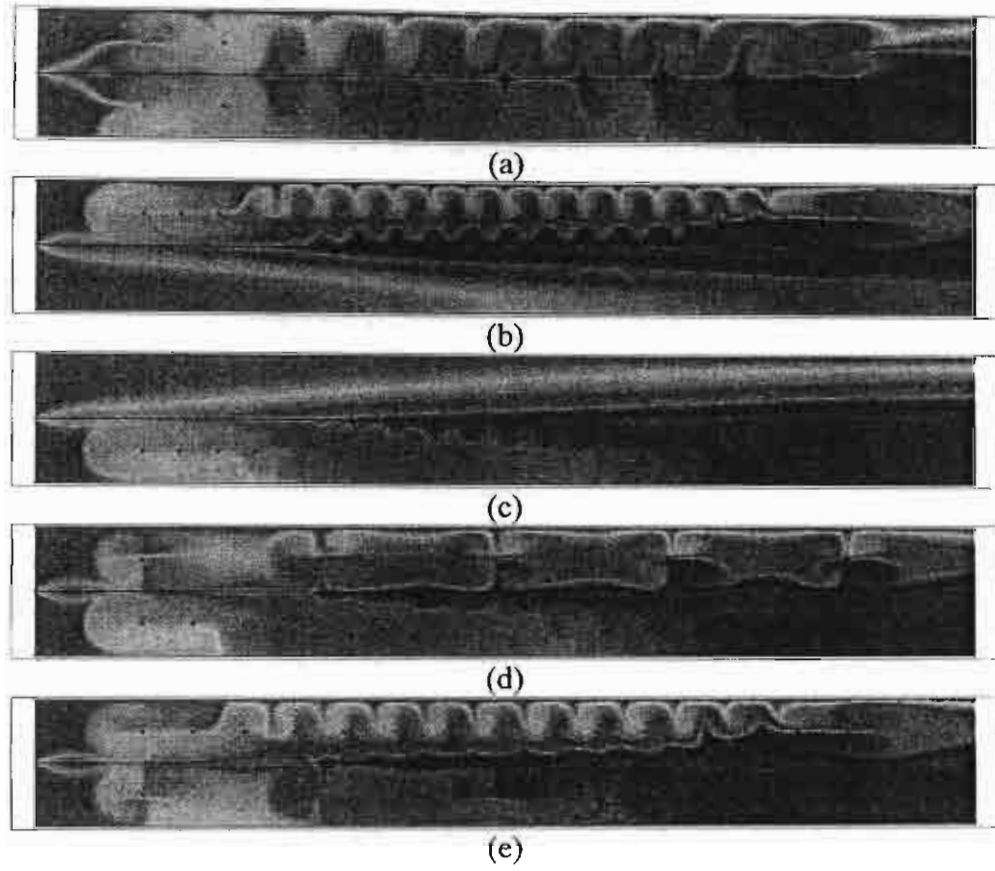


Fig. 7. Isotherm lines in the double-flow solar air heater ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 100$).

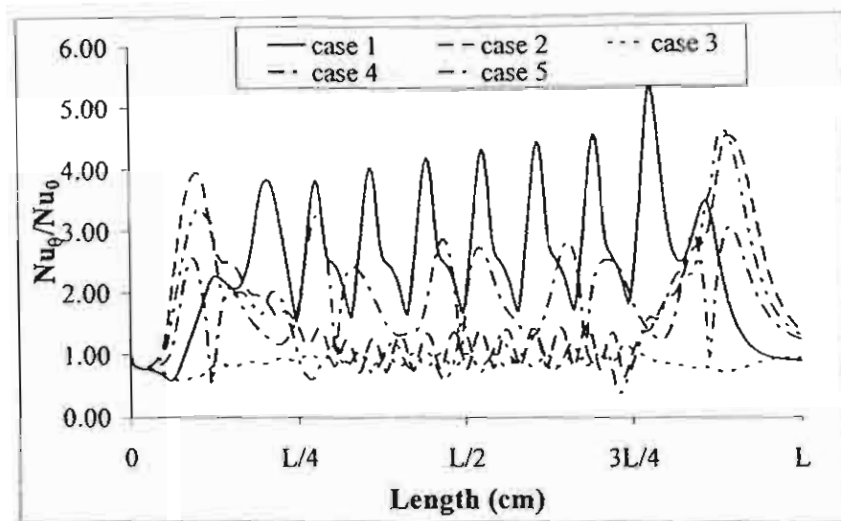


Fig. 8. Local heat transfer enhancement along the upper channel ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 100$).

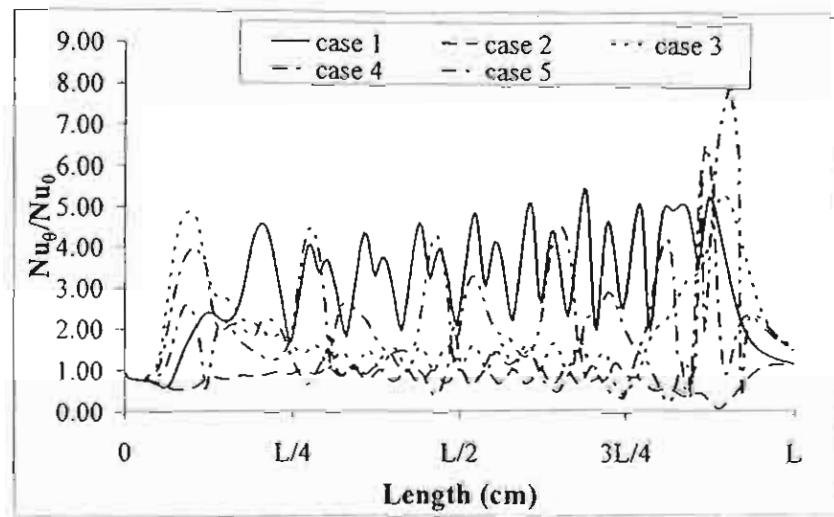


Fig. 9. Local heat transfer enhancement along the lower channel ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 100$).

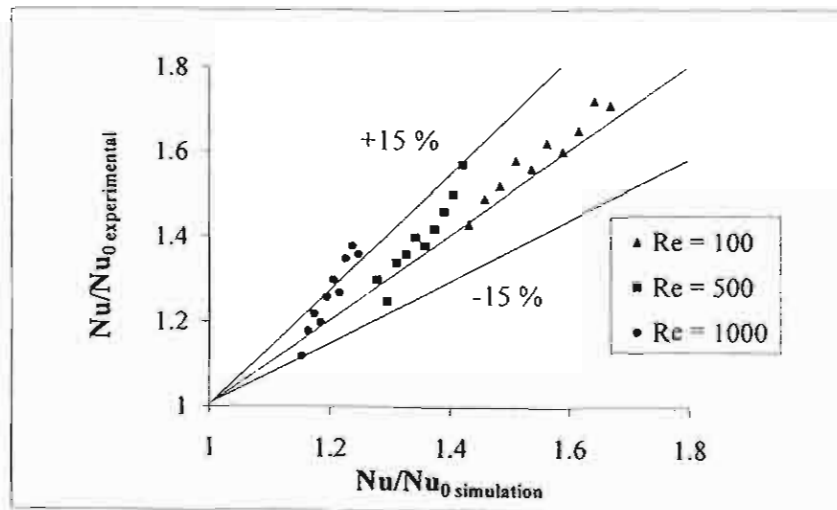


Fig. 10. Comparison of heat transfer enhancement.

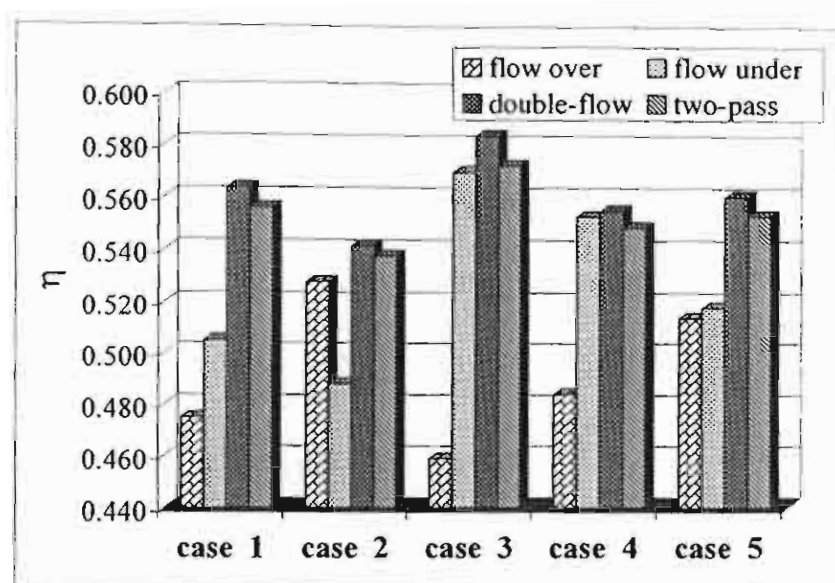


Fig. 11. Collector efficiency distributions of various categories ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 100$).

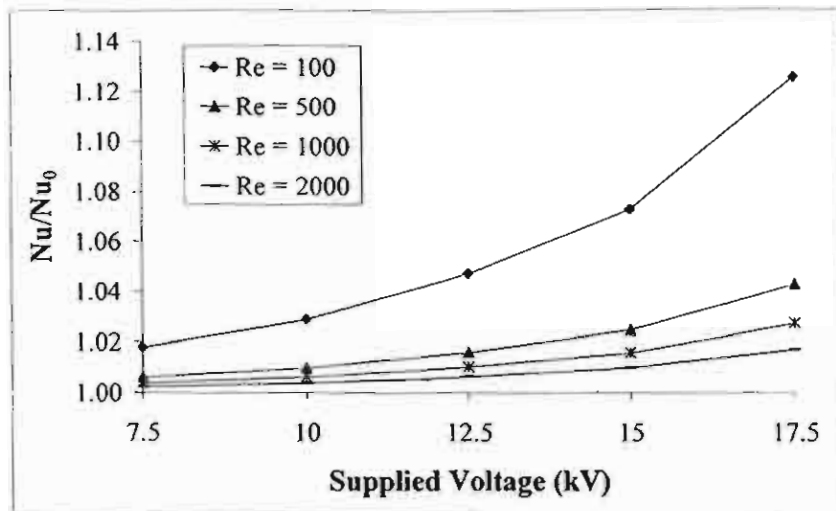


Fig. 12. Enhanced ratio at each Reynolds number.

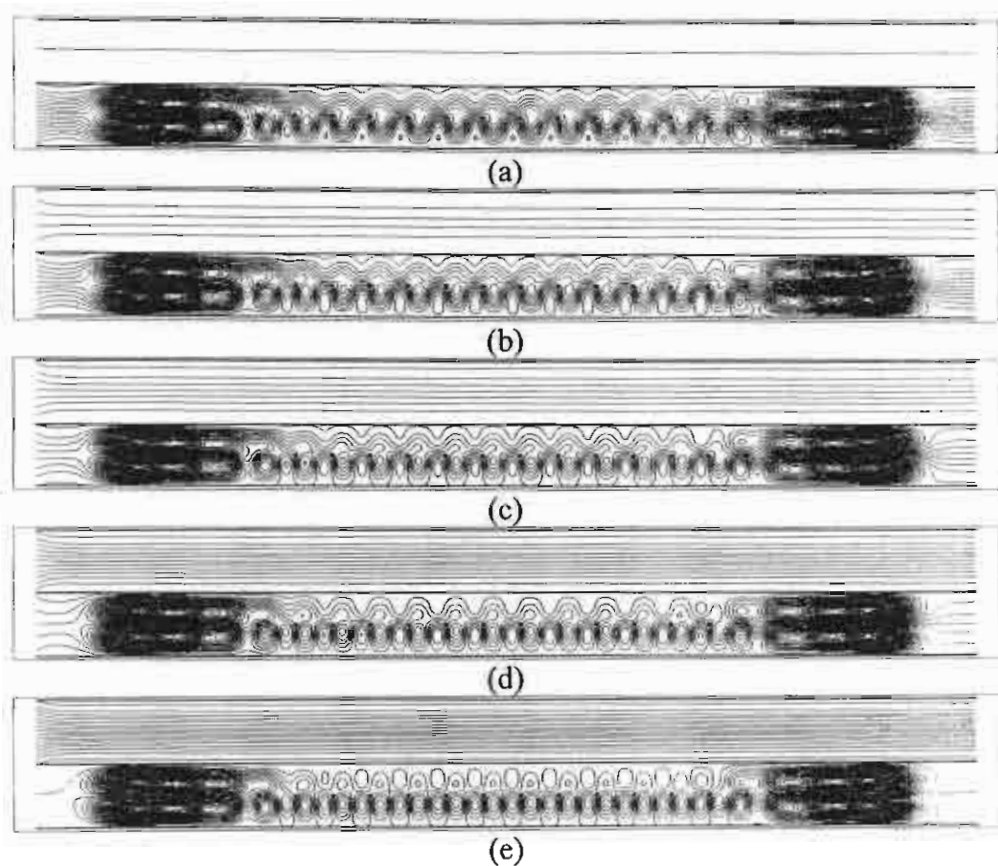


Fig. 13. Stream function contours of case 3 ($m_U / (m_U + m_L) = 10, 30, 50, 70$, and 90% , respectively).

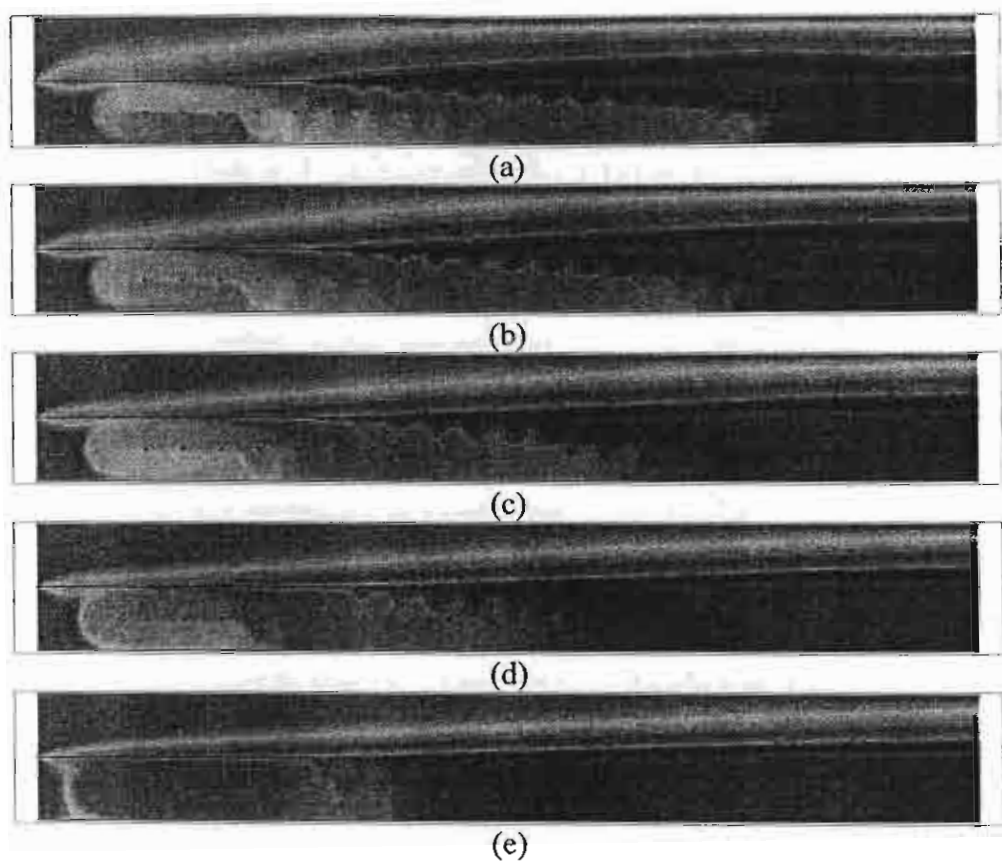


Fig. 14. Isotherm lines of case 3 ($m_U / (m_U + m_L)$) = 10, 30, 50, 70, and 90 %, respectively.

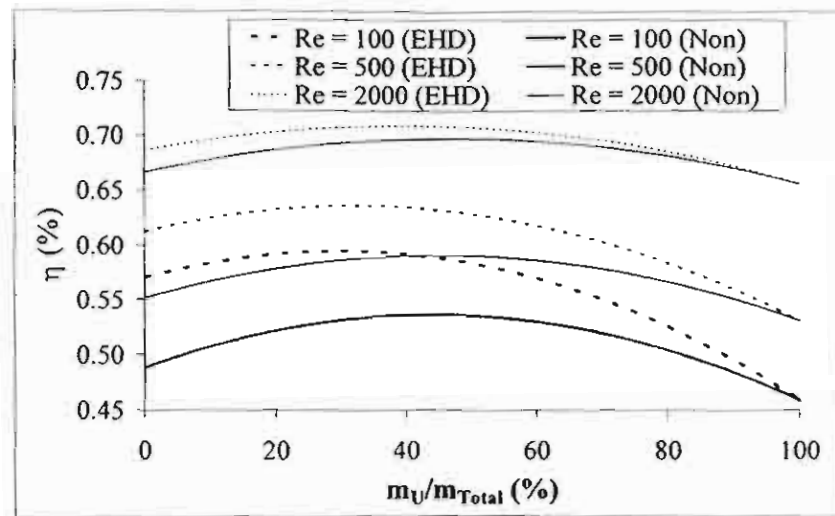


Fig. 15. Relation between collector efficiency and mass flow rate fraction ($q = 1000 \text{ W/m}^2$).

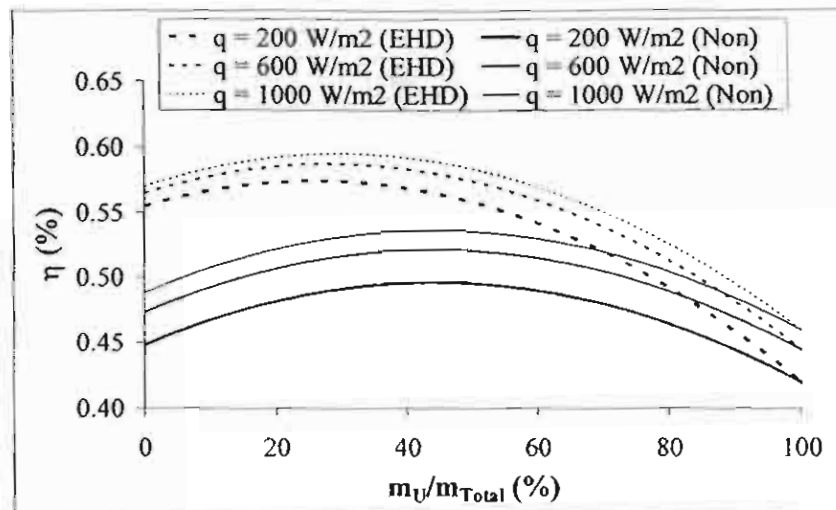


Fig. 16. Relation between collector efficiency and mass flow rate fraction ($Re = 100$).

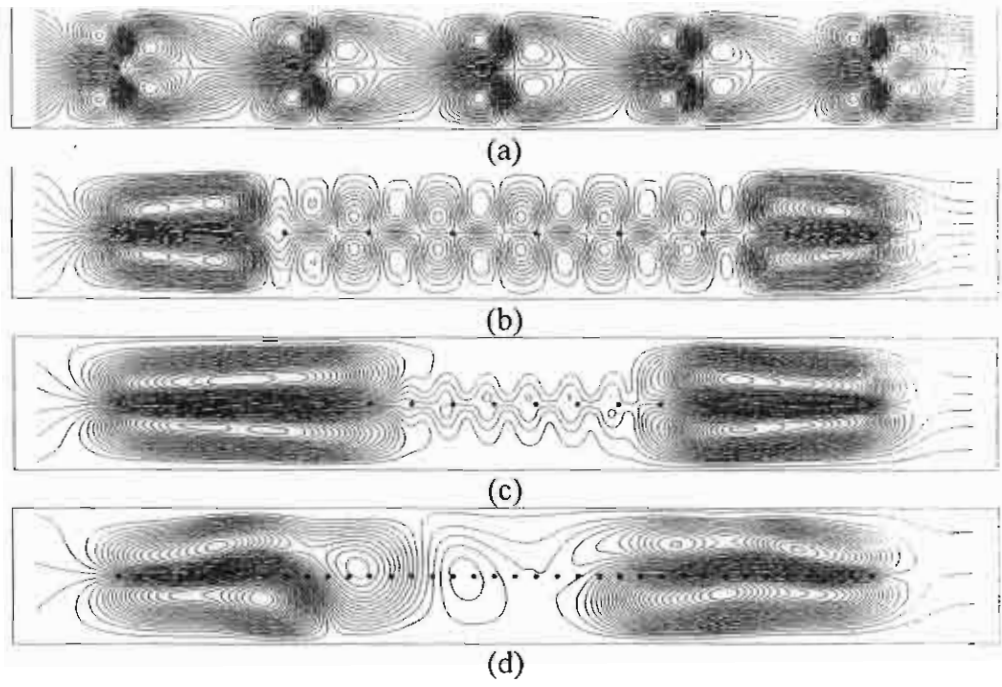


Fig. 17. Stream function contours of different numbers of electrodes ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 100$).

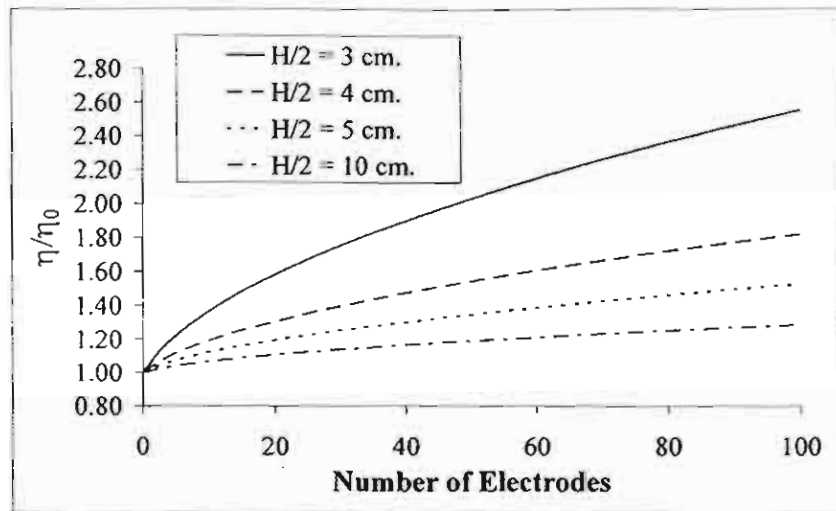


Fig. 18. Enhanced ratio distributions of each channel high ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 100$).

Effect of Electric Field on Heat Transfer Performance of Automobile Radiator at Low Frontal Air Velocity

S. Vithayasai and T. Kiatsiriroat

Department of Mechanical Engineering
Chiang Mai University, Chiang Mai 50200, Thailand

A. Nuntaphan

Mae Moh Training Center
Electricity Generating Authority of Thailand
Lampang 52220, Thailand

ABSTRACT

The effect of electric field on the performance of automobile radiator is investigated in this work. In this experiment, a louver fin and flat tube automobile radiator is mounted in a wind tunnel and there is heat exchange between a hot water stream circulating inside the tube and a cold air stream flowing through the external surface. The electric field is supplied on the airside of the heat exchanger and its supply voltage is adjusted from 0 kV to 12 kV.

From the experiment, it is found that the unit with electric field pronounces better heat transfer rate, especially at low frontal velocity of air. The correlations for predicting the air-side heat transfer coefficient of the automobile radiator, with and without electric field, at low frontal air velocity are also developed and the results agree very well with the experimental data.

Keywords: Automobile Radiator, Electric Field, Heat Transfer Enhancement, Heat Exchanger Testing

Submitted to Applied Thermal Engineering

Address of Correspondence and proof:

Prof. Dr. Tanongkiat Kiatsiriroat (T. Kiatsiriroat)

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering

Chiang Mai University

Chiang Mai 50200 Thailand

Tel. 6653-944144, Fax. 6653-944145, email: tanong@dome.eng.cmu.ac.th

INTRODUCTION

Automobile radiator, one type of cross flow heat exchanger, is an important part of vehicle engine. Normally, it is used as a cooling unit of the engine and water is a heat transfer medium. The heat exchanger configuration is louver fin and flat tube as shown in Fig.1. In some cases, the unit is also modified to be a heat recovery device or a heat exchanger in industrial processes because of its cheap price compared to other heat exchanger types and it is available in the market. For example, Kiatsiriroat et al. [1] used automobile radiators for recovering waste heat from flue gas of package boilers and the payback was less than 2 years. Nuntaphan and Kiatsiriroat [2,3] modified automobile radiators to be thermosyphon heat pipes and they were used as waste heat and coolness recovery devices.

Normally, the automobile radiator exchanges heat between hot water and cold air. Because of its low air-side thermal performance, the unit always attaches louver fins on the air-side surface to increase the heat transfer area. This kind of fin enormously increases the air-side heat transfer coefficient, especially at high Reynolds number of the air stream. There are many researchers investigated the air-side thermal performance of louver fin and tube. Chang and Wang [4] and Chang et al. [5] collected many testing data of louver fin and tube heat exchangers and developed the generalized correlations for predicting the heat transfer coefficient and the air stream pressure drop in this heat exchanger type.

However, at low Reynolds number of the air stream, the heat transfer performance is rather low. One promising method to increase the heat transfer is operating the unit under an electric field. The use of electric field or electrohydrodynamic (EHD) enhancement method generates high voltage force to exert

the fluid particles at the surface thus higher heat transfer rate is obtained. Moreover, the electrical power consumption is very low compared to the boosted heat rate and the pressure drop of fluid flow is very small. Fig. 2 shows the basic principle of the EHD enhancement heat transfer technique. As seen in the figure, when high voltage is supplied at an electrode, there is corona wind generating around the electrode and the ion wind produced by ionization of air near the electrode are drifted out of the electrode. The ions transfer momentum to the air molecules by collisions. Therefore, the small turbulences of air stream occur.

Many research works reported that the electric field can increase the air-side thermal performance of heat exchanger. For example, Wangnipparnto et al. [6,7] used the electric field to pronounce the heat transfer rate of the thermosyphon heat exchanger at low Reynolds number. Kui [8] studied the performance of air to air heat pipe under the electric field and developed the heat transfer model for the equipment. Allen and Karayiannis [9] presented the effect of electric field on single phase and two phase heat transfer. They showed that the heat transfer rate increased significantly due to the electric field.

The objective of this research is to study the air-side performance of automobile radiator operating under electric field at low air velocity. The results from this work can make the unit be more applicable in a wider operating range.

EXPERIMENTAL SET-UP

Fig. 3 shows a schematic sketch of the experimental apparatus. An automobile radiator is mounted in a wind tunnel and there is heat exchange between hot water flowing in the tube-side and air stream flowing across the heat exchanger. Note that, the

velocity of the air stream is measured by a standard nozzle and controlled by a frequency inverter which control the air blower speed. The inlet and the outlet temperatures of the air and the hot water at the automobile radiator are measured by a set of K-type thermocouples having $\pm 0.1^\circ\text{C}$ accuracy. The flow rate of the hot water is measured by a flow meter having ± 0.1 l/min accuracy. The inlet temperature of water is controlled by a temperature controller. In this experiment, the electric field is installed in front of the automobile radiator and Figs. 4-5 show the electrode position and the automobile radiator dimensions, respectively.

In the experiment, the frontal velocity of the air stream is varied from 0.5 to 2.1 m/s. The inlet temperature of the air is 25°C . The flow rate and the inlet temperature of the water are kept constant at 20 l/min and 75°C respectively. The supply voltage of the electric field is controlled by a high voltage generator and in this experiment it is varied from 0 to 12 kV.

Note that, all of the experimental data are collected under the steady state condition and they are used for calculating the heat transfer performance of the automobile radiator.

DATA REDUCTION

In this experiment, the hot water flowing inside the tube transfers heat to the outside air flowing in the wind tunnel. The air-side and the tube-side heat transfer rates can be calculated as

$$Q_a = \dot{m}_a C p_a (T_{ao} - T_{ai}), \quad (1)$$

$$Q_w = \dot{m}_w C p_w (T_{wi} - T_{wo}). \quad (2)$$

Where Q_a and Q_w are the heat transfer rates at the air and the water streams, respectively. The mathematical average of the heat transfer rate is

$$Q_{ave} = 0.5(Q_a + Q_w). \quad (3)$$

The performance of the heat exchangers is analyzed by the conventional ε - NTU technique and the effectiveness, ε , is defined as

$$\varepsilon = \frac{Q_{ave}}{(\dot{m}Cp)_{min}(T_{wi} - T_{ai})}. \quad (4)$$

The relationship of the effectiveness to the number of transfer unit (NTU) and the minimum heat capacity flow rate, $(\dot{m}Cp)_{min}$, at the air side could be (ESDU [10]):

$$\varepsilon = \frac{1}{C^*} \left[1 - e^{-C^*(1-e^{-NTU})} \right], \quad (5)$$

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}Cp)_{min}}, \quad (6)$$

$$C^* = \frac{(\dot{m}Cp)_{min}}{(\dot{m}Cp)_{max}}. \quad (7)$$

With eqns(4) and (5) the total heat transfer coefficient, UA , could be evaluated. The total heat transfer coefficient can also be obtained from the following overall resistance as:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_o h_o A_o} + \frac{\delta}{k_t A_t} + \frac{1}{h_i A_i}. \quad (8)$$

Where h is heat transfer coefficient, A is surface area, d is tube diameter, k_t is thermal conductivity of tube wall, δ is wall thickness, η_o is surface efficiency and the subscripts o, i, t denote the air-side, the tube-side and the tube wall respectively. The tube-side heat transfer coefficient can be calculated from Gnielinski correlation [11] as

$$h_i = \left(\frac{k_w}{d_i} \right) \frac{(Re_{Di} - 1000) Pr (f_i / 2)}{1 + 12.7 \sqrt{f_i / 2} (Pr^{2/3} - 1)}, \quad (9)$$

$$f_i = [1.58 \ln(Re_{Di}) - 3.28]^{-2}. \quad (10)$$

Re_{Di} is tube-side Reynolds number based on tube hydraulic diameter. The relation of the surface efficiency in eq. (8) to the fin efficiency η is

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta), \quad (11)$$

$$A_o = A_f + A_b. \quad (12)$$

A_o is total surface area of finned tube, A_f is surface area of fin, A_b is surface area of the bare tube. The fin efficiency η can be approximated from the Schmidt approximation [12] as:

$$\eta = \frac{\tanh(ml)}{ml}, \quad (13)$$

where

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f f_i}}, \quad (14)$$

k_f is thermal conductivity of the fin, l is fin length and f_i is fin thickness. With the values of h_o , A_o , and the wall properties and dimensions, the air-side heat transfer coefficient could be estimated and it could be set in the form of Nusselt number as

$$Nu = \frac{h_o d_o}{k_a}. \quad (15)$$

Nu is Nusselt number, d_o is outside diameter of tube based on hydraulic diameter and k_a is air thermal conductivity.

RESULTS AND DISCUSSION

Performance Analysis

The heat transfer rates of the automobile radiator with and without electric field are shown in Fig. 6. Note that, the high voltage supplies are 0 kV(no electric field), 4 kV, 8 kV and 12 kV. The results show that the heat transfer rates of all cases increase with the air stream velocity. It is also found that, the electric field can enhance the heat transfer rate especially at low frontal air velocity and higher the voltage supply results in higher the heat transfer rate. At low frontal air velocity, the electric field puts a force to the fluid particles at the heat transfer surface thus the heat transfer between the heating surface and the flowing air is better. For high air velocity, the heat transfer coefficient highly depends on the velocity therefore the electric field slightly affects the heat transfer. When the frontal velocity is over 1.6 m/s, the improvement is not significant. It could be noted that, the turbulence in the air stream increases with the corona wind which comes from the high supply voltage. Therefore, higher the voltage input gives higher the heat transfer enhancement.

Fig. 7 shows the heat transfer coefficient of the automobile radiator. The result agrees well with those of Fig. 6. The air-side heat transfer coefficient increases with the supply voltage. Note that the supply voltage should not be too high from 12 kV due to the breakdown voltage. Again, at high frontal velocity, the heat transfer coefficients of all cases are nearly the same. The phenomena are similar to the other studies those use electric field to enhance heat transfer in thermosyphon heat exchanger (Wangnipparnto et al. [6,7]).

Fig. 8 shows the pressure drop in the air stream. It is found that the electric field affects the pressure drop only slightly for all testing velocities. Moreover, it is found that this technique consumes very electrical power as shown in Fig. 9.

From the experiments, it could be noticed that the number of the electrodes has slightly effect on the thermal characteristics of the heat exchanger.

Mathematical Models

Mathematical models for predicting the heat transfer coefficient of the automobile radiator with and without the electric field at low Reynolds number are also developed. The heat transfer coefficient is set in the term of Nusselt number as defined in Eq. 15. When there is no electric field, an empirical model is

$$Nu_{NON\_EHD} = [10.145 \ln(Re_{Do} - 46.081)] Pr^{0.33}, \quad (16)$$

$$Re_{Do} = \frac{\rho_a v_{max} d_o}{\mu_a}, \quad (17)$$

$$Pr = \frac{Cp_a \mu_a}{k_a}, \quad (18)$$

where $100 \leq Re_{Do} \leq 600$.

The Reynolds number in Eq. 17 is calculated from the maximum velocity (v_{max}) and the outside hydraulic diameter of the flat tube (d_o).

Fig. 10 shows a comparison of Nusselt number from the experiment and that from the model. It is found that both results agree very well.

The mathematical model of the Nusselt number when the heat exchanger is operated under the electric field could be correlated as

$$\frac{Nu_{EHD}}{Nu_{NON\_EHD}} = 2.1245 Re_{Do}^{-0.1162} \left(\frac{V_s}{V_{s,max}} \right)^{0.0528}, \quad (19)$$

where V_s is supply voltage and $V_{s,max}$ is breakdown voltage. In this experiment the breakdown voltage is 13.6 kV.

Fig. 11 shows the comparison of the Nusselt number from the experiment and that from the model when the electric field is taken. It is found that the model results agree very well with those of the experiment within $\pm 10\%$.

CONCLUSION

From the study, the major conclusions are as follows:

1. The electric field can enhance the heat transfer rate of the automobile radiator especially at low frontal air velocity. When the frontal air velocity is over 1.6 m/s, the electric does not show a significant effect on the thermal performance.
2. The degree of heat transfer enhancement is due to the supply voltage of the electric field. Higher the voltage supply results in higher the heat transfer rate. The supply voltage should not be too far from 12 kV due to the breakdown voltage.
3. The developed mathematical models could be used to predict the air-side heat transfer coefficient of the automobile radiator at low air velocity, with and without electric field. The results agree very well with those of the experiment.

ACKNOWLEDGEMENT

The authors gratefully acknowledge the support provided by the Thailand Research Fund for carrying out this study.

REFERENCE

1. T. Kiatsiriroat, The application of automobile radiator in waste heat recovery process, Final Report, EPPO, Thailand, 2004.
2. A. Nuntaphan, T. Kiatsiriroat, Performance of thermosyphon heat exchanger modified from automobile radiator, 18th Conf. of Mechanical Engineering Network of Thailand, Thailand, 2004.
3. A. Nuntaphan, T. Kiatsiriroat, Application of thermosyphon heat exchanger in coolness recovery process of air-conditioning system, 3rd Conf. of Energy, Heat and Mass Transfer in Thermal Equipment, Thailand, 2004.
4. Y. J. Chang, C. C. Wang, A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, Int. J. Heat Mass Transfer, 40(3), 533-544, 1997.
5. Y. J. Chang, K. C. Hsu, Y. T. Lin, C. C. Wang, A generalized friction correlation for louver fin geometry, Int. J. Heat Mass Transfer, 43, 2237-2243, 2000.
6. S. Wangnipparnto, J. Tiansuwan, S. Jiracheewanun, T. Kiatsiriroat, C. C. Wang, Air side performance of thermosyphon heat exchanger in low Reynolds number region: with and without electric field, Energy Conversion and Management, 43, 1791-1800, 2002.

7. S. Wangnipparnto, J. Tiansuwan, T. Kiatsiriroat, C. C. Wang, Performance analysis of thermosyphon heat exchanger under electric field, *Energy Conversion and Management*, 44, 1163-1175, 2002.
8. L. Kui, The enhancing heat transfer of heat pipe by electric field, *Proc. 7th Int. Heat Pipe Conf.*, Begell House, 563-567, 1993.
9. P. H. G. Allen, T. G. Karayiannis, Electrohydrodynamic enhancement of heat transfer and fluid flow, *Heat Recovery and CHP*, 15(5), 389-423, 1995.
10. ESDU International plc., Effectiveness – NTU relationships for the design and performance evaluation of two-stream heat exchangers, ESDU Item 86018, 1991.
11. V. Gnielinski, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chemical Engineering*, 16, 359-368, 1976.
12. Th. E. Schmidt, Heat transfer calculation for extended surfaces, *Refrigeration Engineering*, 351-357, 1949.

NOMENCLATURE

A	Area (m^2)
C_p	Specific heat (J/kgK)
d_i	Inside diameter of bare tube (mm)
d_o	Outside diameter of bare tube (mm)
f_t	Fin thickness (mm)
h	Heat transfer coefficient ($\text{W/m}^2\text{K}$)
k	Thermal conductivity (W/mK)
l	Fin length (m)
$\dot{m}$	Mass flow rate (kg/s)
NTU	Number of transfer unit
Nu	Nusselt Number
P	Pressure (Pa)
Pr	Prandtl number
P_s	Electrical power supply (W)
Q	Heat transfer rate (W)
Re_D	Reynolds number
T	Temperature ($^{\circ}\text{C}$)
v_a	Frontal velocity of air (m/s)

v_{max}	Maximum velocity (m/s)
V_s	Voltage supply (kV)
$V_{s,max}$	Break down voltage (kV)

Greek symbols

δ	Tube thickness
ε	Effectiveness
η	Efficiency
μ	Dynamic viscosity (Pas)
ρ	Density (kg/m ³)

Subscripts

a	Air
b	Bare tube
f	Fin
i	Inlet, tube side
o	Outlet, air side
w	Water

CAPTION OF FIGURES

Fig. 1. Louver fin and flat tube automobile radiator.

Fig. 2. Basic principle of EHD enhancement heat transfer.

Fig. 3. The schematic sketch of the experimental apparatus.

Fig. 4. The arrangement of electrodes.

Fig. 5. Schematic sketch and dimensions of the automobile radiator.

Fig. 6. Effect of EHD on heat transfer rate of automobile radiator.

Fig. 7. Effect of EHD on airside heat transfer coefficient of automobile radiator.

Fig. 8. Pressure drop of the automobile radiator.

Fig. 9. Electrical energy consumption of EHD enhancement technique.

Fig. 10. Comparison of Nusselt numbers from the experiment and the model when there is no electric field.

Fig. 11. Comparison of Nusselt number from experiment and model in case of a presence of electric field.

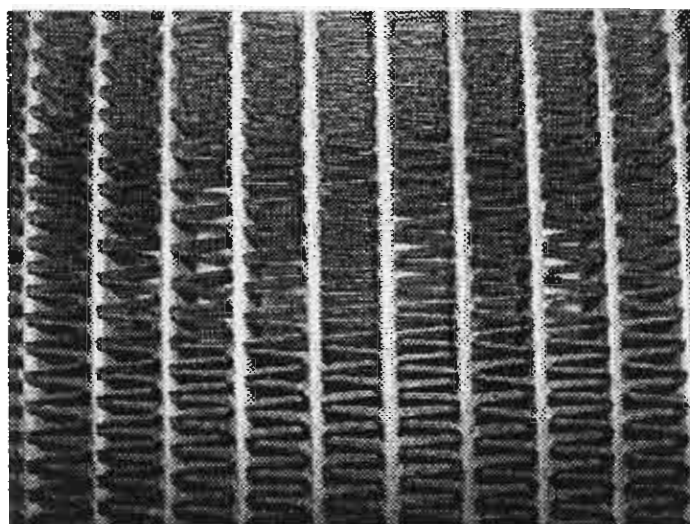


Fig. 1. Louver fin and flat tube automobile radiator.

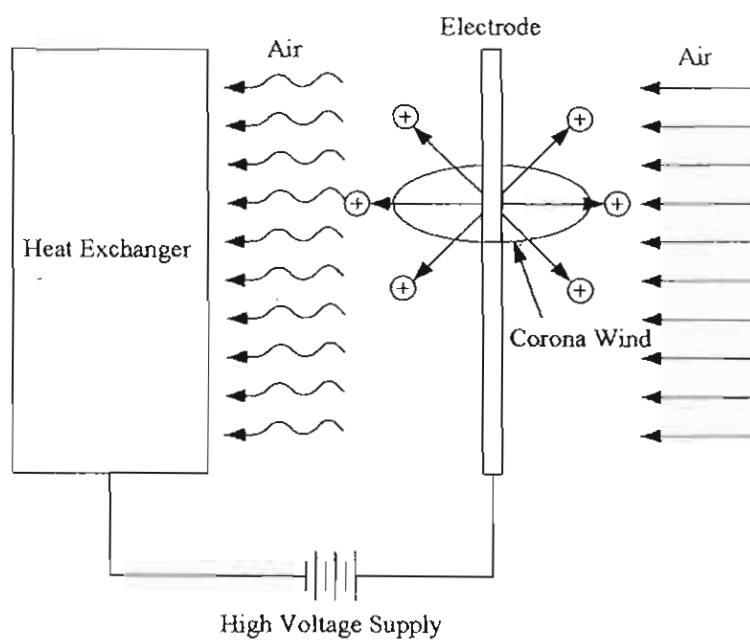


Fig. 2. Basic principle of EHD enhancement heat transfer.

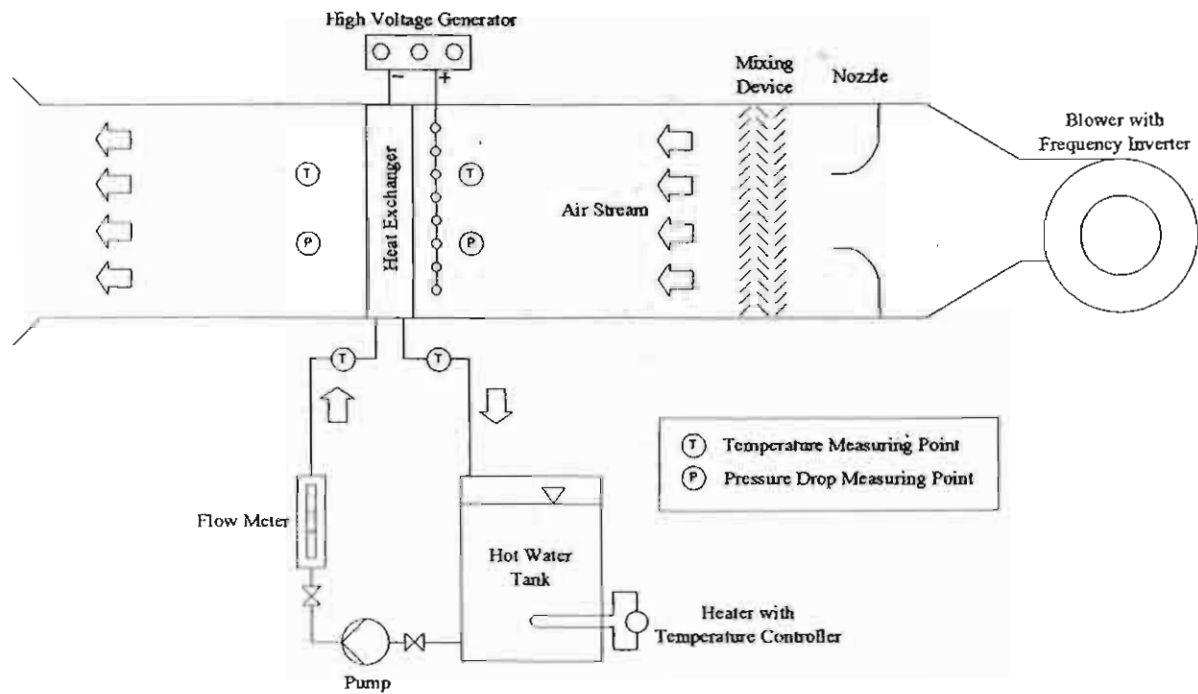


Fig.3. The schematic sketch of the experimental apparatus.

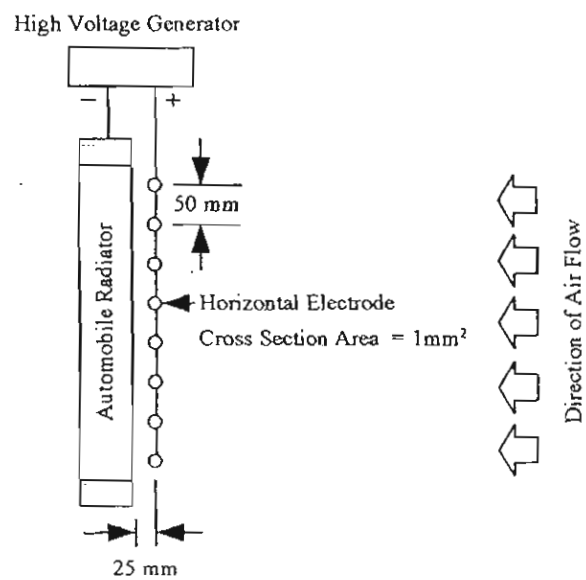


Fig. 4. The arrangement of electrodes.

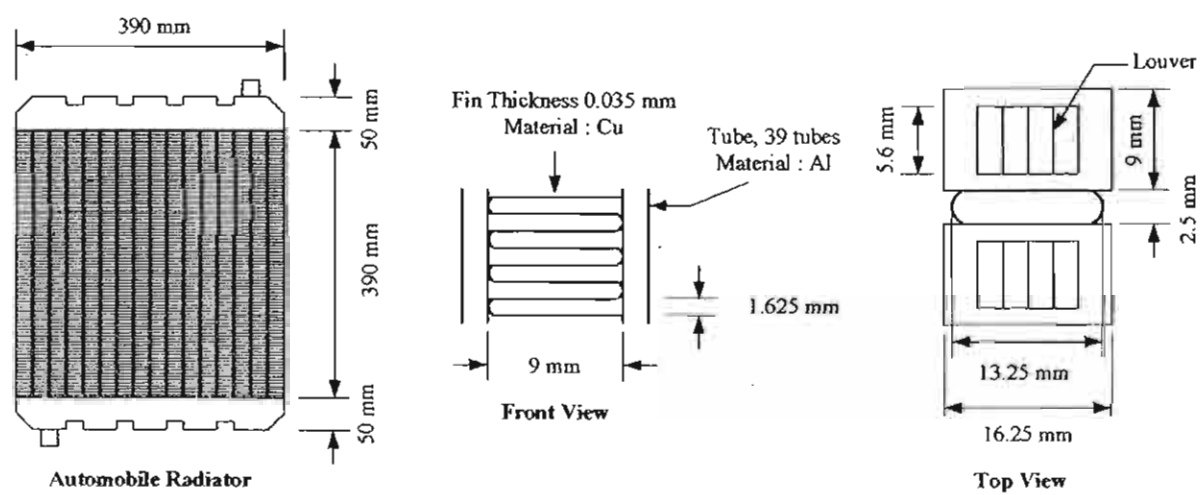


Fig. 5. Schematic sketch and dimensions of the automobile radiator.

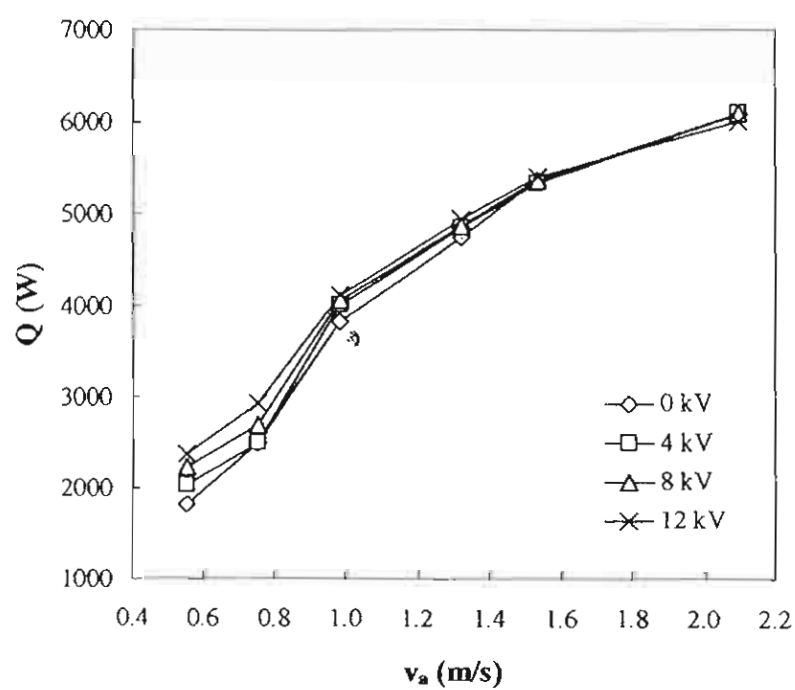


Fig. 6. Effect of EHD on heat transfer rate of automobile radiator.

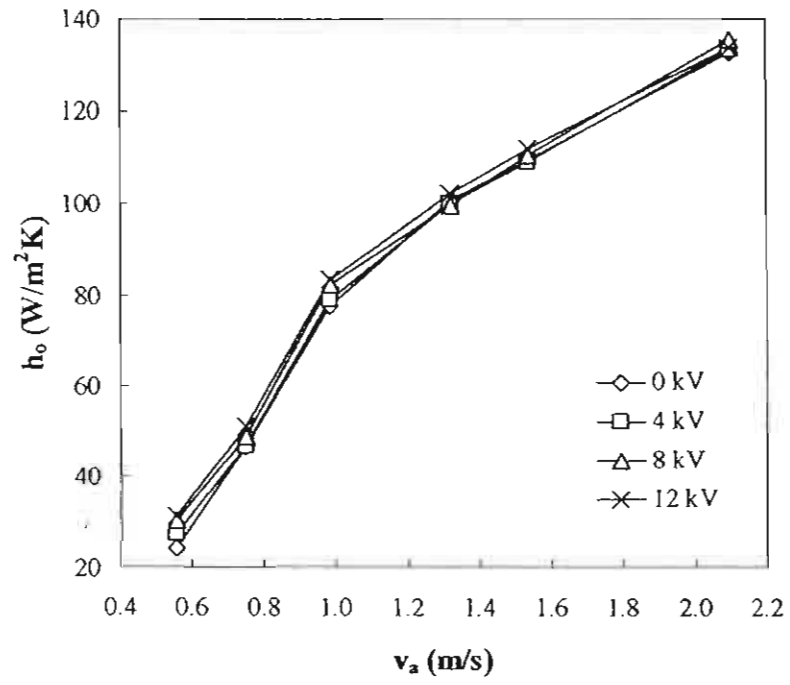


Fig. 7. Effect of EHD on airside heat transfer coefficient of automobile radiator.

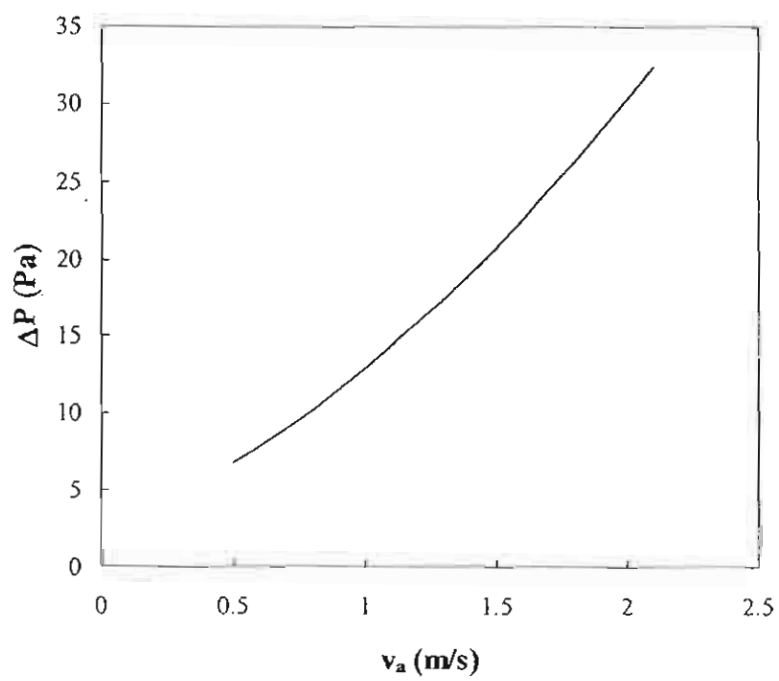


Fig. 8. Pressure drop of the automobile radiator.

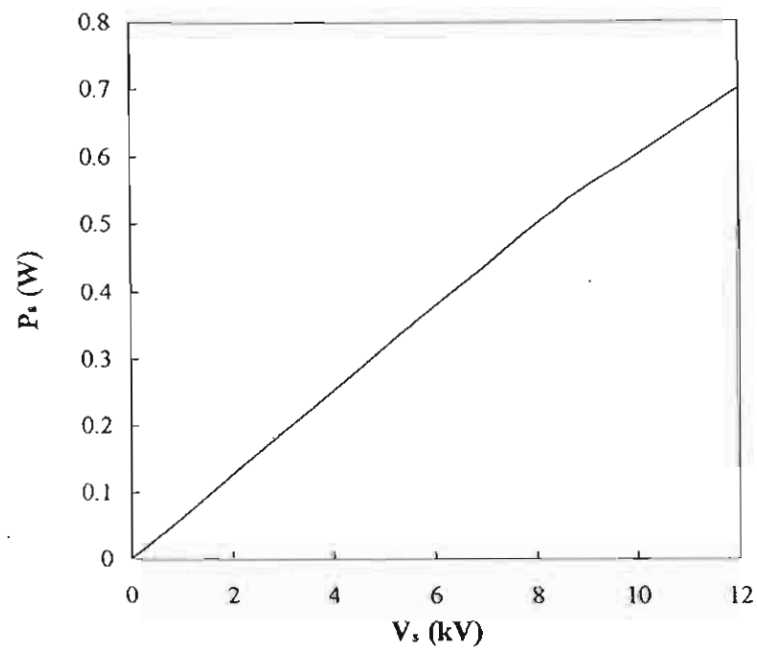


Fig. 9. Electrical energy consumption of EHD enhancement technique.

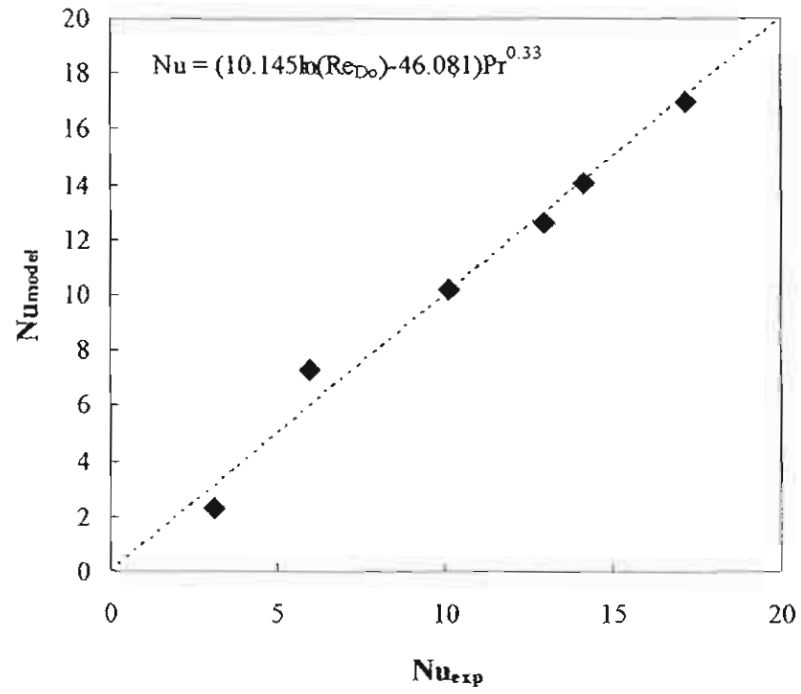


Fig. 10. Comparison of Nusselt numbers from the experiment and the model when there is no electric field.

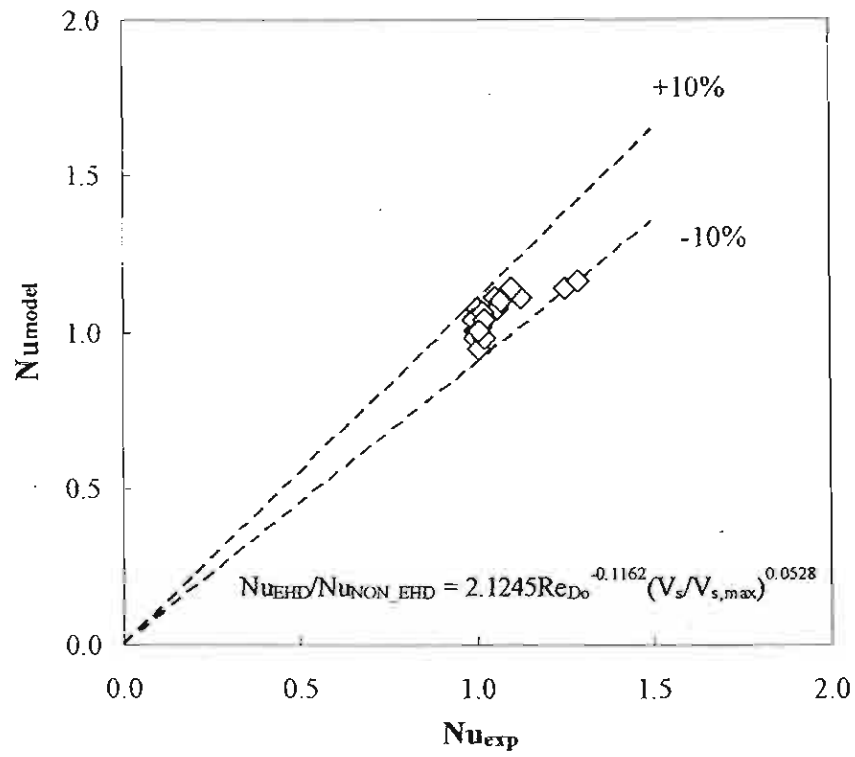


Fig. 11. Comparison of Nusselt number from experiment and model
in case of a presence of electric field.



A Comparison of EHD Enhancement Heat Transfer in the Circular and Elliptic Tube Bank

N. Kasayapanand¹, J. Tiansuwan¹, W. Asvapoositkul², and T. Kiatsiriroat³

¹School of Energy and Materials, King Mongkut's University of Technology Thonburi, Bangkok 10140, Thailand

²Department of Mechanical Engineering, King Mongkut's University of Technology Thonburi, Bangkok 10140, Thailand

³Department of Mechanical Engineering, Chiang Mai University, Chiang Mai 50000, Thailand

Abstract

Laminar forced convection across the circular and elliptic tube bank with six different wire electrode arrangements are numerically examined for heat transfer enhancement using electrohydrodynamic (EHD) technique. The electric field is generated by the wire electrodes that charged with DC high voltages ranging from 7.5 to 17.5 kV. Reynolds number corresponding to the flow considered is between 100 and 1500. The numerical modeling of computational fluid dynamic includes the interactions among the electric field, flow field, and temperature field. It is found that the heat transfer is significantly enhanced by EHD at low Reynolds number and the short distance between the wire electrodes and the tube surface from which optimized electrode arrangements are investigated for aligned and staggered tube configuration. However, at higher S_r/D and lower S_t/D , the model shows different results. The value Nu/Nu_0 of aligned configuration increases from row to row and appears to be equivalent with those of staggered configuration. Heat transfer in the elliptic tube bank increases with the major-minor axis ratio. Most of categories of electrode arrangements in the elliptic tube bank show the better heat transfer enhancement than the circular tube bank.

1. Introduction

To improve the performance of a heat exchanger and enhancement of heat transfer are the important aspects to be considered. The enhancement technique utilizing electric field, which is based on electrostatic force due to space charge or polarization of dielectric fluid, can be one of the most promising methods among various active techniques because of its several advantages, for examples, a quick response to the control of flow, significant increase in the heat transfer rate, simplified implementation using only transformer and electrodes, and small consumption of electric power. This technique is frequently called electrohydrodynamic (EHD) method of heat transfer which refers to the interdisciplinary field and deals with subjects concerning the interactions between electric field, flow field, and temperature field. For the typical EHD phenomena in gases, the ionic wind is generated from the wire electrode to the heat transfer surface

propelled by the Coulomb force due to the space charge.

There are some studies relating to the effect of the ionic wind in electrostatic field, for instances, Yabe et al. [1] in which the investigation is conducted on a corona wind between wire and plate electrodes. Franke and Hogue [2] studied heat transfer from horizontal tube with the corona discharge. In a forced convection field, the EHD-induced flow taking place owing to the interaction between the ionic wind and the primary flow which increases the convective heat transfer coefficient from the wall surface. This phenomenal characteristic is confirmed by Yamamoto and Velkoff [3]. The report of Velkoff and Godfrey [4] on the heat transfer over a horizontal flat plate with parallel wire electrodes suggested that the ionic winds promote the mixing of the primary flow resulting to the increase of heat transfer coefficient. Tada et al. [5] and Mathew and Lai [6] both unveiled the fundamental mechanism of heat transfer augmentation in a two-dimensional rectangular duct in this experimental and

numerical work. Wangnipparnto et al. [7] and Jiracheewanun et al. [8] reported that the corona wind augmented heat transfer coefficient of air flow in the laminar Reynolds number region through the tube bank. And the current work, Kasayapanand et al. [9] investigated the numerical results of the effect of electrode arrangements in tube bank on the characteristics of heat transfer enhancement. Hence, using electric field to enhance heat transfer becomes one of the promising solutions for the heat transfer enhancement for an air flow. There has been some interest in carrying out the calculations for elliptic cylinders because it's advantage in heat transfer characteristic. Since these include the problems of the circular cylinder and flat plate as limiting cases. For flows about elliptic cylinders, references have been made by Davidson and Riley [10], Riley and Wybrow [11], and Badr and Kocabiyik [12].

This current work explains the mechanisms of EHD by considering electrostatic forces exerting to an air flowing across the circular and elliptic tube bank in both aligned and staggered configurations. Governing equations of EHD phenomena and corresponding boundary conditions are formulated. The mathematical model has been carried out to investigate the EHD-enhanced secondary flow and heat transfer coefficient in a two-dimensional free stream with six categories of the wire electrode arrangements. The wire electrodes charged with a DC high voltage are placed in the tube bank, which are installed around the tube. The characteristics of the electric field combined with the flow field and the temperature field are discussed in conjunction with the parameters comprising of velocity at the inlet, the supplied voltage at the wire electrode, the ratio of S/D, number of rows, tube surface temperature, tube shape, and the electrode arrangements.

2. Theoretical analysis

The governing equations for the EHD force per unit volume F_E generated by the electric field with strength E in a fluid of dielectric permittivity ϵ , density ρ , and uniform temperature T can be expressed as (Landau and Lifshitz [13])

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

In the symbolic notation, vectors are designated by bold-faced letters, while scalars are denoted by italic letters. Where q is the electric charge density in the fluid. The first term of the right qE is the Coulomb force exerted by electric field upon the free charge or electrophoretic component. While the second and the third term corresponds to the dielectrophoretic and electrostrictive forces on and within the fluid.

Eq. (1) is then included in the Navier-Stokes equation, by assuming, incompressible fluid, the conservation of momentum is expressed as

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

The vector g is the gravitational force per unit volume, P is the local fluid pressure and the last term in the right-hand side of equation represents the viscous terms.

Introducing the vorticity ω as

$$\omega = \nabla \times v. \quad (3)$$

To get the vorticity transport equation in two-dimensional flow, the momentum equation can be rewritten in terms of the vorticity defined above as

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + (v \cdot \nabla) \omega = \nu \nabla^2 \omega - (E \times \nabla) q. \quad (4)$$

The stream function (ψ) is defined such that

$$v_x = \frac{\partial \psi}{\partial y}, \quad v_y = -\frac{\partial \psi}{\partial x}. \quad (5)$$

The vorticity transport equation can be obtained from Eqs. (4) and (5) further gives

$$\nabla^2 \psi = -\omega. \quad (6)$$

When attention is brought onto the energy equation of this system, without viscous dissipation effect, the energy equation can be written as

$$\frac{dT}{dt} = \alpha \nabla^2 T + \frac{\sigma_r E^2}{\rho c_p} \quad (7)$$

These systems requires appropriate and sufficient boundary conditions for the flow and temperature fields which are given by

$$x=0, \omega=0, \psi=U_i y, T=T_i, \quad (8a)$$

$$x=L, \frac{\partial \omega}{\partial x}=0, \frac{\partial \psi}{\partial x}=0, \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}=0, \quad (8b)$$

$$y=-\frac{S_r}{2}, \omega=0, \psi=-U_i \frac{S_r}{2}, \frac{\partial T}{\partial y}=0, \quad (8c)$$

$$y=\frac{S_r}{2}, \omega=0, \psi=U_i \frac{S_r}{2}, \frac{\partial T}{\partial y}=0, \quad (8d)$$

at the channel exit, gradients of stream function, vorticity, and heat flux are set to zero. These boundary conditions are less restrictive and are widely accepted, and at the tube surface,

$$\omega = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial n^2}, \psi = \text{constant}, T = T_w. \quad (8e)$$

Where n is the outward perpendicular direction from the tube curve surface. In addition to the conditions above, a uniform flow is specified at the inlet boundary as well as the non-slip and constant temperature conditions are employed around the tube wall surfaces.

Maxwell equations for the electric field corresponding to the setup are as the followings

$$\nabla \cdot \epsilon E = q, \quad (9)$$

the strength E is given by

$$E = -\nabla V. \quad (10)$$

As the current is conserved over the domain of calculation, the current continuity equation is given by

$$\nabla \cdot J + \frac{\partial q}{\partial t} = 0, \quad (11)$$

the current density J is given by

$$J = qv + \sigma_r E + (v \cdot \nabla)(\epsilon E) - D_r \nabla q. \quad (12)$$

Combine Eqs. (9) to (12), one can obtain

$$\nabla^2 V = -\frac{q}{\epsilon} \quad (13)$$

$$q^2 = \epsilon(E \cdot \nabla q). \quad (14)$$

The boundary conditions required for solving Eqs. (13) and (14) are

$$V = V_0, \text{ at each wire electrodes,} \quad (15a)$$

$$V = 0, \text{ along the circumference,} \quad (15b)$$

$$E_y = 0, \text{ along the symmetry line.} \quad (15c)$$

Electrical potential and space charge density are determined by iterating Eq. (13) and Eq. (14) starting with an assumed value of space charge density at the wire electrode (q_0). The validity of the solution is affirmed by comparing the predicted total current to the measured current at the corresponding voltage. If they are different, Eqs. (13) and (14) will be recalculated by using the new space charge at the wire electrode. The iteration keeps repeating until the convergence is obtained.

For forced convective flow across the tube bank, maximum velocity of the fluid at the minimum flow-path area is essential to obtain the heat transfer coefficient. Where U_i is the free stream velocity entering to the tube bank, the Reynolds number based on the maximum velocity is

$$Re = \frac{U_{max} D}{\nu} \quad (16)$$

In terms of heat transmission characteristic (Eckert and Soehngen [14], Dennis et al. [15], Karniadakis [16], Chun and Boehm [17], and Fu and Tong [18]), the local heat transfer coefficient in term of the local Nusselt number of the laminar sublayer near tube surface is simply given by

$$Nu_\theta = \frac{Dh}{k} = \frac{Dq}{k(T_w - T_m)} = \frac{D(\partial T / \partial \bar{n})}{(T_w - T_m)}. \quad (17)$$

From which the average heat transfer coefficient around the circumference of tube can be determined such that

$$Nu = \frac{1}{2\pi} \oint_s \frac{D(\partial T / \partial \bar{n})}{(T_w - T_m)} d\theta \quad (18)$$

3. Mathematical modeling

Several models have been proposed for the calculation of the electric field and charge density distribution in a wire-plate precipitation system using the finite difference method (McDonald et al. [19] and Lawless and Sparks [20]). The main drawback of the finite difference method is the difficulty in the construction of the computational grid, which should be orthogonal to avoid complexity of the equations, and also must be significantly finer than the wire radius to produce grid-independent results, especially near the wire (Kallio and Stock [21]). In case of cartesian grids, this technique can reduce the computer time demands, but the problem of matching the Cartesian grid lines and the circular surface of the wire remains. On the other hand, orthogonal curvilinear grids require special algorithms to construct, but they can be fitted to all the field space boundaries and easily achieve the desired resolution near the wire with considerably less total number of nodes. Recently, Lami et al. [22] used a semi-analytical procedure to construct such a grid, and developed a time dependent formulation to progressively solve the electric potential and charge density with the finite difference method. Anagnostopoulos and Bergeles [23] and Talaie et al. [24] have developed a mathematical model to evaluate the electric field and ion charge density in wire-plate electrostatic precipitators.

The illustration of computational domain and boundary conditions of air stream flowing across 4 rows of the circular tube bank as shown in Figure 1(a). The ratios of S/D and S_p/D in this illustration is 3 and each tube is maintained at a uniform temperature $T_w = 400$ K and is electrically grounded. Air at a uniform velocity U_i and temperature $T = 300$ K is introduced at the inlet. Two-dimensional analysis is applied in this paper and the computational domain is shown as the shaded area in the figure. The graphic of grid generation for calculations is shown in Figure 1(b). This paper used grid generation method to convert the physical plane (x, y) into the computational plane in curvilinear coordinates (ζ, η) by Poisson's equation. All

equations can be non-dimensionalized and the numerical calculation could be carried out with the computational grid (321 x 33) by using grid generation and a non-dimensional time step of 5×10^{-4} as to ensure numerical stability and accuracy from previous literatures (Tada et al. [5] and Mathew and Lai [6]). Since the radius of the wire electrode (10⁻⁴ m) is sufficiently small in the comparison to grid spacing (1.25×10^{-3} m). Therefore, it is allowable to treat the wire as a nodal point.

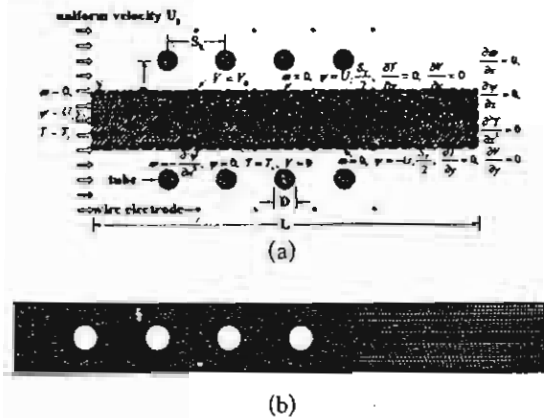


Figure 1 Air stream flowing across the circular tube bank in cross flow direction.

The numerical calculation is then carefully carried out; the detail of calculation procedure is shown in Figure 2. Firstly, we must assuming q_0 at the wire electrode. The electric field and the charge density distribution are obtained responding to Eqs. (13) and (14) by finite difference technique and successive over relaxation method. Embarking an up-wind difference scheme on velocity field at all nodes are calculated. The vorticity at each time step is hence obtained from Eq. (4), in accordance with the electric field and the stream function obtained from Eq. (6). The temperature field is finally acquired from Eq. (7). The above mentioned procedures are repeated until the convergence of stream function is reaches. The convergence criterion selected in the procedure such that the deviation of the updated value of each variable calculated form current iteration from the previous value becomes less than 0.1 percent in case of steady state or steady periodic state is reached.

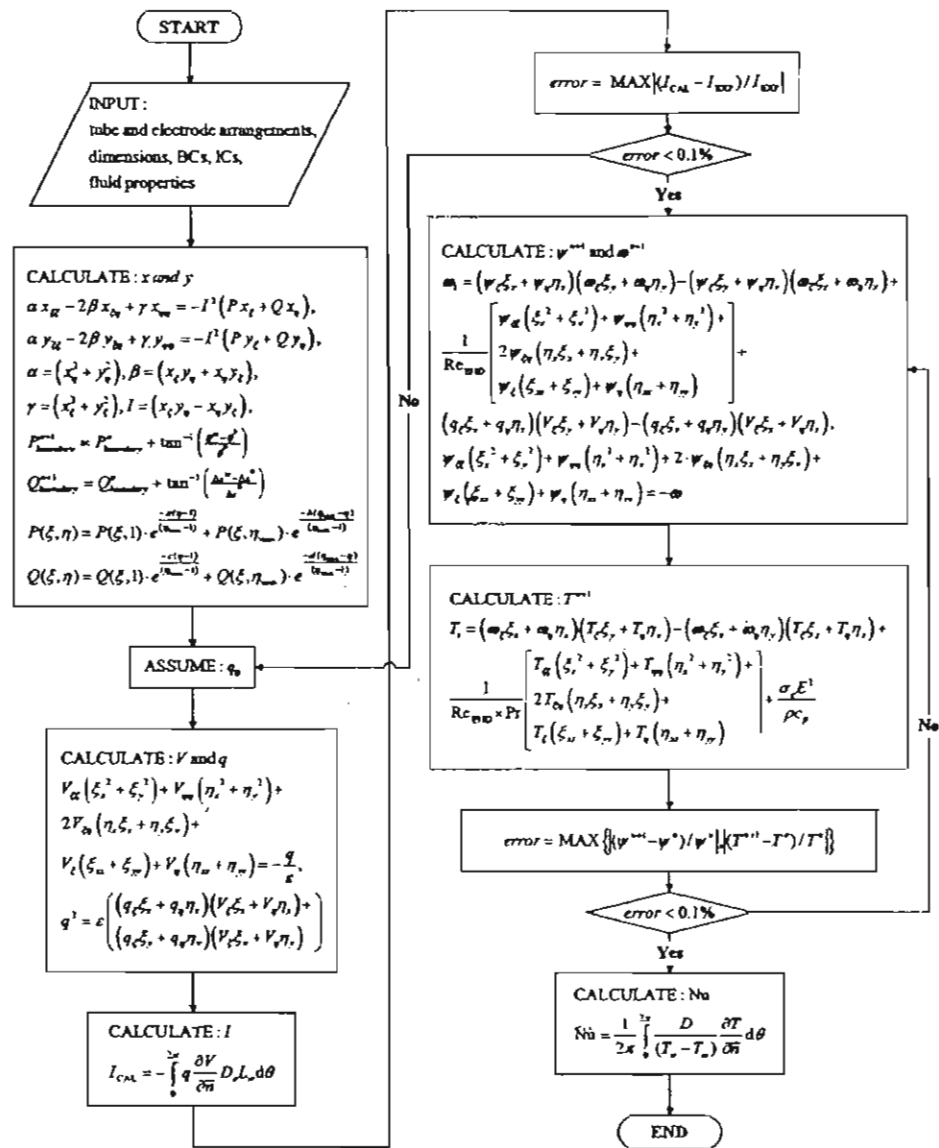


Figure 2 Flow chart diagram.

4. Results and discussion

The range of parameter used in the simulation represent in Table 1, containing major parameters, i.e. velocity at the inlet, the supplied voltage at the wire electrode, the ratio of S/D , number of rows, tube surface temperature, tube shape, and the electrode arrangements.

The average Nusselt number obtained from the simulation in case of non-EHD, Nu_0 , is found to be increases monotonously with the Reynolds number and has been shown in that common practice as (Grimison [25])

$$Nu_0 = 1.13 C_1 Re^m Pr^{1/3}, \quad (19)$$

which is valid for tube number N to be at least 10, Prandtl number to be above at least 0.7, and Reynolds number in the range of 100 to 1500. The coefficients C_1 and m of circular tube bank that calculated from this simulation are listed in Table 2. All properties in this correlation are evaluated at the film temperature. However, if $N < 10$ a correction factor has to be applied such that

$$Nu_{N<10} = C_2 Nu_{N\geq 10} \quad (20)$$

Table 1. Variables used in the simulation.

Parameter	Range
Reynolds number	100-1500
Supplied voltage	7.5-17.5 kV
Ratio of S_L/D	1.25-4
Ratio of S_T/D	1.25-4
Number of rows	1-10
Tube temperature	350-550 K
Tube shape	Circular / elliptic
Tube diameter	0.01 m: circular / 0.008165 m: elliptic
Electrode arrangement	6 categories
Inlet air temperature	300 K
Tube arrangements	Aligned / staggered
Flow arrangement	Cross flow
Polarity electrodes	Wire as positive / tube as negative

Table 2. Constants for air flow over a tube bank of 10 or more rows.

S_L/D	S_T/D					
	2.0		3.0		4.0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Ali.						
2.0	0.426	0.528	0.366	0.563	0.292	0.617
3.0	0.437	0.515	0.386	0.548	0.311	0.601
4.0	0.482	0.502	0.413	0.531	0.377	0.557
Sta.						
2.0	0.733	0.421	0.630	0.462	0.554	0.492
3.0	0.625	0.451	0.560	0.481	0.498	0.509
4.0	0.560	0.467	0.515	0.499	0.451	0.529

The correlation factor C_2 for aligned and staggered configurations is obtained from the simulation and can be implied from Figure 3. Calculated results of C_2 and m are in good agreement with previous literatures (Zukauskas [26] and Wang et al. [27]). It is obvious that the coefficient for a tube in the first row is almost similar to that of a single tube in cross flow, whereas tubes of the inner rows yield larger heat transfer coefficients. In both tube configurations, little change in heat transfer occurs such that the convection heat transfer coefficient for tubes beyond the fourth or fifth row becomes uniform. A comparison between the results from the current investigation and the existing work is confirmed in Figure 4 in which there is no voltage supplied to the flow. Simulation result is 10% higher than Zukauskas correlation in laminar region. Wang also examined the airside performance of tube bundles. Their test results had shown a dramatic under-prediction of the Zukauskas correlation in the low Reynolds number region. Wang modified factor Zukauskas correlation by a factor 1.7 in the range of $Re < 500$ and 1.38 for the range of $Re > 500$. One can see that simulation results are in fair agreement with Zukauskas correlation when Reynolds number is less than 500. In this study, the ratio of width and high of elliptic tube is 1.5. It is found that the mean heat transfer coefficients of this case higher than case of circular tube about 7% at $Re = 100$.

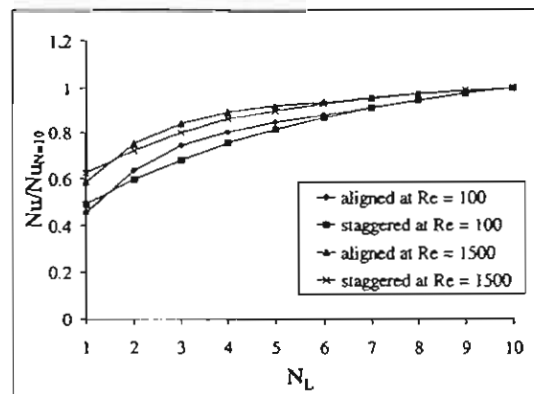


Figure 3 Distribution of correlation factor for $N \leq 10$.

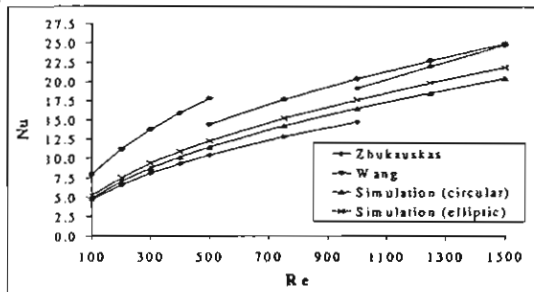


Figure 4 Average Nusselt number for various Reynolds numbers in each correlation (no voltage supplies).

Therefore, the flow patterns and the temperature distributions of the circular and elliptic tube bank in all electrode arrangements are almost similarly trend. So in this state, we will show the results only in the elliptic tube bank. Figure 5 shows air stream flowing across elliptic tube bank in aligned and staggered configurations that has electrode arrangements in case 1-3 and 4-6, respectively. The wire electrodes are excited by DC high voltage generator. Figure 6 compares the results of stream function in oscillatory (periodic) flow at $V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S = 0.03$ m, and $N = 4$ with different electrode arrangements. For case 1 in Figure 6(a), the stream function contours are almost symmetrical with respect to the horizontal axis. There is an effect of the secondary flow induced by ionic wind at the wire electrode, and it drives the fluid moving to the longitudinal direction of tubes. The vortices in the wake region behind the last tube column are larger than that from non-EHD case. The endpoint of the cavity (stagnation point) shifts toward the right-hand side of the picture. Next, for case 2 which each electrode is aligned with the tube, the effect of the electric field obviously persists. As the distance between the wire electrodes to the tube surface in the vertical direction is shorter than that of case 1, higher electric field strength are presented and the ionic wind causes a pair of counter-rotating cellular motions locating upstream from each wire electrode. Therefore, the vortices occur behind all tubes. In case 3 as shown in Figure 6(c), the wire electrodes are placed right behind each tube. Between the wire electrodes, there is the compression force causes the vortices at the

central of the transverse distance between the wire electrodes. Another tube arrangement in staggered configuration, Figure 6(d) shows tube bank with electrode placed between each pair of the tube in a column. There are the large vortices behind all tubes from the effect of the wire electrodes placed at the center of transverse distance between the tubes and the rear stagnation point has positioned at the wire electrode in the next row. As shown in Figure 6(e), the electrodes of case 5 are rearranged such that the distance between the wire electrodes to the tube surface is shorter than case 4. Therefore, it experiences higher intensity of electric field strength. It is also shown that the force between the wire electrodes drives the fluid moving closely to the tube surface. There are no vortices behind the tube in contrast to the previous case. The electrode arrangement in response to case 6 affects the flow characteristics as shown in Figure 6(f). The effects of placing wire electrode at the position in front of next row tube separates the flow and the stream function contours around the inner rows are distributed similar to case 4.

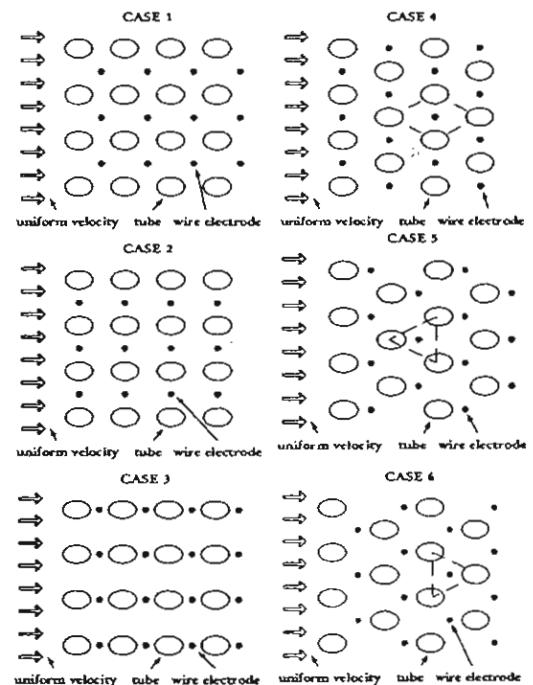


Figure 5 Six cases of electrode arrangements in aligned and staggered configurations.

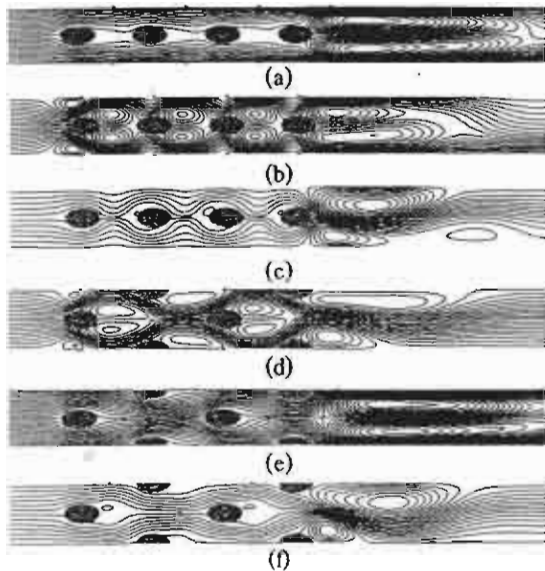


Figure 6 Stream function contours of the elliptic tube bank with electrode arrangements in case 1-6 at $V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S = 0.03$ m, and $N = 4$.

Figure 7 represents temperature field (isotherm lines), i.e. isotherm lines, around the tube bank with similar electrode arrangements as defined in Figure 6 at $T_i = 300$ K, and $T_o = 400$ K. In Figure 7(a), the thermal boundary layer is perturbed by the electric field when it extends over the recirculatory region. The effect of the electric field plays much important role on the temperature distribution of Figure 7(b) than the first one because the electric field of this case is higher. The isotherm lines are shifting near the tube surface. This phenomenon is similarly to what occurs in the forced convection flow without the electric field when Reynolds number increases. For case 3 in Figure 7(c), the effect of vortices in front of the tube leads to larger thermal boundary layer thickness resulting to higher temperature gradient. For case 4 (Figure 7(d)) in staggered configuration, the distance between the wire electrodes and the tube surface is shortest. Therefore, the intensity of electric field of this case is highest. For cases 5 and 6, the calculated results are shown in Figures 7(e) and 7(f), respectively. The effect of vortices in front of the tube of case 6 induces the thicker thermal boundary layer thickness in

comparison of case 5 particularly front half of tube. As a consequence, the electric field plays significant role in the temperature distribution as shown in Figure 7(d) than the other two cases (case 5 and 6) thus the smallest thickness of thermal boundary layer at the tube surface is found. From these results, the corresponding mean heat transfer coefficient is consequently high and increases monotonously with respect to the supplied voltage and electrode arrangement. Nevertheless, the isotherm lines around the elliptic tube bank are closely to the surface than the circular tube bank in almost cases. Moreover, the short distance between wire electrode and tube surface shows significantly effect to the temperature distribution, especially in cases 3 and 6 because they have a higher intensity of the electric field than the circular tube bank.

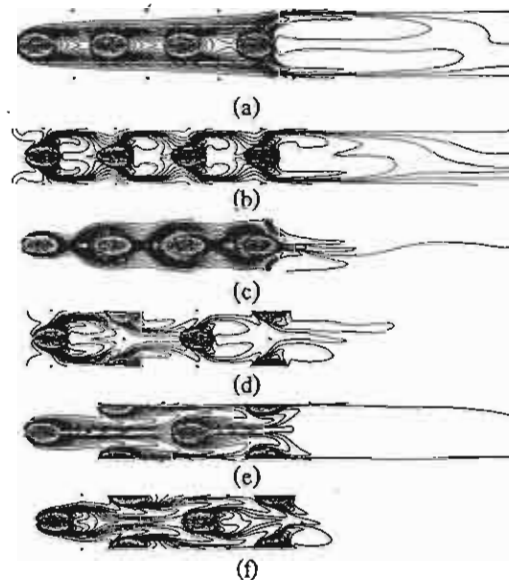


Figure 7 Isotherm lines of the elliptic tube bank with electrode arrangements in case 1-6 at $V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S = 0.03$ m, and $N = 4$.

The heat transfer characteristic of flow over the tube bank is studied in terms of an average Nusselt number at the tube surface of each row. Nusselt number is found to increase slowly to a constant value at inner row. At $V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S = 0.03$ m, and $N = 4$, the corresponding Nusselt number of aligned and staggered configurations in circular and elliptic

tube bank are illustrated in Figures 8 and 9, respectively. As expected, the heat transfer coefficient of the tube bank is improved with the influence of EHD. The value Nu/Nu_0 of the further row is tentatively increased. The arrangements of case 2 and 4 yield the maximum heat transfer enhancement for each configuration among all cases. A number of rows is significantly influences to the heat transfer rate. The results are shown in Figure 10 for case 2 as an illustrated example. As the number of rows N is increased, the heat transfer rate is improved monotonically until $N = 4$ which it gradually decreases. It can be seen that the heat transfer of the bank with several rows is significantly enhanced by incorporating the electrodes into the system. Figure 11 confirms this fact, as the enhancement is more achieved at fewer rows of the tube bank and higher supplied voltage.

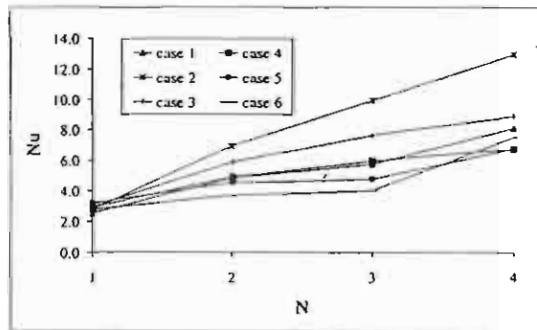


Figure 8 Average Nusselt number around the circumference of each tube in the circular tube bank ($V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S = 0.03$ m, and $N = 4$).

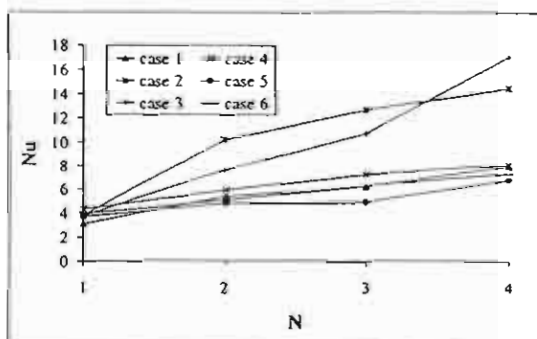


Figure 9 Average Nusselt number around the circumference of each tube in the elliptic tube

bank ($V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S = 0.03$ m, and $N = 4$).

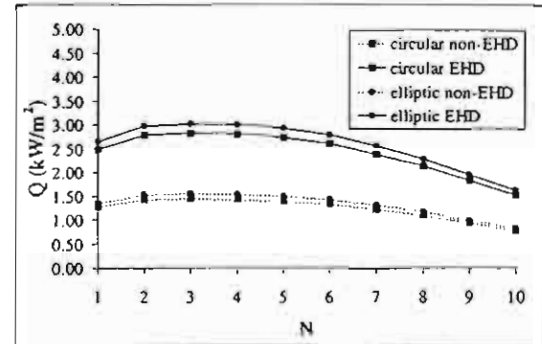


Figure 10 Heat transfer rate of each row in circular and elliptic tube bank with electrode arrangement in case 2 ($V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S = 0.03$ m, and $N = 10$).

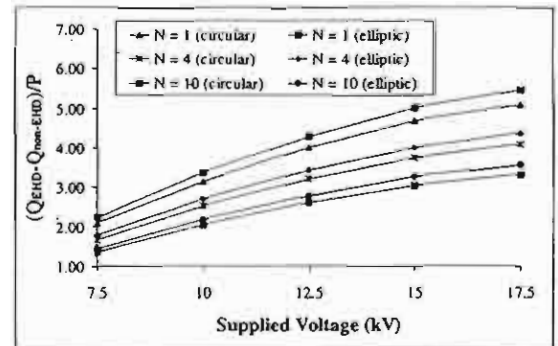


Figure 11 Effect of supplied voltage and number of rows on the heat transfer enhancement to the power input

Figures 12 and 13 represent the augmented ratio of heat transfer for aligned and staggered configurations, respectively at $V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S = 0.01250.04$ m, and $N = 4$ with different electrode arrangements. It is found that the electrode arrangements in cases 2 and 4 are not always the best categories. For higher S_r/D and lower S_l/D , the arrangements in cases 3 and 5 have greater effect to the heat transfer enhancement than those in cases 2 and 4, respectively. Effect of the supplied voltage and Reynolds number on the augmented heat transfer coefficient is illustrated in

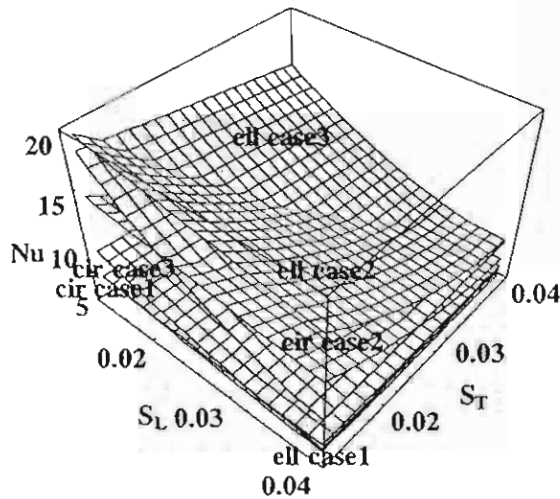


Figure 12 Heat transfer enhancement for various S_L and S_T of aligned configuration ($V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S = 0.0125$ - 0.04 m, and $N = 4$)

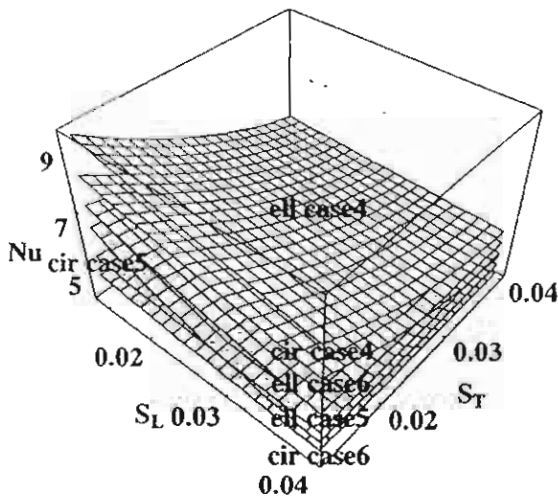


Figure 13 Heat transfer enhancement for various S_L and S_T of staggered configuration ($V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S = 0.0125$ - 0.04 m, and $N = 4$)

Figure 14 for electrode arrangement in case 2 at $S = 0.03$ m, $T_f = 300$ K, and $T_w = 400$ K. As the Reynolds number is increased, the ratio of Nusselt number to that without electric field is decreasing slowly and the electrostatic effect becomes insignificant. The ratio is larger only when the Reynolds number is smaller and the supplied voltage is high due to the effect of

the EHD induced flow disturbance. Wangnipparnto et al. [7] have experimentally worked on the similar problem and our numerical results agree well with the experimental values within 5 % at the low Reynolds number region (less than 300) as shown in Figure 15 (case 1). Simulation also shows, at the low Reynolds number region, the EHD has a great effect on the heat transfer because vortices and momentum in the fluid are subsequently enhanced. On the other hand, for larger Reynolds number, the effect of the convective flow may suppress the effect of the electric field. This tendency is found to be more remarkable with higher voltage and to be qualitatively similar to the results on corona wind of air flow in the previous literatures.

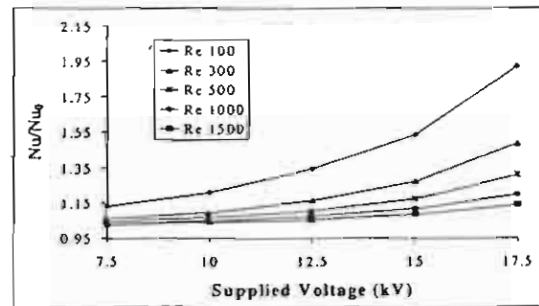


Figure 14 Heat transfer enhancement for various supplied voltage and Reynolds number in circular tube bank with electrode arrangement in case 2 at $S = 0.03$ m.

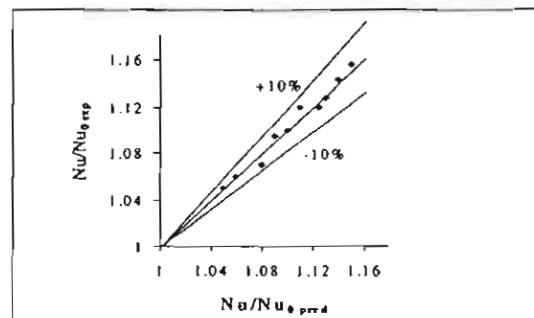


Figure 15 Comparison of Nusselt number between the experimental data and the simulation results.

Calculated results of the circular and elliptic tube bank with the presence of EHD are then

correlated in terms of the ratio between Nusselt number with electric field to that without electric field, and it is given as

$$\frac{Nu}{Nu_0} = 1 + C_3 \cdot (100D)^{-0.26} \cdot \left(\frac{S/D}{2}\right)^{-1.57} \cdot \left(\frac{|T_w - T_f|}{100}\right)^{-0.71} \cdot \left(\frac{Re}{100}\right)^{\left(\frac{-12.69}{V_0}\right)} \cdot \left(\frac{V_0}{17.5}\right)^{2.75} \quad (21)$$

where the coefficient C_3 is 1.191 for the electrode arrangement in case 2 and C_3 is 0.716 for the electrode arrangement in case 4 (these categories give the maximum heat transfer enhancement for aligned and staggered configurations), note that assumption of this equation is $S_T = S_L = S$. While, in the elliptic tube bank gives the values $C_3 = 1.293$ and 1.077 for the electrode arrangements in cases 2 and 4, respectively. Applicable range of the correlation are the ratio of S/D is between 1.25 to 4, the maximum temperature is below 500 K, the Reynolds number considered is in the range of 100 to 1500, and the supplied voltage at the wire electrodes is between 7.5 to 17.5 kV. A comparison of Nusselt number in the presence of the electric field between each b/a is shown in Figure 16, the simulation results from the current investigation confirmed that the heat transfer increases with b/a ratio.

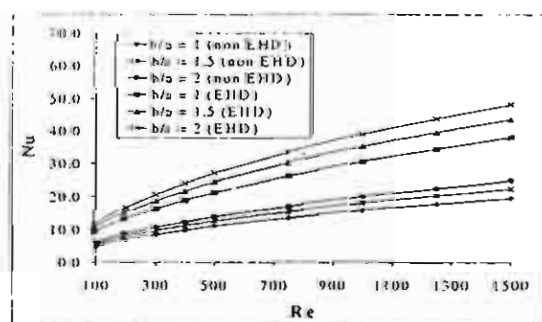


Figure 16 Average Nusselt number for various Reynolds numbers in each b/a ratio.

Figure 17 shows the comparison of average drag coefficient C_D between circular and elliptic tube bank at $V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S = 0.03$ m, and $N = 4$. It can be seen that electrode arrangement in case 1 gives the lowest value and these values in elliptic tube bank are

smaller than those circular tube bank about 9-23%. It also found that cases 2 and 4 are the highest drag force in aligned and staggered configurations, respectively.

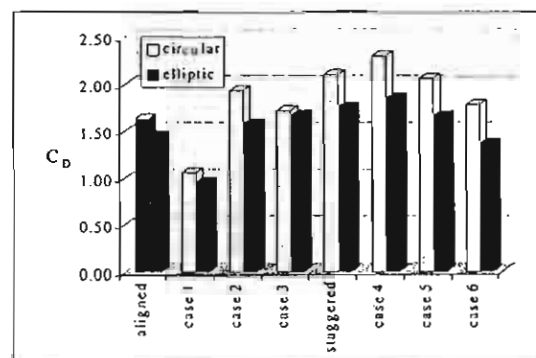


Figure 17 Drag coefficient of circular and elliptic tube bank ($V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S = 0.03$ m, and $N = 4$).

6. Conclusions

Numerical studies are carried out to study the mechanism of heat transfer enhancement in forced convection across circular and elliptic tube bank incorporating corona wind effect induced by the electric field. Conclusions are obtained as followings:

1. Flow pattern of fluid is affected with the rise of the supplied voltage. The thermal boundary layer around the tube surface is disturbed by the effect of electric field when it extends over the recirculatory region and it also decreases at the high supplied voltage.

2. The enhancement of heat transfer coefficient with the presence of electric field increases in relation with the higher supplied voltage but decreases when the Reynolds number and the distance between the wire electrodes and the tube surface increase.

3. The electrode arrangements in cases 2 and 4 show the best heat transfer performance for aligned and staggered configurations, respectively. However, at higher S/D and lower S_L/D , the electrode arrangements of cases 3 and 5 have shown a higher heat transfer enhancement than those of cases 2 and 4.

4. The heat transfer enhancement depends on the wire electrode arrangement, the number of the wire electrodes, the number of tube rows, and the supplied voltage. The value Nu/Nu_0 of

aligned configuration increases from row to row and appears to be equivalent with those of staggered configuration.

5. The heat transfer coefficient of the elliptic tube bank is higher than the circular tube, the electrode arrangements of elliptic tube bank in cases 2, 3, 4 and 6 show the better heat transfer enhancement than circular tube bank.

6. Heat transfer characteristic in the elliptic tube bank depend on the higher value of b/a ratio, while distance between the tube surface and the around wire electrodes must be carefully compromised.

Acknowledgements

The support of this work by the Thailand Research Fund is gratefully acknowledged.

Nomenclature

a	length of minor axis of elliptic tube, m
b	length of major axis of elliptic tube, m
c_p	specific heat, J/kg·K
D	diameter, m
D_e	charge diffusion coefficient, m ² /V·s
E	electric field strength, V/m
F_f	electrohydrodynamic body force, N/m ³
g	acceleration due to gravity, m/s ²
h	heat transfer coefficient, W/m ² ·K
J	current density, A/m ²
k	thermal conductivity, W/m·K
L	length of computational domain, m
L_w	length of the wire electrode, m
$\vec{n}$	direction normal to the surface, m
N	number of rows (longitude direction)
Nu	Nusselt number (with electric field)
Nu_0	Nusselt number (without electric field)
Nu_p	Nusselt number (at a point)
P	pressure, N/m ²
P	grid generation function
Pr	Prandtl number
Re	Reynolds number
q	electric charge density, C/m ³

Q	heat transfer rate, W
Q	grid generation function
S	distance between the centers of tubes, m
t	time, s
T	temperature, K
v	fluid velocity, m/s
V	voltage, V
V_0	voltage at the wire electrode, V
x	horizontal direction, m
y	vertical direction, m

Greek symbols

α	thermal diffusivity, m ² /s
ϵ	fluid permittivity, F/m
η	curvilinear coordinate, m
μ	dynamic viscosity, kg/m·s
ν	kinematics viscosity, m ² /s
θ	angle, rad
ρ	density, kg/m ³
σ	electrical conductivity, 1/ohm·m
ω	vorticity, 1/s
ξ	curvilinear coordinate, m
ψ	stream function, m ² /s

Subscripts

CAL	calculation
EHD	based on electrical velocity
EXP	experimental
i	inlet
L	longitude direction
m	mean value
max	maximum
T	independent with temperature
T	transverse direction
w	wall surface
w	wire electrode
x	horizontal direction
y	vertical direction

Superscripts

n	time step

EXPERIMENTAL STUDY ON HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN SOLAR AIR HEATER BY ELECTRIC FIELD

T. Kiatsiriroat, tanong@dome.eng.cmu.ac.th
W. Jitrakul¹, wasuntng@yahoo.com
A. Nuntaphan², atipoang.n@egat.co.th

¹Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering,
Chiang Mai University, Chiang Mai 50200, Thailand.

²Mah Moh Training Centre, Mah Moh, Lampang 52220, Thailand.

Abstract

Experimental study on thermal performance of a solar air heater under an electric field has been carried out. The solar air heater is flat-plate type with the dimensions of 1.2 m x 1.8 m having an air channel below the solar absorbing plate. The unit is facing south and inclines 18° from the horizontal plane. Nine electrodes each of 0.5 mm diameter have been installed in the air channel and set across the air flow direction. The effects of the electrode spacing and the air Reynolds number on the heat rate obtained by the collector are experimental studied.

From the experiments, under steady state condition, with the solar radiation between 840-1100 W/m², it could be found that the electric field could enhance the heat rate from the collector significantly at low Reynolds number. At Reynolds number 200, the heat rate could be 1.8 times that without electric field when the power supply of the electric field is only 0.5-0.6 W with the voltage of 10 kV. Higher the voltage results in the higher heat transfer enhancement but there is a limit of the breakdown voltage. From the experiments it could be found that smaller electrode spacing gives better thermal performance.

Introduction

Solar air heater is an equipment to generate hot air from solar energy. The hot air can be used for heating in buildings or drying agricultural produces. Normally, the thermal performance of solar air heater is rather low, especially at low air flow rate and at high

operating temperature. Many efforts have been done to increase the heat transfer area such as corrugated or porous absorbers however there is a penalty for increased pumping power (Rhee and Edwards, 1983 ; Ekechukwu and Norton, 1999).

Using of electric field for heat transfer enhancement is another method to improve performance of thermal equipment. The technique spends very low energy input and the pressure drop of the fluid flow is nearly the same as that without the electric field. With the electric field, there is a force due to the ionic wind generated by the wire electrodes to exert the fluid particles closed to the surface. There is a rotating motion of fluid at each electrode thus highly turbulence is obtained. Therefore, the heat transfer at the surface there is rotating motion of fluid at each electrode thus is higher than that without the electric field (Ogata et al, 1992 ; Tada et al, 1997 ; Kasayapanand, 2002).

In this paper, a heat transfer enhancement in a flat-plate solar air heater using electric field has been carried out. The effects of the electrode spacing and the air Reynolds number on the heat rate obtained by the collector are experimental studied.

Experimental Setup

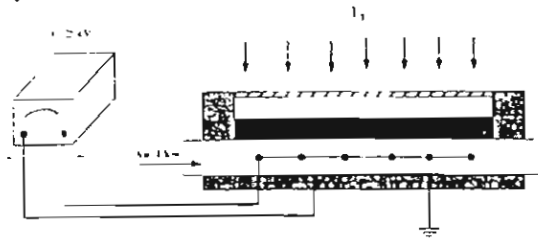


Fig. 1. The schematic sketch of the solar air heater operating under an electric field.

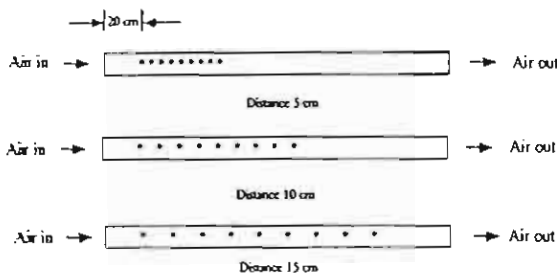


Fig. 2. The electrode arrangements.

Fig. 1 shows a schematic sketch of a solar air heater operating under an electric field. There are 9 wire electrodes installed in the air channel under the solar absorbing plate and the spacing are arranged as shown in Fig. 2. The air at different flow rates are fed perpendicular to the electrode wires.

Fig. 3 shows the positions of thermocouples (0.1°C accuracy) for measuring the air temperatures entering and leaving the solar collector and those of the solar absorbing plates. The air flow rate is read directly by a calibrated anemometer (0.1 m/s accuracy). The experiments have been carried out when the solar radiation and the temperatures are nearly steady and the wind speed over the collector is around 1 m/s .

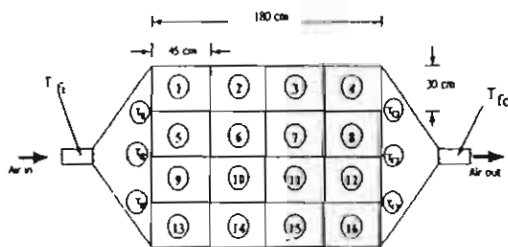
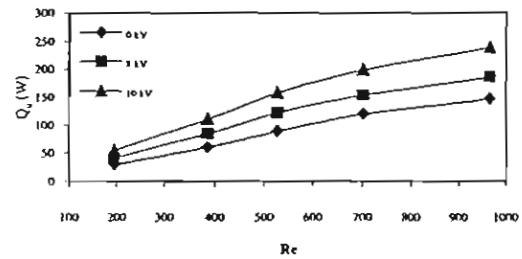


Fig. 3. The positions of thermocouples for measuring the air temperatures entering and leaving the solar collector including those of the absorbing plate.

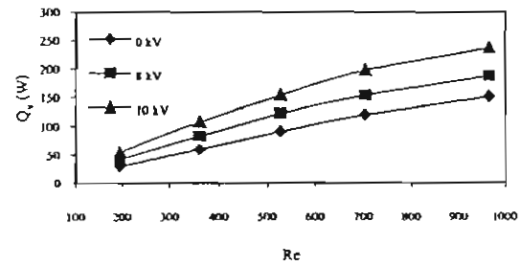
Results and Discussions

Effect of Re and voltage supply

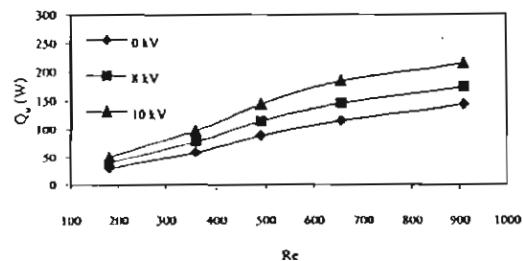
Fig. 4 shows the effect of Reynolds number on the heat transfer rate obtained from the solar air heater. Higher the flow rate results in higher the heat transfer. When the unit is operated under the electric field, it can be seen that the heat transfer depends significantly with the supply voltage. However, there is a limit of breakdown voltage which is around 14 kV . The electrical power supplied is found to be around $0.5 - 0.6\text{ W}$. From the figures it could be seen that lower electrode spacing gives higher heat rate.



a: Spacing of the positive electrodes is 5 cm.



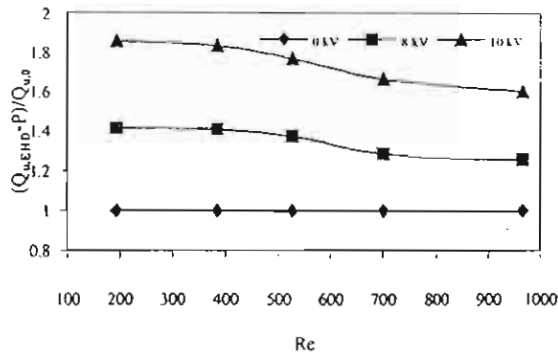
b: Spacing of the positive electrodes is 10 cm.



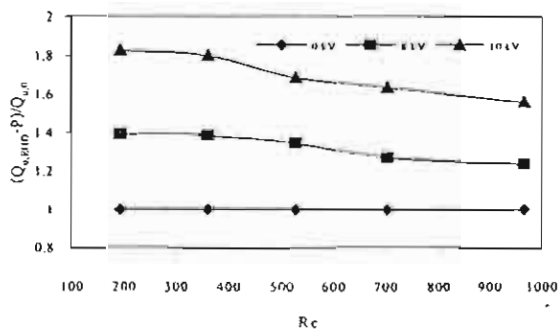
c: Spacing of the positive electrodes is 15 cm.

Fig. 4. Heat transfer from the flat plate solar collector with different supply voltages. The spacings of the positive electrodes are 5, 10 and 15 cm, respectively.

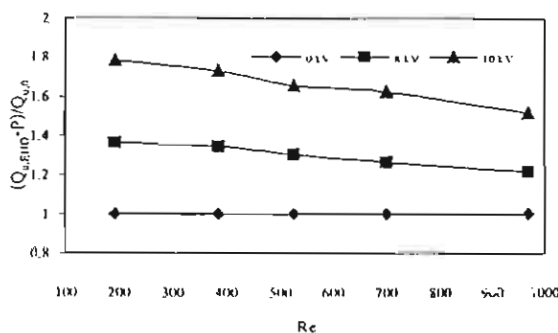
$I_T = 900 - 1000 \text{ W/m}^2$ and $T_a = 35 - 37^\circ\text{C}$.



a : Spacing of the positive electrodes is 5 cm.



b: Spacing of the positive electrodes is 10 cm.



c: Spacing of the positive electrodes is 15 cm.

Fig. 5. Ratio of the energy rate enhanced by the electric field to that of the normal condition for the solar collector with different supply voltages. The spacings of the positive electrodes are 5, 10 and 15 cm. $I_T = 900 - 1000 \text{ W/m}^2$ and $T_a = 35 - 37^\circ\text{C}$.

When the electric field is supplied, an electrical power is needed. However, the input power is rather small compared with the extra heat obtained. Fig. 5 shows that the enhanced heat transfer compared to that without the electric field is nearly 1.8 at Re of 200 and high solar radiation. Higher the Re , the enhancement seems to be less. From the experimental results from Table 1, it could be seen that when the radiation is low the electric field is still enhance the heat transfer. However the ratio seems to be high with the solar radiation level

Table 1. Effect of the solar radiation and the electric supplied voltage on the heat rate and the enhanced power ratio. $Re = 194$.

Radiation(W/m^2)	voltage (kV)		power supplied enhanced ratio
	0	10	
649-690	26	42	1.59
800-850	27	44	1.61
913-1060	30	55	1.81

The parameters those affect the heat transfer such as the supplied voltage, V , in term of electrical power, P , and the ratio of the electrode spacing to its diameter, L/d , and the air Reynolds number could be formed in a correlation as follow:

$$\frac{Q_{u,EHD} - P}{Q_{u,0}} = [1.956 - (6.9 \times 10^{-4}) \left(\frac{L}{d}\right)] - (3.94 \times 10^{-4}) Re$$

The simulated results are deviated from the experimental data with an error of $\pm 6\%$.

Conclusion

There is a high potential to enhance heat transfer in solar air heater by using electric field. The significant effect is obtained at low Reynolds number of air flow. The ratio of heat transfer enhancement at the Reynolds number of 200 is nearly double of that without the electric field.

References

- Rhee, S. J. And Edwards D. K., 1983, Comparison of test results for flat plate, transpired flat plate, corrugated and transpired corrugated solar air heaters, *ASME J. Solar Energy Engineering*, 105:23.
- Ekechukwu, O. V. and Norton, B. 1999, Review of solar drying systems III: low temperature air-heating solar collectors for crop drying applications, *Energy Conversion & Management*, vol. 40, pp. 657-667.

Ogata, J., Iwafuji, J., Shimada, Y. and Yamazaki T., 1992, Boiling heat transfer enhancement in tube-bundle evaporators utilizing electric field effects, *ASHRAE Transaction*, Vol. 98, pp.435-444.

Y. Tada, A. Takimoto, and Y. Hayashi, 1997, Heat transfer enhancement in convective field by applying ionic wind, *Journal of Enhanced Heat transfer*, Vol. 4, No.2, pp. 71-86.

Kasayapanand, N., Tiansuwan, J., Asvapoosikul, W., Vorayos, N. And Kiatsiriroat, T., 2002, Effect of the electrode arrangements in a tube bank on the characteristic of electrohydrodynamic heat transfer enhancement: low Reynolds number, *Journal. Enhanced Heat Transfer*, vol. 9 no. 5/6, pp.229-242.

Acknowledgement

The authors would like to acknowledge Thailand Research Fund for financial supporting this research work.

Nomenclature

D	wire diameter(cm)
L	wire spacing(cm)
P	power to generate electric field(W)
$Q_{u,EHD}$	heat rate from solar collector operating under electric field(W)
$Q_{u,0}$	heat rate from solar collector without electric field(W)
Re	Reynolds number(dimensionless)

EHD ENHANCEMENT HEAT TRANSFER IN THE HORIZONTAL CHANNEL

N. Kasayapanand¹, J. Tiansuwan¹, and T. Kiatsiriroat²

¹ School of Energy and Materials, King Mongkut's University of Technology Thonburi, Bangkok 10140, Thailand

² Department of Mechanical Engineering, Chiang Mai University, Chiang Mai 50200, Thailand.

ABSTRACT

This mathematical simulation investigates the EHD or electrohydrodynamics heat transfer enhancement using computational fluid dynamics (CFD) techniques for laminar forced convection of air flowing in a horizontal channel with difference wire electrode arrangements. The finite-difference analysis is conducted by taking account of the interactions among electric field, flow field, and temperature field. It is found that the heat transfer is significantly enhanced by EHD at low Reynolds number and the short distance between the wire electrodes. However, the number of wire electrodes is significant for the optimal arrangement.

INTRODUCTION

Heat transfer characteristics in channel such as solar air heaters, chimney and air duct ventilation are still unclear. The strategies to achieve considerable heat transfer improvement are to use extended area by attaching fins, modify flow patterns, or increase fluid velocity. Another way to enhance the heat transfer is to employ the electric field into the working fluid with very low pressure drop. The enhancement technique utilizing electric field can be one of the most promising methods among various active techniques because of its several advantages. For example, quick responses to control the flow, significant increase in heat transfer rate with very low pressure drop, and small consumption of electric power.

The enhancement technique utilizing electric field, which is based on electrostatic force due to space charge or polarization of dielectric fluid, can be one of the most promising methods among various active techniques because of its several advantages. For example, quick responses to the control of flow, a significant increase in the heat transfer rate, and a small consumption of electric power. There are some studies relating to the EHD, for instances, Yabe et al. [1] conducted on a corona wind between wire-plate electrodes. This phenomenal characteristic is confirmed Velkoff and Godfrey [2] and Yamamoto and Velkoff [3]. Franke and Hogue [4] studied heat transfer from a horizontal cylinder under corona discharge. In a forced convection field, the EHD induced flow taking place to the interaction between the ionic wind and the primary flow which increases the convective heat transfer coefficient from the wall surface. Tada et al. [5] and Mathew and Lai [6] both unveiled the fundamental mechanism of heat transfer augmentation in a two-dimensional rectangular duct. Recently, Kasayapanand et al. [7] investigated the numerical results of the effect of electrode arrangements in tube bank to the characteristics of heat transfer enhancement.

This current work explains the mechanisms of EHD by considering electrostatic forces exerting on an air flowing in the horizontal channel. Governing equations of EHD phenomena and corresponding boundary conditions are

formulated. The mathematical model has been carried out to investigate the EHD enhanced secondary flow and heat transfer coefficient in two-dimensional. The four wire electrodes charged with a DC high voltage are placing in the channel, which are installed perpendicular to the primary flow direction. The electric field is generated by DC high voltage ranging from 7.5 to 17.5 kV. The Reynolds number corresponding to the flow considered is between 100 and 1500. The characteristics of the electric field combined flow field and temperature field are discussed in conjunction with the four parameters comprising of the Reynolds number, the supplied voltage at the wire electrode, distance between the wire electrodes, and the number of wire electrodes.

METHODOLOGY

Air stream flowing in the horizontal channel with four wire electrodes excited by DC high voltage generated as shown in Fig. 1(a). Each plate is maintained at a uniform temperature $T_w = 400$ K and electrically grounded. Therefore, the symmetrical with respect to the z -axis, two-dimensional analysis is applied in this mathematical work. Only positive corona discharge is considered in the present study, thus the wire electrodes are positive and the plates are grounded. Air at a uniform velocity U , and temperature $T_i = 300$ K is introduced at the inlet. The illustration of grid generated for calculations has been shown in Fig. 1(b).

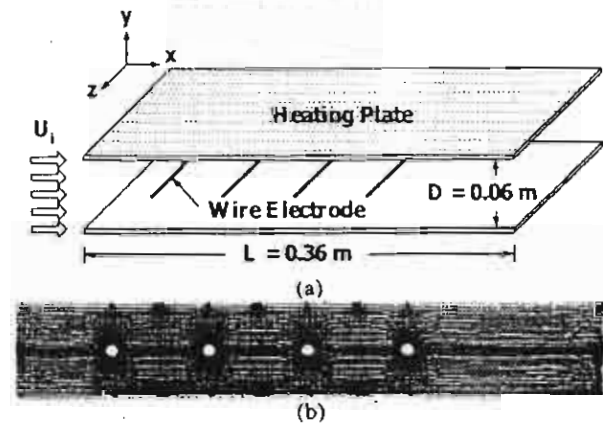


Fig. 1. Air stream flowing in the horizontal channel with four wire electrodes.

This research used grid generation method to convert the physical plane (x, y) in cartesian coordinates into the computational plane in curvilinear coordinates (ξ, η) by Poisson's equation. All equations can be non-dimensionalized and the numerical calculation could be carried out with the computational grid (321 x 33) and a non-dimensional time step of 5×10^{-4} as to ensure numerical stability and accuracy from the previous literatures [5, 6].

START

INPUT

electrode arrangement
dimensions, BCs, ICs.
fluid properties

$$error = \text{MAX} \{ (I_{CAL} - I_{EXP}) / I_{EXP} \}$$

error < 0.1%

Yes

CALCULATE: ψ^{n+1} and ω^{n+1}

$$\begin{aligned} \omega_i &= (\psi_{i-1}^n + \psi_{i+1}^n) (\omega_{i-1}^n + \omega_{i+1}^n) - (\psi_{i-1}^n + \psi_{i+1}^n) (\omega_{i-1}^n + \omega_{i+1}^n) + \\ &\quad \frac{1}{\text{Re}_{\text{EHD}}} \left[\psi_{i-1}^n (\xi_{i-1}^n + \xi_{i+1}^n) + \psi_{i+1}^n (\eta_{i-1}^n + \eta_{i+1}^n) + \right. \\ &\quad \left. 2\psi_{i+1}^n (\eta_{i-1}^n + \eta_{i+1}^n) + \psi_{i-1}^n (\xi_{i-1}^n + \xi_{i+1}^n) + \psi_{i+1}^n (\eta_{i-1}^n + \eta_{i+1}^n) \right] + \\ &\quad (q_{i-1}^n + q_{i+1}^n) (V_{i-1}^n + V_{i+1}^n) - (q_{i-1}^n + q_{i+1}^n) (V_{i-1}^n + V_{i+1}^n) - \\ &\quad \psi_{i-1}^n (\xi_{i-1}^n + \xi_{i+1}^n) + \psi_{i+1}^n (\eta_{i-1}^n + \eta_{i+1}^n) + 2\psi_{i+1}^n (\eta_{i-1}^n + \eta_{i+1}^n) - \\ &\quad \psi_{i-1}^n (\xi_{i-1}^n + \xi_{i+1}^n) + \psi_{i+1}^n (\eta_{i-1}^n + \eta_{i+1}^n) = -\omega \end{aligned}$$

No

CALCULATE: T^{n+1}

$$\begin{aligned} T_i &= (\omega_{i-1}^n + \omega_{i+1}^n) (T_{i-1}^n + T_{i+1}^n) - (\omega_{i-1}^n + \omega_{i+1}^n) (T_{i-1}^n + T_{i+1}^n) + \\ &\quad \frac{1}{\text{Re}_{\text{EHD}} \times \text{Pr}} \left[\frac{T_{i-1}^n (\xi_{i-1}^n + \xi_{i+1}^n) + T_{i+1}^n (\eta_{i-1}^n + \eta_{i+1}^n)}{T_{i-1}^n (\xi_{i-1}^n + \xi_{i+1}^n) + T_{i+1}^n (\eta_{i-1}^n + \eta_{i+1}^n)} \right] + \frac{\sigma_s E^2}{\rho c_p} \end{aligned}$$

No

$$error = \text{MAX} \{ |(\psi^{n+1} - \psi^n) / \psi^n|, |(T^{n+1} - T^n) / T^n| \}$$

error < 0.1%

Yes

CALCULATE: Nu

$$\text{Nu} = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{D_h}{(T_w - T_m)} \frac{\partial T}{\partial n} dx$$

END

CALCULATE: x and y

$$ax_{i+1}^n - 2\beta x_{i+1}^n + \gamma x_{i+1}^n = -I^2 (P_{x_{i+1}} - Q_{x_{i+1}})$$

$$ay_{i+1}^n - 2\beta y_{i+1}^n + \gamma y_{i+1}^n = -I^2 (P_{y_{i+1}} + Q_{y_{i+1}})$$

$$\alpha = (x_{i+1}^n + y_{i+1}^n), \beta = (x_{i+1}^n + x_{i+1}^n)$$

$$\gamma = (x_{i+1}^n + y_{i+1}^n), I = (x_{i+1}^n - x_{i+1}^n)$$

$$P_{x_{i+1}}^{n+1} = P_{x_{i+1}}^n + \tan^{-1} \left(\frac{P_{x_{i+1}}^n - P_{x_{i+1}}^n}{\Delta x} \right)$$

$$Q_{x_{i+1}}^{n+1} = Q_{x_{i+1}}^n + \tan^{-1} \left(\frac{Q_{x_{i+1}}^n - Q_{x_{i+1}}^n}{\Delta x} \right)$$

$$P(\xi, \eta) = P(\xi, 1) \cdot e^{\frac{-\omega(\eta-1)}{(1-\eta_{\text{max}}-1)}} + P(\xi, \eta_{\text{max}}) \cdot e^{\frac{-\omega(\eta_{\text{max}}-\eta)}{(1-\eta_{\text{max}}-1)}}$$

$$Q(\xi, \eta) = Q(\xi, 1) \cdot e^{\frac{-\omega(\eta-1)}{(1-\eta_{\text{max}}-1)}} + Q(\xi, \eta_{\text{max}}) \cdot e^{\frac{-\omega(\eta_{\text{max}}-\eta)}{(1-\eta_{\text{max}}-1)}}$$

ASSUME: q_0

CALCULATE: V and q

$$V_{i+1}^n (\xi_{i+1}^n + \xi_{i+1}^n) + V_{i+1}^n (\eta_{i+1}^n + \eta_{i+1}^n) +$$

$$2V_{i+1}^n (\eta_{i+1}^n + \eta_{i+1}^n) +$$

$$V_{i+1}^n (\xi_{i+1}^n + \xi_{i+1}^n) + V_{i+1}^n (\eta_{i+1}^n + \eta_{i+1}^n) = -\frac{q}{\epsilon}$$

$$q^2 = \epsilon \left((q_{i+1}^n + q_{i+1}^n) (V_{i+1}^n + V_{i+1}^n) + (q_{i+1}^n + q_{i+1}^n) (V_{i+1}^n + V_{i+1}^n) \right)$$

CALCULATE: I

$$I_{CAL} = - \int_0^L q \frac{\partial V}{\partial n} D_h L dx$$

Fig. 2. Flow chart diagram.

The numerical calculation is then carefully carried out: the detail of calculation procedure is shown in Fig. 2. Firstly, assume q_0 at the wire electrode. The electric field and the charge density distribution are obtained responding to current continuity equation and Maxwell's equation by finite difference technique and successive over relaxation method. Embarking an up-wind difference scheme on velocity field at

all nodes are calculated. The vorticity at each time step is hence obtained from vorticity transport equation, in accordance with the electric field and the stream function calculated from relation of stream function and vorticity equation. The temperature field is finally acquired from energy equation. The above mentioned procedures are repeated until the convergence criterion is reached.

RESULTS AND DISCUSSION

Fig. 3 compares the results of stream function at $V_0 = 17.5$ kV and $Re = 1000$ with different distances between the wire electrodes. For case 1 in Fig. 3(a), the stream function contours are symmetrical with respect to the horizontal axis. There is an effect of the secondary flow induced by ionic wind at the wire electrode, which causes the vortices appear around the wire electrodes especially at first and last electrodes. In cases 2-4 (Figs. 3(b)-3(d)), as the distance between wire electrodes is decreased, higher electric field strength are presented and the ionic wind causes a pair of greater counter-rotating cellular motions.

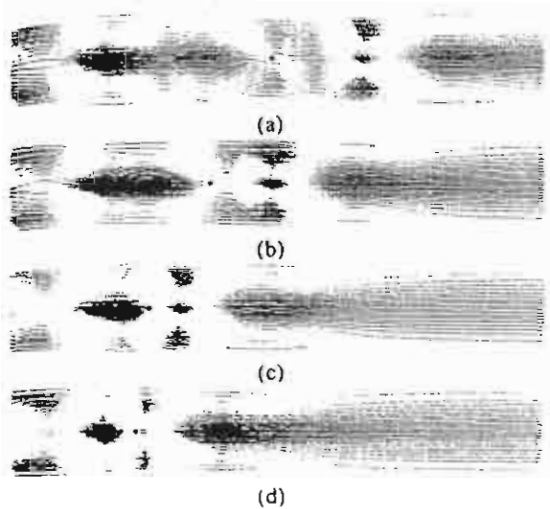


Fig. 3. Stream function contours of air flowing in the horizontal channel ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 1000$).

Fig. 4 represents the temperature field (isotherm lines) in the channel with similar electrode arrangements as defined in Fig. 3 at $T_i = 300$ K and $T_w = 400$ K. In Fig. 4(a), the thermal boundary layer is perturbed by the electric field when it extends over the recirculatory region. The effect of the electric field plays much important role on the temperature distribution of Figs. 4(b)-4(d) than the first one because the electric fields of these cases are higher. Thus, the isotherm lines are shifting near the surface and the heat transfer coefficient is increased. This phenomenon is similarly to what occurs in the forced convection flow without the electric field when the Reynolds number increases.

A comparison of heat transfer enhancement for various distances between the wire electrodes is shown in Fig. 5 ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 1000$). It can be seen that electrode arrangement in case 3 gives the highest value because the average electric field along the plate in this case is maximized. From Fig. 6, it also found that the heat transfer coefficient increases slowly whereas the number of wire electrodes is sufficiently (distances between the wire electrodes are equal).

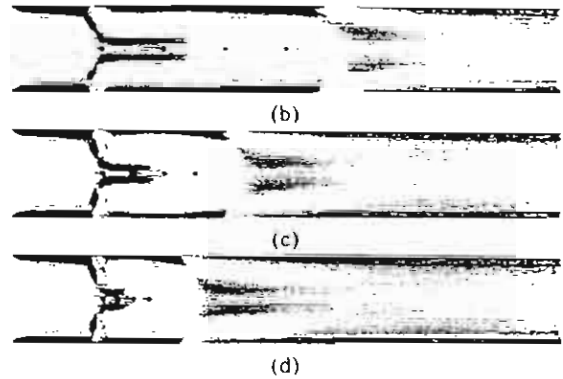
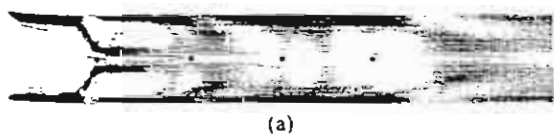


Fig. 4. Isotherm lines of air flowing in the horizontal channel ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 1000$).

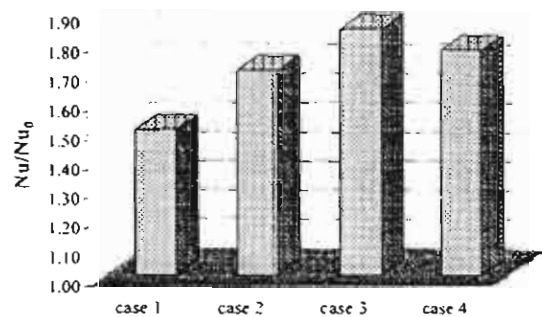


Fig. 5. A comparison of heat transfer enhancement for various distances between the wire electrodes ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 1000$).

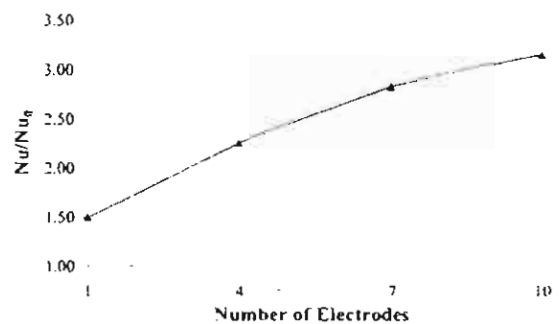


Fig. 6. Heat transfer enhancement for various the numbers of wire electrodes ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 1000$).

Fig. 7 shows the distributions of the augmented ratio for various Reynolds numbers and supplied voltages (electrode arrangement is case 1). As the Reynolds number increases, the ratio decreases slowly and the electrostatic effect becomes insignificant. It can be concluded that higher the supplied voltage and lower the Reynolds number result in larger the effect to the electrohydrodynamically induced flow disturbance on the heat transfer augmentation.

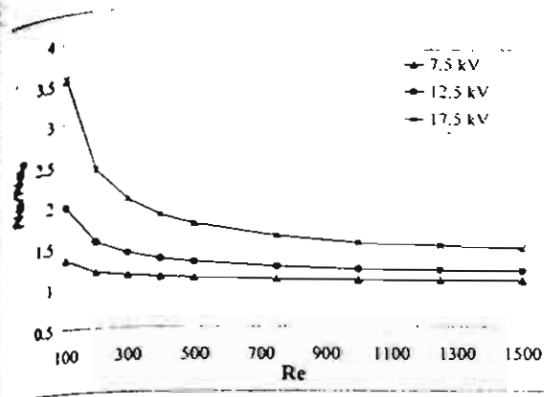


Fig. 7. Heat transfer enhancement for various Reynolds numbers (case 1).

CONCLUSIONS

1. Electric field shows the effect to flow patterns and temperature distributions of the fluid, and it becomes significantly with the higher supplied voltage and the lower Reynolds number.
2. The EHD enhancement heat transfer increases in relation with short distance between the wire electrodes.
3. Heat transfer increases slowly whereas the number of wire electrodes is sufficiently.

ACKNOWLEDGEMENT

The authors gratefully acknowledge the support provided by the Thailand Research Fund for carrying out this study.

NOMENCLATURE

- a constant value in grid function
- b constant value in grid function
- c constant value in grid function
- c_p specific heat, J/kg·K
- d constant value in grid function
- D distance between the plates, m
- D_c charge diffusion coefficient, m²/V·s
- D_h hydraulic diameter, m
- E electric field strength, V/m
- I electrical current, A
- l inverse of Jacobian,
- L length of computational domain, m
- L_w length of the wire electrode, m
- $\bar{n}$ direction normal to the surface, m
- N number of wire electrodes
- Nu Nusselt number (with electric field)
- P grid generation function
- Pr Prandtl number
- q electric charge density, C/m³
- q_w electric charge density at electrode, C/m³

- Q grid generation function
- Re Reynolds number
- t time, s
- T temperature, K
- U_i fluid velocity at the inlet, m/s
- V voltage, V
- V_w voltage at the wire electrode, V
- x horizontal direction, m
- y vertical direction, m

Greek symbols

- α parameter in Poisson's equations
- β parameter in Poisson's equations
- γ parameter in Poisson's equations
- η curvilinear coordinate, m
- θ angle/rad
- σ_e electrical conductivity, 1/ohm·m
- ω vorticity, 1/s
- ξ curvilinear coordinate, m
- ψ stream function, m²/s

Subscripts

- CAL calculation
- EHD based on electrical velocity
- EXP experimental
- w wall surface
- x horizontal direction
- y vertical direction

Superscripts

- n time step
- $*$ constrain at the boundary

REFERENCES

1. A. Yabe, Y. Mori, and K. Hijikata, EHD study of the corona wind between wire and plate electrodes, *AIAA J.* 16, 340-345 (1978).
2. H.R. Velkoff and R. Godfrey, Low velocity heat transfer to a flat plate in the presence of a corona discharge in air, *J. Heat Transfer* 101, 157-163 (1979).
3. T. Yamamoto and H.R. Velkoff, Electrohydrodynamics in an electrostatic precipitator, *J. Fluid Mech* 108, 1-18 (1981).
4. M.E. Franke and L.E. Hogue, Electrostatic cooling of a horizontal tube, *J. Heat Transfer* 113, 544-548 (1991).
5. Y. Tada, A. Takimoto, and Y. Hayashi, Heat transfer enhancement in a convective field by applying ionic wind, *J. Enhanced Heat Transfer* 4, 71-88 (1997).
6. J. Mathew and F.C. Lai, Enhanced heat transfer in a horizontal channel with double electrodes, conference record of the 1995 IEEE, 1472-1479 (1995).
7. N. Kasayapanand, J. Tiansuwan, W. Asvapoositkul, N. Vorayos, and T. Kiatsiriroat, Effect of the electrode arrangements in tube bank on the characteristic of electrohydrodynamic heat transfer enhancement: low Reynolds number, *J. Enhanced Heat Transfer* 9, 229-242 (2002).

Electrohydrodynamic enhancement heat transfer of air flow across a single row of cylinders

N. Kasayapanand¹ J. Tiansuwan¹ W. Asvapoositkul² and
 T. Kiatsiriroat³

¹ School of Energy and Materials, King Mongkut's University of Technology
 Thonburi, Bangkok 10140, Thailand.

² Department of Mechanical Engineering, King Mongkut's University of Technology
 Thonburi, Bangkok 10140, Thailand.

³ Department of Mechanical Engineering, Chiang Mai University, Chiang Mai
 50200, Thailand.

Abstract

Electrohydrodynamic (EHD) enhancement heat transfer technique is numerically investigated for laminar forced convection flow across a single row of circular cylinders with four wire electrodes paralleled around each cylinder. The electric field is generated by the wire electrodes charged with DC high voltages of $7.5 \leq V_0 \leq 17.5$ kV. The Reynolds number considered is between $100 \leq Re \leq 1500$. The computational analysis is conducted by taking account of the interactions among electric field, flow field, and temperature field. Four parameters considered are the velocity at the inlet, the supplied voltage at the wire electrode, the distance between the wire electrodes, and the cylinder diameter. It is found that the heat transfer enhancement by the EHD is significant at low Reynolds number and the short distance between the wire electrodes, while the cylinder diameter shows little effect on the heat transfer enhancement.

Keywords: Electrohydrodynamic; Computational fluid dynamics; Electric field; Enhancement heat transfer; Mathematical model

Introduction

The enhancement technique utilizing electric field, which is based on electrostatic force due to space charge or polarization of dielectric fluid, can be one of the most promising methods among various active techniques because of its several advantages. For example, a quick response to the control of flow, a significant increase in the heat transfer rate, simplified implementation using only transformer and electrodes, and a small consumption of electric power. There are some studies relating to the EHD, for instances, Yabe et al. [1] conducted on a corona wind between wire-plate electrodes. This phenomenal characteristic is confirmed Velkoff and Godfrey [2] and Yamamoto and Velkoff [3]. Franke and Hogue [4] studied heat transfer from a horizontal cylinder under corona discharge. In a forced convection field, the EHD induced flow taking place to the interaction between the ionic wind and the primary flow which increases the convective heat transfer coefficient from the wall surface. Tada et al. [5] and Mathew and Lai [6] both unveiled the fundamental mechanism of heat transfer augmentation in a two-dimensional rectangular duct. Recently, Kasayapanand et al. [7] investigated the numerical results of the effect of electrode arrangements in tube bank to the characteristics of heat transfer enhancement.

This current work explains the fundamentals of EHD by considering forces exerted on fluid in the electric field. Governing equations and corresponding boundary conditions are formulated. The mathematical model has been carried out

to investigate the EHD enhanced secondary flow and heat transfer coefficient. The characteristics of the EHD combined flow and the heat transfer is discussed in conjunction with the following parameters; velocity at the inlet, the supplied voltage at the wire electrode, the distance between the wire electrodes, and the cylinder diameter, respectively.

Methodology

Air stream flowing across a single row of circular cylinders each has four wire electrodes that are excited by DC high voltage generated as shown in Figure 1(a). Each cylinder is maintained at a uniform temperature $T_w = 400$ K, electrically grounded, and has the outside diameter = 1 cm. Two-dimensional analysis is applied in this paper and the computational domain is shown as the shaded area in the figure. Only positive corona discharge is considered in the present study; thus the wire electrodes are positive and the cylinder is grounded. Air at a uniform velocity U_i and temperature $T_i = 300$ K is introduced at the inlet. The illustration of grid arrangement for calculations has shown in Figure 1(b).

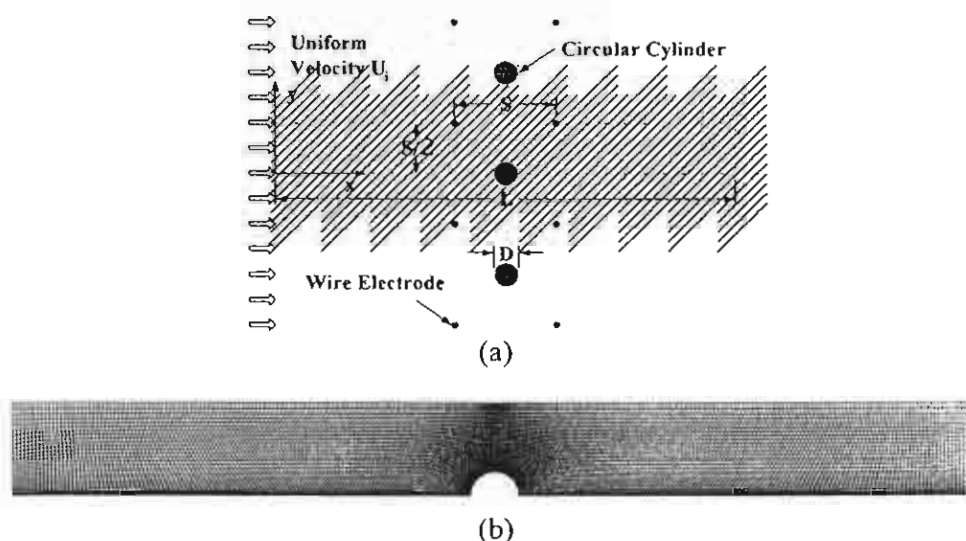


Figure 1. Air flow through a single row of cylinders and the wire electrodes.

This paper used grid generation method to convert the physical plane (x, y) in cartesian coordinates into the computational plane in curvilinear coordinates (ξ, η) by Poisson's equation. All equations can be non-dimensionalized and the numerical calculation could be carried out with the computational grid (321×33) and a non-dimensional time step of 5×10^{-4} as to ensure numerical stability and accuracy from the previous literatures [5,6]. Since the radius of the wire electrode (10^{-4} m) is sufficiently small in the comparison to grid spacing (1.25×10^{-3} m). Therefore, it is allowable to treat the wire as a nodal point. The numerical calculation is then carefully carried out; the detail of calculation procedure is shown in Figure 2. Firstly, assume q_0 at the wire electrode. The electric field and the charge density distribution are obtained responding to current continuity equation and Maxwell's equation by finite difference technique and successive over relaxation method. Embarking an up-wind difference scheme on velocity field at all nodes are calculated. The vorticity at each time step is hence obtained from vorticity transport equation, in accordance with the electric field and the

stream function obtained from relation of stream function and vorticity equation. The temperature field is finally acquired from energy equation. The above mentioned procedures are repeated until the convergence criterion is reached.

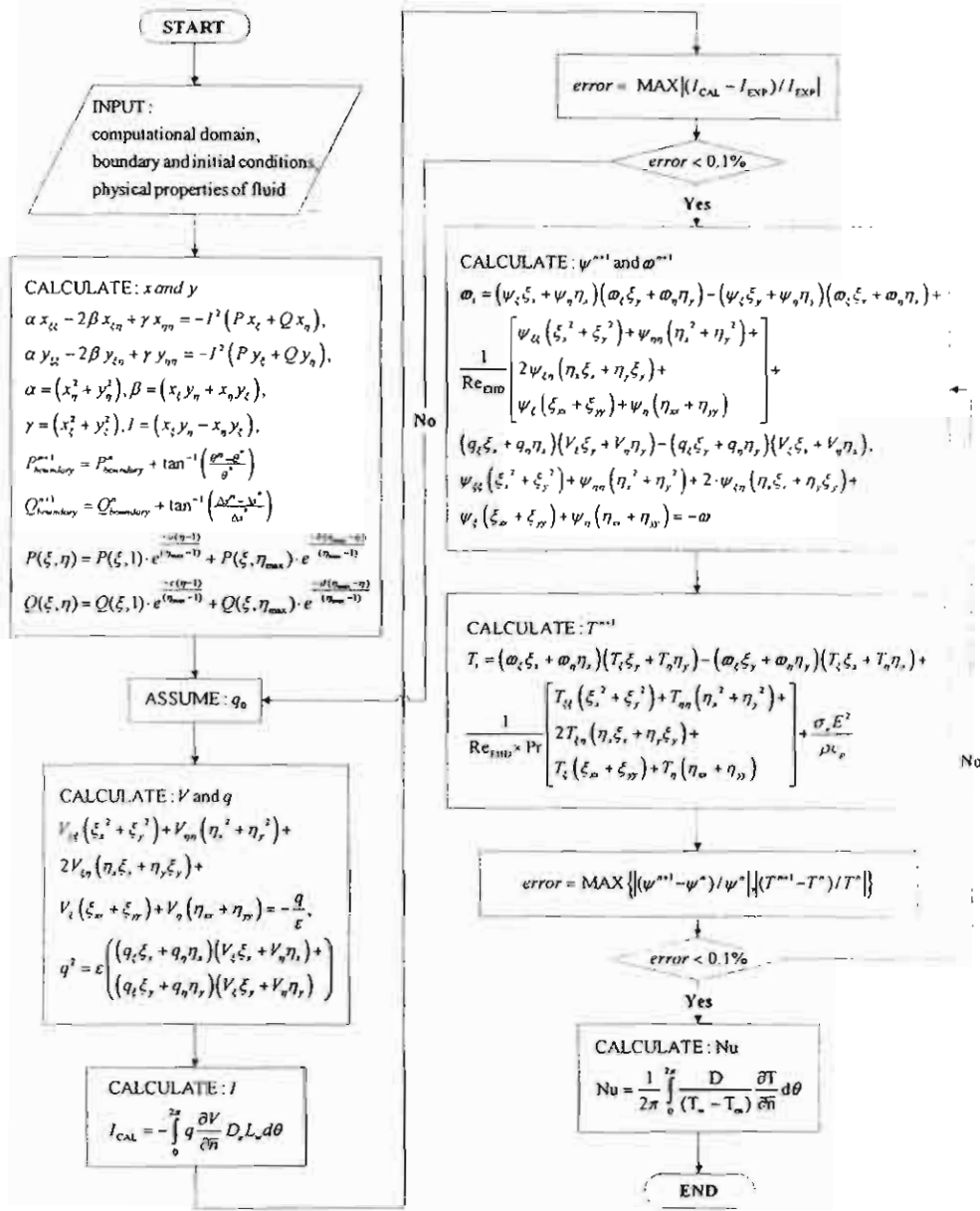


Figure 2 Flow chart diagram.

Results and discussion

Figure 3 shows the stream function contours at $Re = 100$ and $S/D = 4$ with different supplied voltages. For the flow area without the electric field is shown in Figure 3(a). In Figures 3(b)-3(f), as the voltage at the wire electrodes is increased from 7.5-17.5 kV, the vortices behind the cylinder in the wake region become larger when the supplied voltage is higher, and the endpoint of the cavity (rear stagnation point) moves toward the right-hand side. As the supplied voltage is

17.5 kV, the ionic wind causes a pair of counter-rotating cellular motions, which is located at the downstream of the wire and appears gradually. From these results, it can be concluded that increasing of the electric field enhances turbulence in the fluid flow by altering the boundary layer structure of the flow, which offers a significant resistance on the wall surface. Figure 4 shows the temperature distributions (isotherm lines) around the cylinder at $Re = 100$, $S/D = 4$, $T_i = 300$ K, and $T_w = 400$ K. The thermal boundary layer is perturbed by the electric field when it extends over the recirculatory region. The effect of the electric field plays an important role on the temperature distributions, and the increase of the supplied voltage at the wire electrodes creates the smaller thickness of the thermal boundary layer at cylinder surface. Thus, the temperature gradients at the cylinder surface are increased, and the average heat transfer coefficient of the force convection increase monotonously with an increase of the supplied voltage.

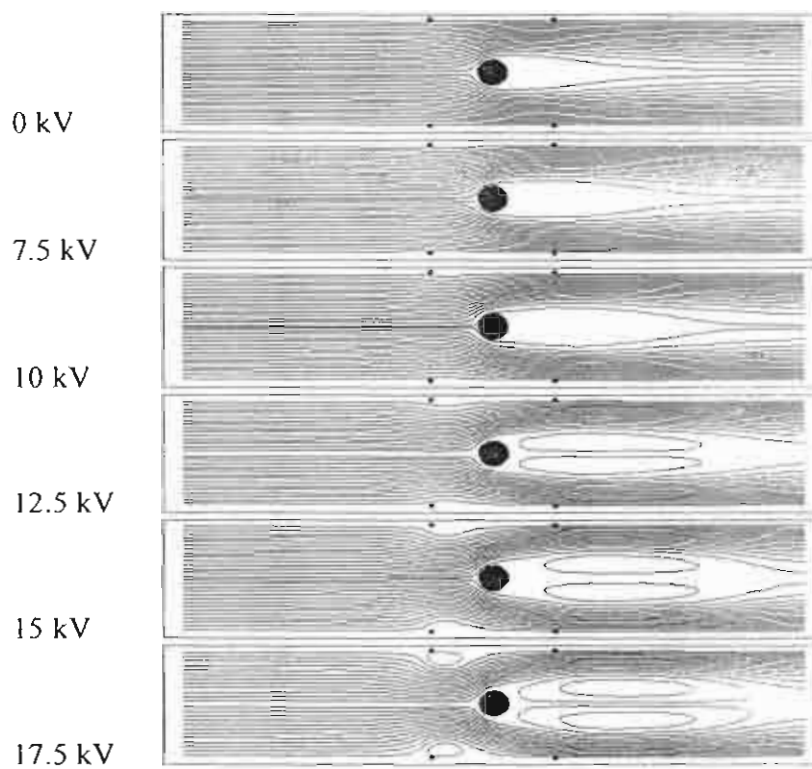


Figure 3 The stream function contours for various supplied voltages.

A comparison between the current investigation and the existing work is confirmed in which there is no supplied voltage. Simulation result is about 10% higher than Zukauskas [8] correlation. The numerical value of the average Nusselt number is described in term of Reynolds number and Prandtl number as

$$Nu_0 = 0.3527 \cdot Re^{0.524} \cdot Pr^{0.33} \quad (1)$$

The distributions of the augmented heat transfer coefficient to that without the electric field for various Reynolds numbers and supplied voltages are shown in Figure 5. The conditions in this figure are $S/D = 3$, $T_i = 300$ K, and $T_w = 400$ K. As the Reynolds number increases, the ratio of Nusselt number to that without electric field decrease slowly and the electrostatic effect becomes insignificant. It

can be concluded that higher the supplied voltage and lower the Reynolds number result in larger the effect to the electrohydrodynamically induced flow disturbance on the heat transfer augmentation.

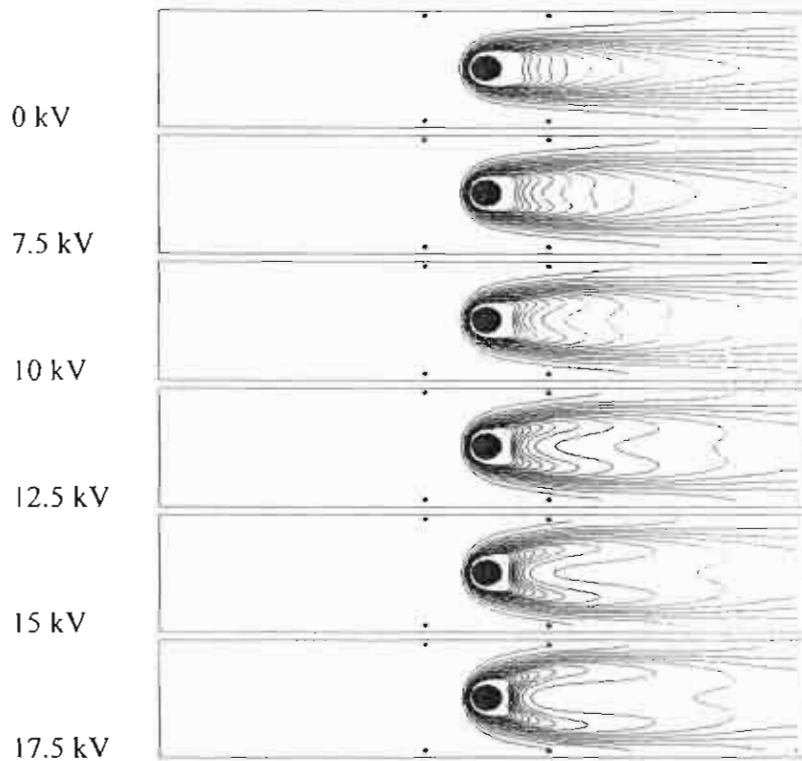


Figure 4. The isotherm lines for various supplied voltages.

Correlation of EHD enhanced forced convection heat transfer has been attempted to show in terms of ratio between Nusselt number in the presence of the electric field to that without the electric field, which can be presented as

$$\frac{Nu}{Nu_0} = 1 + 0.2911 \cdot \left(\frac{Re}{100} \right)^{\left(\frac{-12.6875}{V_0} \right)} \cdot \left(\frac{V_0}{17.5} \right)^{2.75325}, \quad (2)$$

where the supplied voltage is in the range of 7.5 to 17.5 kV and the Reynolds number considered is in the range of 100 to 1500. Moreover, it is also found that the augmented heat transfer increases when distance between the wire electrodes is shortened. The correlation between heat transfer enhancement and distance between the wire electrodes in the terms of Reynolds number and S/D ratio at 17.5 kV supplied voltage is given by

$$\frac{Nu}{Nu_0} = 1 + \left(0.3913 \left(\frac{Re}{100} \right)^{-1} + 0.6079 \left(\frac{Re}{100} \right)^{-0.01} \right) \cdot (0.05025 + 1.120 \cdot e^{-0.75 \times S/D}), \quad (3)$$

where Reynolds number is in the range of 100 to 500 and S/D is in the range of 2 to 10. If there is small increase in cylinder diameter, the augmented ratio decreases slowly. Nevertheless, when the cylinder diameter is larger than 1.75 cm, the enhancement ratio increases because the enhancement of electric field between the wire electrodes and the cylinder surface becomes more significant

than the enhancement due to Reynolds number. However, it can be concluded that the cylinder diameter insignificantly affects on the ratio of augmentation. In addition, the electrical breakdown strength of the vapor must be known and should not be exceeded at any point within the heat exchanger.

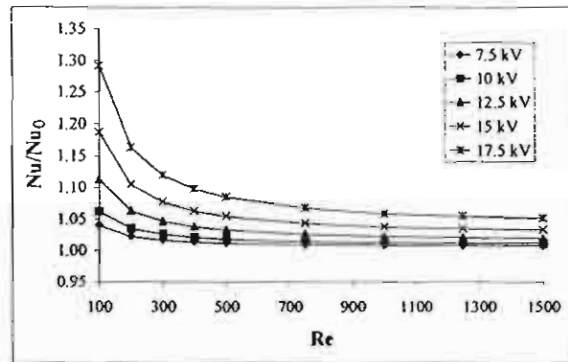


Figure 5. Heat transfer enhancement in each supplied voltage.

Conclusions

1. The vortices behind the cylinder in the wake region become larger when the supplied voltage is higher, and the distance between the rear stagnation point and the cylinder is found to increase monotonously with an increase of the supplied voltage. Thus, the thermal boundary layer around the cylinder surface is disturbed by the effect of electric field and its thickness also decreases.
2. The enhancement of heat transfer coefficient when the presence of the electric field to that without the electric field increases with the supplied voltage but decreases with the Reynolds number and the distance between wire electrodes. Nevertheless, the heat transfer enhancement does not change significantly with the variation of cylinder diameter.

Acknowledgement

The authors gratefully acknowledge the support provided by the Thailand Research Fund for carrying out this study.

References

- [1] Yabe A., Mori Y., and Hijikata K. (1978) *AIAA J.*, 16: 4, 340-345.
- [2] Velkoff H.R. and Godfrey R. (1979) *Trans. ASME Journal of Heat Transfer*, 101, 157-163.
- [3] Yamamoto T. and Velkoff H.R. (1981) *J. Fluid Mech.*, 108, 1-18.
- [4] Franke M.E. and Hogue L.E. (1991) *J. Heat Transfer*, 113, 544-548.
- [5] Tada Y., Takimoto A., and Hayashi Y. (1991) *ASME JSME Thermal Engineering Joint Conference*, 3, 9-14.
- [6] Mathew J. and Lai F.C. (1995) *IEEE Industry Applications Conference, Thirtieth IAS Annual Meeting*, 2, 1472-1479.
- [7] Kasayapanand N., Tiansuwan J., Asvapoositkul W., Vorayos N., and Kiatsiriroat T. (2002) *J. Enhanced Heat Transfer*. (Accepted for Publication)
- [8] Zhukauskas A. (1972) *Advances in heat transfer*, 8, Academic Press, New York.

ผลของขนาดอิเล็กโทรดที่มีต่อการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของกลุ่มท่อ โดยใช้สนามไฟฟ้า

Effect of Electrode Diameter on Electrohydrodynamic Heat Transfer Enhancement of Fluid
Flow through a Tube Bank

สุจินต์ จิระชีวะนันท์
จิรภัทร จิรภาสภกพร
ผอ.สศก. โลกลำลือ
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์

จิรวรรณ เตียรสุวรรณ
สายวิชาเทคโนโลยีอุตสาหกรรม
คณะพลังงานและวัสดุ
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
91 ถ.ประชาธิปไตย บางมด กรุงเทพฯ 10140
โทร. 0-2470-8526
E-mail: sujint.jir@kmutt.ac.th

ทงกเกียรติ เตียรศิริโรจน์
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
239 ถ.ห้วยแก้ว อ.เมือง จ.เชียงใหม่ 50200

Sujin Jiracheewanun
Jirapat Jirapaspakapon
Pachonsak Loakumlaui
Department of Mechanical Technology
Education, School of Industrial Education

Jirawan Tainsuwan
Division of Thermal Technology, School of
Energy and Materials, King Mongkut's of
Technology Thonburi.
91 Prachautit Rd., Bangmod, Thung Khru,
Bangkok 10140
Tel. 0-2470-8526
E-mail: sujint.jir@kmutt.ac.th

Tanongkiat Kiatsirirot
Department of Mechanical Engineering Chiang
Mai University (Chiang Mai 50200)

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาถึงผลของขนาดอิเล็กโทรดที่มีผลต่อการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของกลุ่มท่อโดยใช้สนามไฟฟ้า (Electrohydrodynamic, EHD) กลุ่มท่อประกอบด้วย ท่อทองแดงจำนวน 3x3 แถว มีฮีทเตอร์แบบแท่งสวมอัดอยู่ภายในแต่ละท่อ กลุ่มท่อวางในแนวเดียวกัน (in-line array) S_n/d และ S_p/d เท่ากับ 3.0 และใช้ลวดทองแดงเป็นอิเล็กโทรดรอบๆ ท่อทองแดงใช้อากาศเป็นสารทำงานระบายความร้อนให้กับกลุ่มท่อ ทดลองโดยเปลี่ยนแปลงความเร็วของอากาศ เปลี่ยนแปลงแรงเคลื่อนป้อนสนามไฟฟ้า พบว่าในช่วงการไหลที่มีค่าตัวเลขเรย์โนลด์ต่ำ สนามไฟฟ้าจะช่วยเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนได้มากกว่าช่วงค่าตัวเลขเรย์โนลด์สูง และทดลองเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางลวดอิเล็กโทรด 0.3, 0.5, 0.85 และ 1.25 มม. พบว่าเมื่อใช้อิเล็กโทรดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.85 มม. จะทำให้ช่วยเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนได้มากที่สุด

Abstract

This research aims to study the effect of electrode diameter on electrohydrodynamic heat transfer enhancement of fluid flow through a tube bank. The experimental apparatus was composed of three rows and three columns in-line tube bank with pitch-to-diameter ratio of 3.0. The wire electrodes were placed between tubes. Each tube contained electrical heater inside. The experiment were performed in Reynolds number of 200-900 and applied voltages of 0 kV to the breakdown point of each electrode diameter, which were 11, 13, 16.5 and 17 kV for diameter of 0.3, 0.5, 0.85 and 1.25 mm., respectively. The highest heat transfer enhancement ratio occurs at the lowest Reynolds number in every diameter. In addition, diameter electrode of 0.85 mm. provides the highest enhancement ratio.

1. บทนำ

การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนสามารถแบ่งได้เป็น 2 กลุ่มใหญ่ คือ วิธีแบบ passive ซึ่งไม่ต้องใช้พลังงานภายนอก เช่นการติดครีป การทำให้ผิวสัมผัสขรุขระ การทำให้การไหลหมุนวนมากขึ้นโดยใส่ฟองหรืออนุภาคของแข็งในสนามการไหล เป็นต้น และอีกวิธีคือ วิธีแบบ active ซึ่งต้องใช้พลังงานภายนอก เช่น วิธีทางกลโดยการใส่ใบพัดคววน การทำให้ของไหลหรือผิวสัมผัสสั่นสะเทือน และการใช้สนามไฟฟ้า เป็นต้น

วิธีการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนโดยใช้สนามไฟฟ้า (electric field) หรือที่เรียกว่า electrohydrodynamic (EHD) ทำได้โดยโดยการป้อนไฟฟ้าแรงเคลื่อนสูงระหว่างอิเล็กโทรดขั้วหนึ่ง ซึ่งอาจเป็น ลวดขนาดเล็ก กับอิเล็กโทรดอีกขั้วหนึ่ง ซึ่งอาจเป็นแผ่นแบนเรียบหรือท่อโลหะขนาดใหญ่กว่า ของไหลที่ไหลผ่านสนามไฟฟ้าก็จะเกิดการแตกตัว (ionization) ไอออนซึ่งถูกนำไปเคลื่อนที่ด้วยแรงคูลอมบ์ (Coulomb force) พึงถ่ายโมเมนตัมให้กับอนุภาคที่เป็นกลางของของไหล เป็นผลให้ของไหลเกิดการเคลื่อนที่ ปรากฏการณ์นี้ เรียกว่า ionic wind หรือ corona wind ซึ่งจะช่วยเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนได้ ซึ่งการเพิ่มความสามารถการถ่ายเทความร้อนด้วยวิธีนี้มีข้อดีหลายประการ เช่น ใช้งานง่าย ติดตั้งสะดวก ใช้พื้นที่ในการติดตั้งน้อย ใช้กำลังไฟฟ้าน้อย ความดันตกคร่อมน้อย ไม่จำเป็นต้องมีการบำรุงรักษาเสียงและการสั่นสะเทือนต่ำ และควบคุมการถ่ายเทความร้อนได้ง่าย [1,2]

การศึกษาเกี่ยวกับการนำสนามไฟฟ้าไปเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนมีหลายรูปแบบ เช่น การถ่ายเทความร้อนระหว่างแผ่นเรียบ แท่งความร้อนในแนวนอน แนวตั้งและกลุ่มท่อ [3] เป็นต้น

Ogata *et al.* [4] ได้ทำการศึกษาการเพิ่มความสามารถในการเดือดของ R123 ในอิวาปอเรเตอร์ โดยใช้สนามไฟฟ้าซึ่งประกอบด้วยกราวกลุ่มท่อและอิเล็กโทรดหลายรูปแบบ เช่น กลุ่มท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 22 มม. และลวดอิเล็กโทรด

รศขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 5 มม. พบว่าสามารถเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนได้ 7 เท่า

ทงเกียรติและคณะ [5] ได้ศึกษาผลการใช้สนามไฟฟ้าในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในของเหลวไดอิเล็กทริก โดยชุดทดสอบประกอบด้วยท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 27 มม. และลวดอิเล็กโทรดทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 มม. โดยมีน้ำมันหม้อแปลงเป็นสารทำงาน ซึ่งผลการทดสอบแสดงให้เห็นว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเป็น 2 เท่าเมื่อเทียบกับกรณีไม่ใช้สนามไฟฟ้า

S. Wangnipparmito *et al.* [6] ได้ทำการวิจัยเปรียบเทียบผลการใช้สนามไฟฟ้ากับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนทางด้านอากาศ โดยมีกลุ่มท่อฮีทไปป์วางแบบเรียงแถว 6x7 แถว และใช้ลวดทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 มม.เป็นอิเล็กโทรด ใช้อากาศเป็นสารทำงาน พบว่าสนามไฟฟ้าสามารถช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนได้ประมาณ 15%

นอกจากนี้แล้วยังมีการรวบรวมงานวิจัยที่เกี่ยวกับการใช้สนามไฟฟ้าในการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อน [3] ซึ่งพบว่าลวดอิเล็กโทรดมีขนาดที่แตกต่างกันไป รวมทั้งวัสดุที่นำมาใช้ก็แตกต่างกันไป ทำให้การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนแตกต่างกันไปเช่นกัน ดังนั้นในงานวิจัยนี้ได้ศึกษาผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของอิเล็กโทรดที่มีผลต่อการช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

2. การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้สนามไฟฟ้า

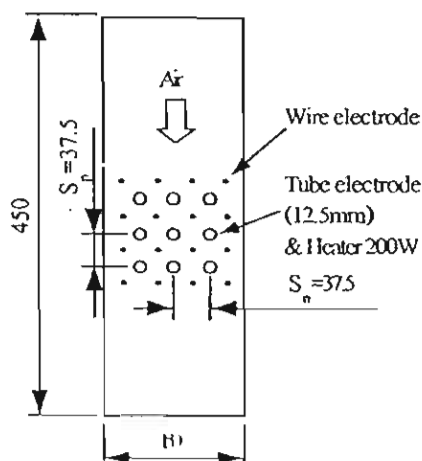
การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนโดยใช้สนามไฟฟ้า นั้น ขึ้นอยู่กับแรงเนื่องจากอิเล็กโตรโอสโคโรไดนามิกส์ (EHD force), F_e คือหนึ่งหน่วยปริมาตรซึ่งเกิดจากสนามไฟฟ้า กระทำต่ออนุภาคของของไหลภายใต้ความเข้มข้นของสนามไฟฟ้า E , dielectric permittivity ϵ ของของไหล ϵ , ความหนาแน่นของประจุ ρ_0 ที่อุณหภูมิ T ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการความสัมพันธ์ได้ดังนี้ [7]

$$\vec{F}_e = \rho_e \vec{E} - \frac{1}{2} \vec{E}^2 \nabla \epsilon + \frac{1}{2} \nabla \left[\vec{E}^2 \rho \left(\frac{\partial \epsilon}{\partial \rho} \right) \right] \quad (1)$$

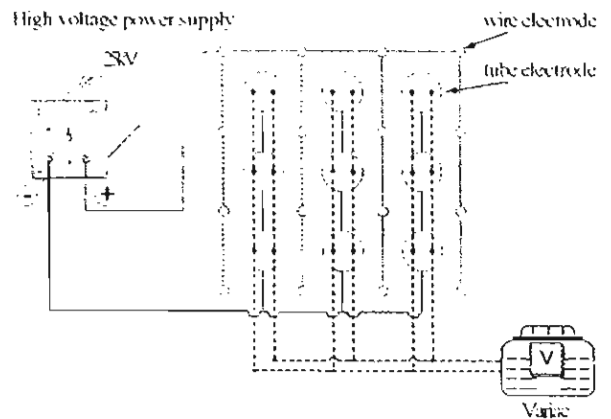
เมื่อเทอมแรกทางด้านขวามือของสมการ (1) คือ Coulomb force หรือ electrophoretic force ซึ่งเทอมนี้จะมีผลต่อการเคลื่อนที่ของอนุภาคอย่างมาก เทอมที่สองและสามประกอบด้วย dielectrophoretic และ electrostrictive force ซึ่งเทอมที่สองและสามก็จะมีผลต่อการเคลื่อนที่ของอนุภาคน้อยมากเมื่อเทียบกับเทอมแรก

3. เครื่องมือและวิธีการศึกษา

การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของอากาศที่ไหลผ่านกลุ่มท่อภายใต้สนามไฟฟ้า ได้สร้างชุดทดลองดังแสดงในรูปที่ 1 ซึ่งประกอบด้วย ชุดการไหลมีลักษณะหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมขนาด 150x150x450 mm ซึ่งทำจากพลาสติกใส ภายในประกอบด้วยชุดแหล่งความร้อนซึ่งเป็นแท่งความร้อนขนาด 200 W สวมอัดในท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 12.5 มม. จำนวน 9 แท่ง กลุ่มท่อวางแบบแนวเดียวกัน (in-line array) 3x3 แถว โดยที่ S_n และ S_p เท่ากับ 37.5 มม. และค่า $\frac{S_n}{D}$ และ $\frac{S_p}{D}$ มีค่าเท่ากับ 3 รอบๆ แท่งความร้อนจะมีชุดอิเล็กทรอนิกส์ควบคุมอุณหภูมิซึ่งสามารถถอดเปลี่ยนได้ การสร้างสนามไฟฟ้าทำได้โดยใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าแรงเคลื่อนสูง (0-25 kV) จ่ายให้กับท่อทองแดงทำหน้าที่เป็นขั้วลบ (-) และหลอดทองแดงเป็นขั้วบวก (+) สำหรับการควบคุมอุณหภูมิของแท่งความร้อนใช้หม้อแปลงชนิดปรับแรงเคลื่อนได้ ดังแสดงในรูปที่ 2



รูปที่ 1 ชุดทดลองและลักษณะการวางกลุ่มท่อ



รูปที่ 2 การต่อวงจรไฟฟ้าของชุดทดลอง

การทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน เพื่อเปรียบเทียบกันโดยมีเงื่อนไขการทดลองคือ ใช้อากาศเป็นสารทำงานในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ส 200- 900 อุณหภูมิของแท่งความร้อนทดลองที่ 70°C และ 100°C สำหรับลวดอิเล็กทรอนิกส์ที่ใช้เป็นลวดทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.3, 0.5, 0.85 และ 1.25 มม. และแรงเคลื่อนที่ป้อนให้กับสนามไฟฟ้านั้น ขึ้นอยู่กับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของอิเล็กทรอนิกส์ โดยทดลองที่แรงเคลื่อนสูงสุดก่อนที่จะเกิดการแตกตัว (break down) ซึ่งมีค่า 11, 13, 16.5 และ 17 kV เมื่อใช้กับอิเล็กทรอนิกส์ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.3, 0.5, 0.85 และ 1.25 มม. ตามลำดับ

การทดลองเริ่มโดยปรับอัตราการไหลของชุดทดลองปรับแรงเคลื่อนที่ป้อนให้กับชุดแท่งความร้อน ทำการวัดค่าแรงเคลื่อน อุณหภูมิบริเวณทางเข้า ทางออก และผิวท่อ หลังจากอุณหภูมิของผิวท่ออยู่ในสภาวะคงที่แล้ว จึงเริ่มปรับแรงเคลื่อนที่ป้อนให้กับชุดสร้างสนามไฟฟ้าจาก 0 kV จนถึงค่าแรงเคลื่อนสูงสุดก่อนการแตกตัวของอิเล็กทรอนิกส์แต่ละขนาด รอจนถึงสภาวะคงที่ จึงบันทึกอุณหภูมิทางเข้า ทางออก และผิวท่ออีกครั้ง ในการทดลองได้ทดลองที่ความเร็วอากาศบริเวณกลุ่มท่อประมาณ 0.2-1.2 m/s ช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ส 200- 900) เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน หลังจาก

นั้นเปลี่ยนขนาดอิเล็กทรอนิกส์เพื่อเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สภาวะต่าง ๆ กัน

การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของกลุ่มท่อ สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\bar{h} = \frac{Q}{A\Delta T_{\text{mid}}} \quad (2)$$

เมื่อ $\bar{h}$ คือค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย
 Q คืออัตราการถ่ายเทความร้อนรวมของกลุ่มท่อ
 A คือพื้นที่การถ่ายเทความร้อนรวมของกลุ่มท่อ
 ΔT_{mid} คือ อุณหภูมิแตกต่างเชิงล็อก

ปริมาณความร้อนของแท่งความร้อนที่ถ่ายเทให้กับอากาศ Q สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$Q = \frac{V^2}{R} = IV \quad (3)$$

เมื่อ I คือ กระแส
 R คือ ความต้านทานไฟฟ้า
 V คือแรงเคลื่อน

พื้นที่ผิวที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อน A ของแท่งความร้อน N แท่ง สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$A = N\pi dL \quad (4)$$

อุณหภูมิแตกต่างเชิงล็อก ΔT_{mid} หาได้จกสมการ

$$\Delta T_{\text{mid}} = \frac{(T_1 - T_2) - (T_1 - T_0)}{\ln \left[\frac{(T_1 - T_2)(T_1 - T_0)}{(T_2 - T_1)(T_1 - T_0)} \right]} \quad (5)$$

เมื่อ T_1 คือ อุณหภูมิผิวแท่งความร้อน
 T_2 คือ อุณหภูมิอากาศที่ไหลเข้ากลุ่มท่อ
 T_0 คือ อุณหภูมิอากาศที่ไหลออกจากกลุ่มท่อ

สำหรับอัตราส่วนการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนเมื่อใช้สนามไฟฟ้าสามารถคำนวณได้จากสมการ

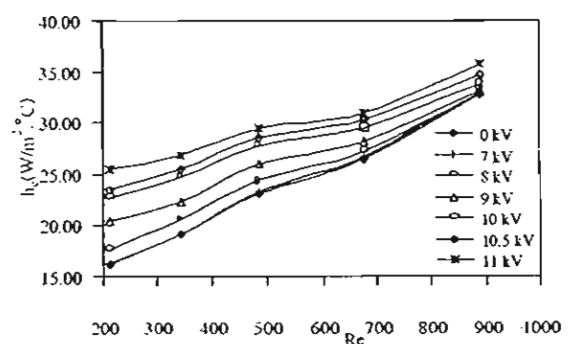
$$\eta = \frac{\bar{h}_{\text{air}}}{\bar{h}_0} \quad (6)$$

เมื่อ $\bar{h}_0$ คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนกรณีที่ไม่ใช้สนามไฟฟ้า

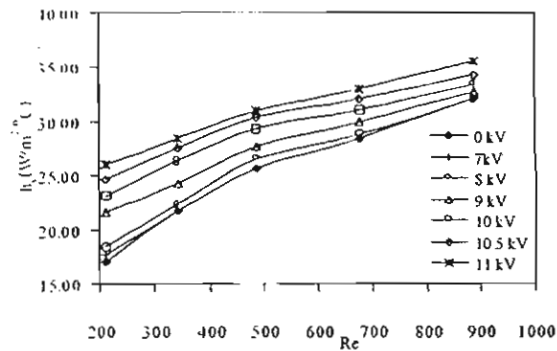
4. ผลการวิจัย

4.1 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

จากการทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นที่อุณหภูมิผิวท่อแตกต่างกันคือ 70°C และ 100°C พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงในลักษณะที่เหมือนกันกล่าวคือ สนามไฟฟ้าจะช่วยเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ส์ต่ำๆ ได้ดีกว่าในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ส์สูงๆ และมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนไม่แตกต่างกัน ดังแสดงในรูปที่ 3



ก. อุณหภูมิผิวท่อ 70°C อิเล็กทรอนิกส์ขนาด 0.3 มม.



ข. อุณหภูมิผิวท่อ 100°C อิเล็กโตรดขนาด 0.3 มม.

รูปที่ 3 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของกลุ่มท่อ

นอกจากนี้ยังพบว่าช่วงแรงเคลื่อนที่ป้อนให้กับสนามไฟฟ้าแล้วทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น มีช่วงที่แตกต่างกันออกไป ขึ้นอยู่กับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของอิเล็กโตรดดังแสดงในตารางที่ 1 และพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นสูงสุดเมื่อป้อนแรงเคลื่อนสูงสุดในทุกๆ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง

ตารางที่ 1 แรงเคลื่อนที่ป้อนให้กับสนามไฟฟ้าที่ทำให้ค่า

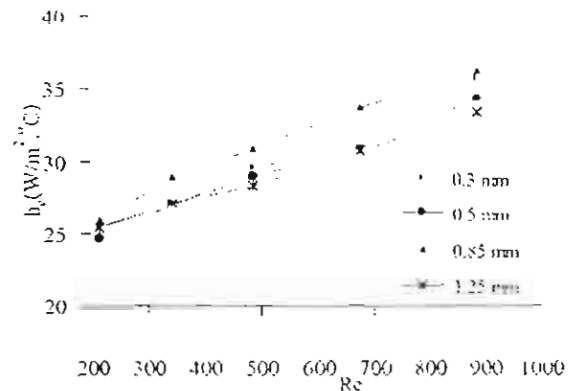
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นของอิเล็ก

โตรดขนาดต่างๆ

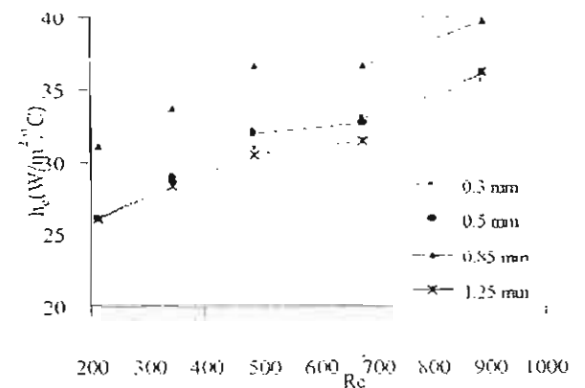
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง	ช่วงแรงเคลื่อน
0.3 มม.	8-11 kV
0.5 มม.	11-13 kV
0.85 มม.	15-16.5 kV
1.25 มม.	16-17 kV

4.2 ผลขนาดของอิเล็กโตรดต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

เมื่อทำการทดลองเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางอิเล็กโตรด แนวโน้มการเพิ่มของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนก็มีลักษณะที่เหมือนกัน แต่อิเล็กโตรดขนาด 0.85 มม. จะเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนได้มากกว่าอิเล็กโตรดขนาดอื่นๆ ทั้งในกรณีอุณหภูมิผิวท่อ 70°C และ 100°C เมื่อเปรียบเทียบกันที่การป้อนแรงเคลื่อนสูงสุดที่ป้อนให้กับสนามไฟฟ้า ดังแสดงในรูปที่ 4

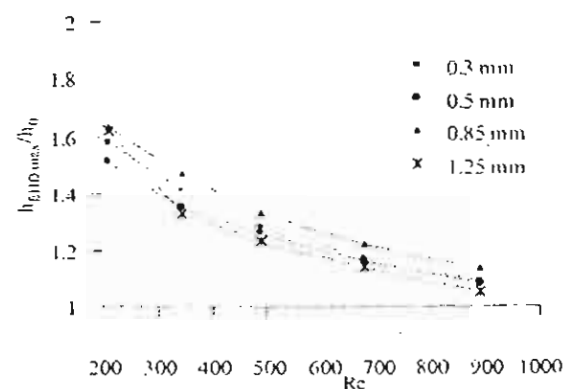


ก. อุณหภูมิผิวท่อ 70°C

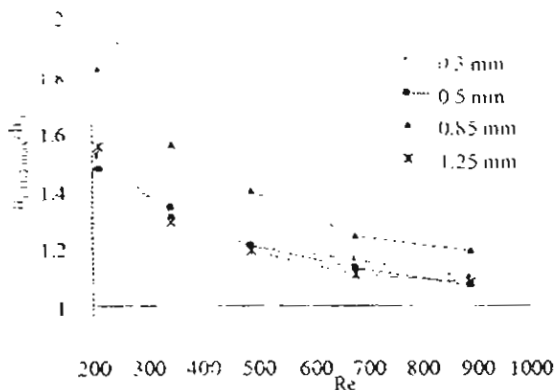


ข. อุณหภูมิผิวท่อ 100°C

รูปที่ 4 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของกลุ่มท่อที่แรงเคลื่อนสูงสุดของอิเล็กโตรดแต่ละขนาด



ก. อุณหภูมิผิวท่อ 70°C



ข. อุณหภูมิผิวท่อ 100°C

รูปที่ 5 อัตราส่วนการเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

เฉลี่ยที่แรงเคลื่อนสูงสุดของอิเล็กโทรดแต่ละขนาด

จากการเปรียบเทียบอัตราส่วนของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นพบว่า อิเล็กโทรดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.85 มม. ให้อัตราส่วนการเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงสุด ทั้งในกรณีอุณหภูมิผิวท่อ 70°C และ 100°C โดยมีค่า 1.6 เท่า และ 1.8 เท่า ตามลำดับดังแสดงในรูปที่ 5

5. สรุปผลการวิจัย

จากการศึกษาผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของอิเล็กโทรดที่มีผลต่อการช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสามารถสรุปได้ดังนี้

5.1 สนามไฟฟ้าช่วยเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ต่ำๆ ได้ดีกว่าในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์สูงๆ

5.2 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่อุณหภูมิผิวท่อ 70°C มีค่าน้อยกว่า 100°C เล็กน้อย แต่อัตราส่วนการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าใกล้เคียงกัน

5.3 อิเล็กโทรดขนาด 0.85 มม. จะช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของกลุ่มท่อที่ใช้สนามไฟฟ้าได้มากกว่าอิเล็กโทรดขนาดอื่นๆ โดยมีค่า 1.6 เท่า และ 1.8 เท่า ในกรณีอุณหภูมิผิวท่อ 70°C และ 100°C ตามลำดับ

เอกสารอ้างอิง

- [1] L.L. Vasiliev, "The enhancing heat transfer of heat pipe by electric field", Proceeding of 7th International Heat Pipe Conference, Vol.1, 1993, pp. 563-567.
- [2] A. Yabe, "Active heat transfer enhancement by applying electric fields", Proceeding ASME/JSME Thermal Engineering, Vol.3, 1991, pp. xv-xxiii.
- [3] P.G.H Allen, and T.G. Karayiannis, "Electrohydrodynamic enhancement of heat transfer and fluid flow", Heat Recovery System & CHP, Vol. 15, No.5, 1995, pp. 389-423.
- [4] J. Ogata, J. Iwafuji, Y. Shimada, and T. Yamazaki, "Boiling heat transfer enhancement in tube-bundle evaporators utilizing electric field effects", ASHRAE Transaction, Vol. 98, 1992, pp. 435-444.
- [5] ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, สันติ หวังนิพนพานโค และ จีรพรรณ เคียรต์สุวรรณ, "ผลของการใช้สนามไฟฟ้าในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในของเหลวไดอิเล็กทริก", วารสารวิจัยและพัฒนา มจร., ปีที่ 22, ฉบับที่ 1, 2542, หน้า 93-106.
- [6] S. Wangniparnito, J. Tainsuwan, S. Jiracheewanui, T. Kiatsirirot, and C.C. Wang, "Air side performance of thermosyphon heat exchanger in low Reynolds number region: with and without electric field", Energy Conservation and Management, Vol.43, 2002, pp. 1791-1800.
- [7] T.G. Karayiannis, "EHD Boiling heat transfer enhancement of R123 and R11 on a tube bundle", Applied Thermal Engineering, vol.18, 1998, pp. 809-817.

COMPUTATION OF DRAG COEFFICIENT IN TUBE BANK UNDER ELECTRIC FIELD BY CFD TECHNIQUE

N. Kasayapanand,
J. Tiansuwan

School of Energy and Materials, King
Mongkut's University of Technology
Thonburi, Bangkok 10140, Thailand.

T. Kiatsiriroat

Department of Mechanical
Engineering, Chiang Mai University,
Chiang Mai 50200, Thailand.

ABSTRACT

Mathematical simulation of electrohydrodynamic flow across tube bank is investigated for analyzing drag coefficient. The computational fluid dynamics (CFD) program includes the interactions among the electric field, flow field, and temperature field. The electric field is generated by the wire electrodes charged with DC high voltage ranging from 7.5-17.5 kV. The fluid is assumed to be steady, incompressible and laminar flow with constant fluid properties. The major convection parameter can be obtained by solving the appropriate form of the boundary layer equations. The components of drag forces, friction drag and pressure drag, acting on the tube are obtained directly by finite difference technique. It is found that the electric field increases momentum in the fluid and affects the position of separation point on the tube surface. Thus, the six categories of electrode arrangements are considered to study the pressure drop and heat transfer enhancement characteristics.

1. INTRODUCTION

The enhancement technique utilizing electric field, which is based on electrostatic force due to space charge or polarization of dielectric fluid can be one of the most promising methods among various active techniques because of its several advantages. For example, quick responses to the control of flow, a significant increase in the heat transfer rate, and a small consumption of electric power. There are some studies relating to the EHD, for instances, Yabe et al. [1] conducted on a corona wind between wire-plate electrodes. This phenomenal characteristic is confirmed Velkoff and Godfrey [2] and Yamamoto and Velkoff [3]. Franke and Hogue [4] studied heat transfer from a horizontal cylinder under corona discharge. In a forced convection field, the EHD induced flow taking place to the interaction between the ionic wind and the primary flow which increases the convective heat transfer coefficient from the wall surface. Tada et al. [5] and Mathew and Lai [6] both unveiled the fundamental mechanism of heat transfer augmentation in a two-dimensional rectangular duct. Recently, Kasayapanand et al. [7] investigated the numerical results of the effect of electrode arrangements in tube bank to the characteristics of heat transfer enhancement.

This current work explains the fundamentals of EHD by considering forces exerted on fluid in the electric field. Governing equations and corresponding boundary conditions are formulated. The mathematical model has been carried out to investigate the EHD enhanced secondary flow and heat transfer coefficient. The characteristics of the EHD combined flow and the heat transfer is discussed in conjunction with the effect of drag force and the heat transfer enhancement

2. METHODOLOGY

Air stream flowing across the tube bank and the wire electrodes excited by DC high voltage generated as shown in Fig. 1(a). Each cylinder is maintained at a uniform temperature $T_w = 400$ K, electrically grounded, and has the outside diameter = 1 cm. Two-dimensional analysis is applied in this paper and the computational domain is shown as the shaded area in the figure. Only positive corona discharge is considered in the present study, thus the wire electrodes are positive and the cylinder is grounded. Air at a uniform velocity U_i and temperature $T_i = 300$ K is introduced at the inlet. The illustration of grid arrangement for calculations has shown in Fig. 1(b).

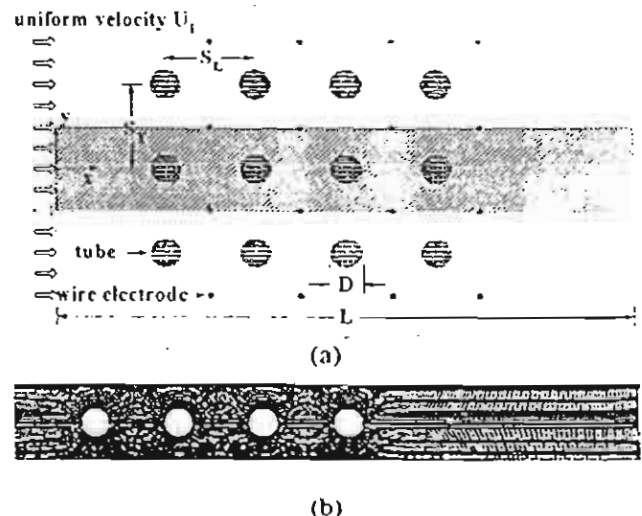


Fig. 1 Air stream flowing across the circular tube bank and the wire electrodes in cross flow direction

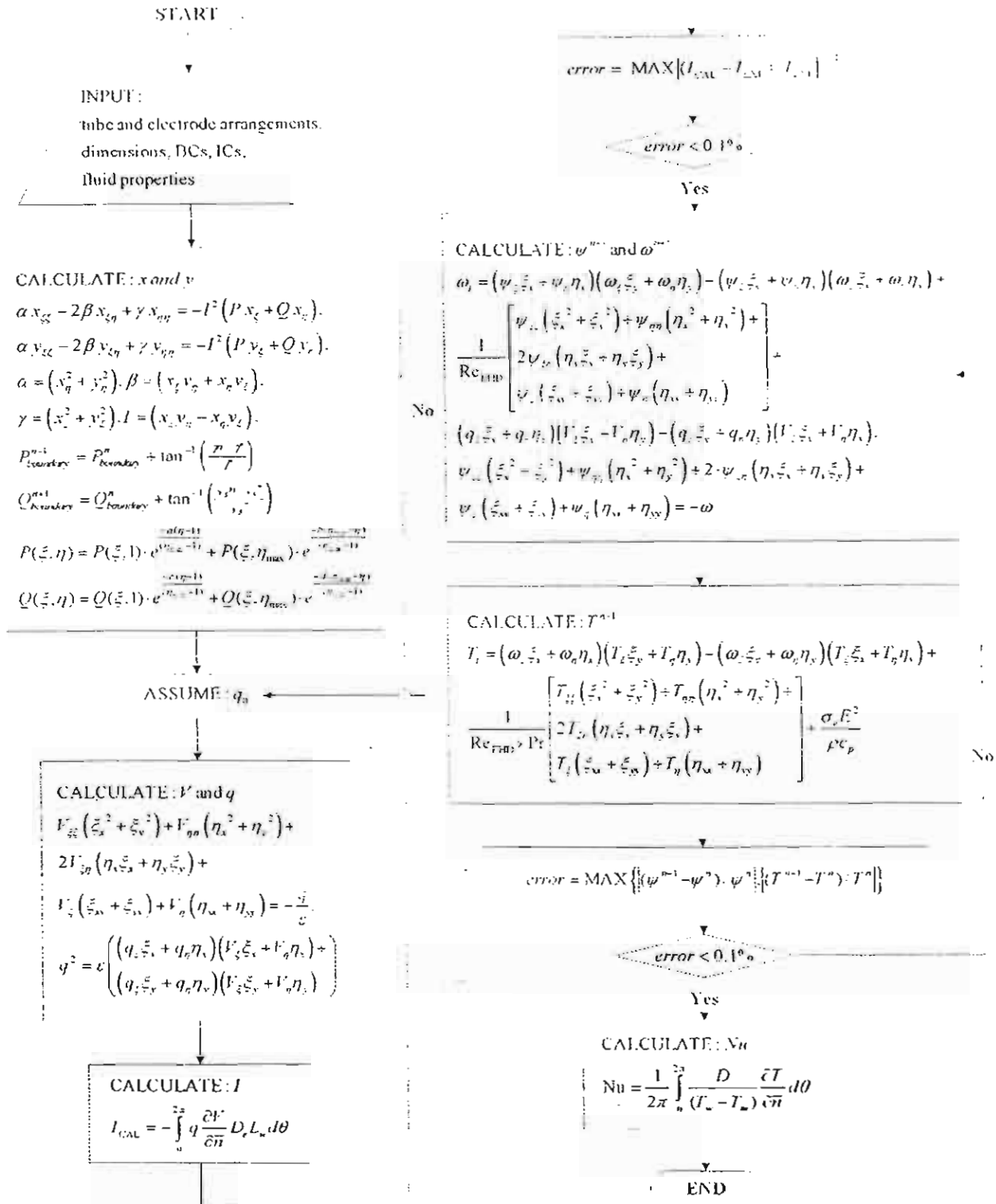


Fig. 2 Flow chart diagram.

This research used grid generation method to convert the physical plane (x, y) in cartesian coordinates into the computational plane in curvilinear coordinates (ξ, η) by Poisson's equation. All equations can be non-dimensionalized and the numerical calculation could be carried out with the computational grid (321×33) and a non-dimensional time step of 5×10^{-1} as to ensure numerical stability and accuracy from the previous

literatures [5,6]. Since the radius of the wire electrode (10^{-4} m) is sufficiently small in the comparison to grid spacing (1.25×10^{-3} m). Therefore, it is allowable to treat the wire as a nodal point. The numerical calculation is then carefully carried out; the detail of calculation procedure is shown in Fig. 2. Firstly, assume q_0 at the wire electrode. The electric field and the charge density distribution are obtained responding to current continuity

equation and Maxwell's equation by finite difference technique and successive over relaxation method. Embarking an up-wind difference scheme on velocity field at all nodes are calculated. The vorticity at each time step is hence obtained from vorticity transport equation, in accordance with the electric field and the stream function obtained from relation of stream function and vorticity equation. The temperature field is finally acquired from energy equation. The above mentioned procedures are repeated until the convergence criterion is reached.

3. RESULTS AND DISCUSSION

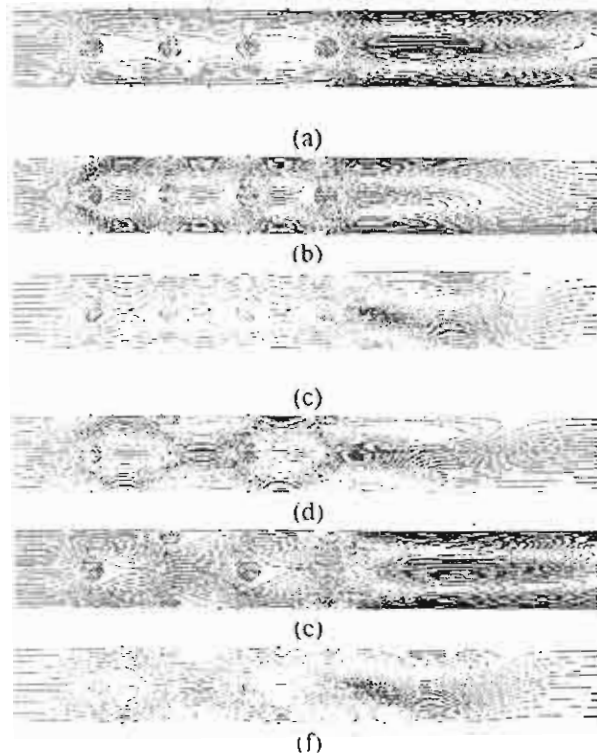


Fig. 3 Stream function contours of the circular tube bank with electrode arrangements in case 1-6 at $V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S = 0.03$ m, and $N = 4$.

Fig. 3 compares the results of stream function in oscillatory (periodic) flow at $V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S = 0.03$ m, and $N = 4$ with different electrode arrangements. For case 1 in Fig. 3(a), the stream function contours are almost symmetrical with respect to the horizontal axis. There is an effect of the secondary flow induced by ionic wind at the wire electrode, and it drives the fluid moving to the longitudinal direction of tubes. The vortices in the wake region behind the last tube column are larger than that from non-EHD case. The endpoint of the cavity (stagnation point) shifts toward the right-hand side of the picture. Next, for case 2 which each electrode is aligned with the tube, the effect of the electric field obviously persists. As the distance between the wire electrodes to the tube surface in the vertical direction is shorter than that of case 1, higher electric field strength are presented and the ionic wind causes a pair of counter-rotating cellular motions locating upstream from each wire

electrode. Therefore, the vortices occur behind all tubes. In case 3 as shown in Fig. 3(c), the wire electrodes are placed right behind each tube. Between the wire electrodes, there is the compression force causes the vortices at the central of the transverse distance between the wire electrodes. Another tube arrangement in staggered configuration, Fig. 3(d) shows tube bank with electrode placed between each pair of the tube in a column. There are the large vortices behind all tubes from the effect of the wire electrodes placed at the center of transverse distance between the tubes and the rear stagnation point has positioned at the wire electrode in the next row. As shown in Fig. 3(e), the electrodes of case 5 are rearranged such that the distance between the wire electrodes to the tube surface is shorter than case 4. Therefore, it experiences higher intensity of electric field strength. It is also shown that the force between the wire electrodes drives the fluid moving closely to the tube surface. There are no vortices behind the tube in contrast to the previous case. The electrode arrangement in response to case 6 affects the flow characteristics as shown in Fig. 3(f). The effects of placing wire electrode at the position in front of next row tube separates the flow and the stream function contours around the inner rows are distributed similar to case 4.

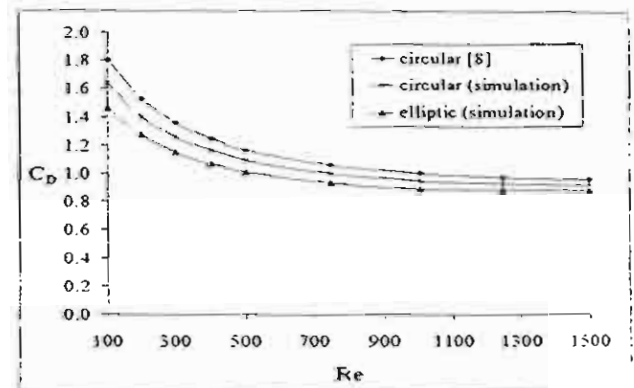


Fig. 4 Average drag coefficient for various Reynolds number in each correlation.

As expected, the velocity boundary layer development on the cylinder determines the drag coefficient characteristics. As long as the boundary layer remains laminar and well behaved, it is possible to compute the heat transfer by method similar to the boundary layer analysis. In fact, the pressure gradient which causes a separated flow region to develop on the back side of the cylinder when the free stream velocity is sufficiently large. When the velocity gradient at the surface becomes zero, the flow is said to have reached a separation point. As the flow proceeds past the separation point, reverse flow phenomena may occur. Eventually, the separated flow region on the back side of the cylinder becomes turbulent and random in motion. The average drag coefficient on the surface can be calculated throughout the surface of tube which described as

$$C_D = \frac{4}{\pi D \rho U^2} \int_0^{2\pi} \mu \frac{\partial^2 \psi}{\partial n^2} d\xi \quad (1)$$

The drag force on the cylinder is a result of a combination of frictional resistance and pressure drag resulting from a low pressure region on the rear of cylinder created by the flow separation process.

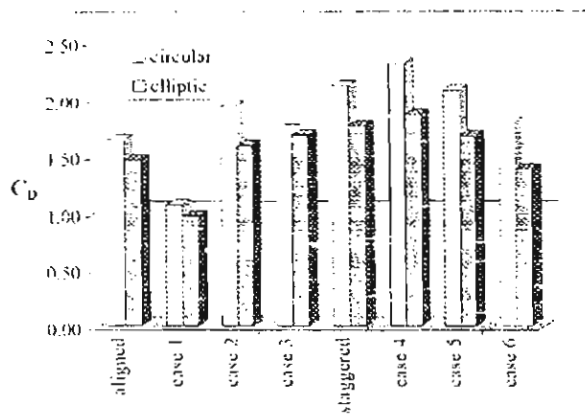


Fig. 5 A comparison of average drag coefficient between circular and elliptic tube bank.

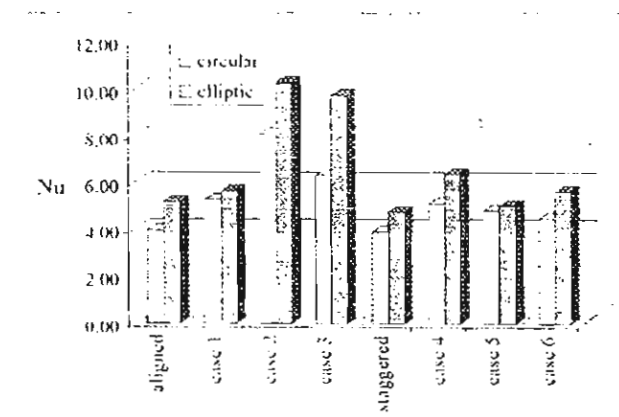


Fig. 6 A comparison of average Nusselt number between circular and elliptic tube bank.

A comparison between the results from the current investigation and the existing work is confirmed in Fig. 4 in which single circular and elliptic (the ratio between major-minor axis is 1.5) tubes. Fig. 5 shows the comparison of average drag coefficient C_D between circular and elliptic tube bank at $V_0 = 17.5$ kV, $Re = 100$, $S = 0.03$ m, and $N = 4$. It can be seen that electrode arrangement in case 1 gives the lowest value and these values in elliptic tube bank are smaller than those circular tube bank about 9-23%. It also found that cases 2 and 4 are the highest drag force in aligned and staggered configurations, respectively. While they are the best categories for enhancement in heat transfer from Fig. 6.

4. CONCLUSIONS

4.1 If the boundary layer remains laminar and well behaved, the components of drag forces, friction drag and pressure drag, acting on the tube bank are obtained directly by finite difference technique.

4.2 The highest drag force in cases 2 and 4 of electrode arrangement can not affect to the enhancement of heat transfer coefficient.

5. ACKNOWLEDGEMENT

The authors gratefully acknowledge the support provided by the Thailand Research Fund for carrying out this study.

6. REFERENCES

- [1] Yabe A., Mori Y., and Hijikata K. (1978) *AIChE J.*, 16: 4, 340-345.
- [2] Velkoff H.R. and Godfrey R. (1979) *Trans. ASME Journal of Heat Transfer*, 101, 157-163.
- [3] Yamamoto T. and Velkoff H.R. (1981) *J. Fluid Mech.* 108, 1-18.
- [4] Franke M.E. and Hogue L.E. (1991) *J. Heat Transfer*, 113, 544-548.
- [5] Tada Y., Takimoto A., and Hayashi Y. (1991) *ASME JSME Thermal Engineering Joint Conference*, 3, 9-14.
- [6] Mathew J. and Lai F.C. (1995) *IEEE Industry Applications Conference*, Thirtieth IAS Annual Meeting, 2, 1472-1479.
- [7] Kasayapanand N., Tiansuwan J., Asvapoositkul W., Vorayos N., and Kiatsiriroat T. (2003) *J. Enhanced Heat Transfer*. (Accepted for Publication)
- [8] Schlichting H. (1979) *Boundary Layer Theory*, 7. McGraw-Hill, New York.

7. NOMENCLATURE

Symbol	Unit
a	constant value in grid function
b	constant value in grid function
c	constant value in grid function
c_p	specific heat J/kg·K
C_D	drag coefficient
d	constant value in grid function
D	diameter m
D_e	charge diffusion coefficient $m^2/V \cdot s$
E	electric field strength V/m
I	electrical current A
1	inverse of Jacobian
L	length of computational domain m
L_w	length of the wire electrode m
$\bar{n}$	direction normal to the surface m
N	number of rows (longitude direction)
Nu	Nusselt number (with electric field)
P	grid generation function
Pr	Prandtl number

q	electric charge density	C/m ²
q_0	electric charge density at electrode	C/m ²
Q	grid generation function	
Re	Reynolds number	
S	distance between the centers of tubes	m
t	time	s
T	temperature	K
U	fluid velocity	m/s
V	voltage	V
V_0	voltage at the wire electrode	V
x	horizontal direction	m
y	vertical direction	m

Greek symbols

α	parameter in Poisson's equation	
β	parameter in Poisson's equation	
γ	parameter in Poisson's equation	
η	curvilinear coordinate	m
μ	dynamic viscosity	kg/m·s
θ	angle	rad

ρ	density	kg/m ³
σ_e	electrical conductivity	1/ohm·m
ω	vorticity	1/s
ξ	curvilinear coordinate	m
ψ	stream function	m ² /s

Subscripts

CAL	calculation
EHD	based on electrical velocity
EXP	experimental
i	inlet
w	wall surface
x	horizontal direction
y	vertical direction

Superscripts

n	time step
*	constraint at the boundary

EHD ENHANCEMENT HEAT TRANSFER IN THE HORIZONTAL CHANNEL

N. Kasayapanand,

J. Fransuwar

School of Energy and Materials, King
Mongkut's University of Technology
Thonburi, Bangkok 10140, Thailand.

T. Kiatsiriroat

Department of Mechanical
Engineering, Chiang Mai University,
Chiang Mai 50200, Thailand.

ABSTRACT

Enhancement in heat transfer using electrohydrodynamic (EHD) technique is numerically investigated for laminar forced convection flow in the horizontal channel with different wire electrode arrangements. The electric field is generated by DC high voltage ranging from 7.5 to 17.5 kV. The Reynolds number corresponding to the flow considered is between 100 and 1500. The computational analysis is conducted by taking account of the interactions among electric field, flow field, and temperature field. Four parameters considered are the Reynolds number, the supplied voltage at the wire electrode, distance between the wire electrodes, and the number of wire electrodes. It is found that the heat transfer is significantly enhanced by EHD at low Reynolds number and short distance between the wire electrodes. However, the number of wire electrodes is significantly at the optimized value.

1. INTRODUCTION

The enhancement technique utilizing electric field, which is based on electrostatic force due to space charge or polarization of dielectric fluid, can be one of the most promising methods among various active techniques because of its several advantages. For example, quick responses to the control of flow, a significant increase in the heat transfer rate, and a small consumption of electric power. There are some studies relating to the EHD, for instances, Yabe et al. [1] conducted on a corona wind between wire-plate electrodes. This phenomenal characteristic is confirmed Velkoff and Godfrey [2] and Yamamoto and Velkoff [3]. Franke and Hogue [4] studied heat transfer from a horizontal cylinder under corona discharge. In a forced convection field, the EHD induced flow taking place to the interaction between the ionic wind and the primary flow which increases the convective heat transfer coefficient from the wall surface. Tada et al. [5] and Mathew and Lai [6] both unveiled the fundamental mechanism of heat transfer augmentation in a two-dimensional rectangular duct. Recently, Kasayapanand et al. [7] investigated the numerical results of the effect of electrode arrangements in tube bank to the characteristics of heat transfer enhancement.

This current work explains the mechanisms of EHD by considering electrostatic forces exerting on air flowing in the horizontal channel. Governing equations of EHD phenomena and corresponding boundary conditions are formulated. The mathematical model has been carried out to investigate the EHD enhanced secondary flow and heat transfer coefficient in two-dimensions. The four wire electrodes charged with a DC high voltage are placing in the channel and installed perpendicular to the primary flow direction. The characteristics of the electric field combined flow field and temperature field are discussed in conjunction with

the four parameters comprising of the Reynolds number, the supplied voltage at the wire electrode, the distance between the wire electrodes, and the number of wire electrodes.

2. METHODOLOGY

Air stream flowing in the horizontal channel with four wire electrodes excited by a DC high voltage generator as shown in Fig. 1(a). Each plate is maintained at a uniform temperature $T_w = 400$ K and electrically grounded. Two-dimensional analysis (x and y axes) is applied in this mathematical work. Only positive corona discharge is considered in the present study, thus the wire electrodes are positive and the plates are grounded. Air at a uniform velocity U_i and the temperature T_i of 300 K is introduced at the inlet. The illustration of grid generated for calculations has been shown in Fig. 1(b).

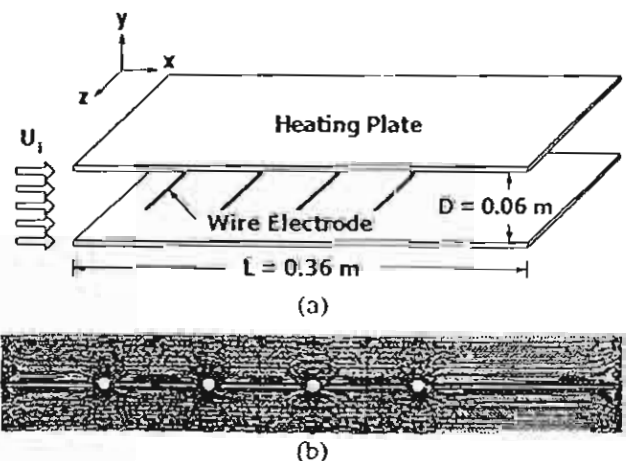


Fig 1 Air stream flowing in the horizontal channel with four wire electrodes

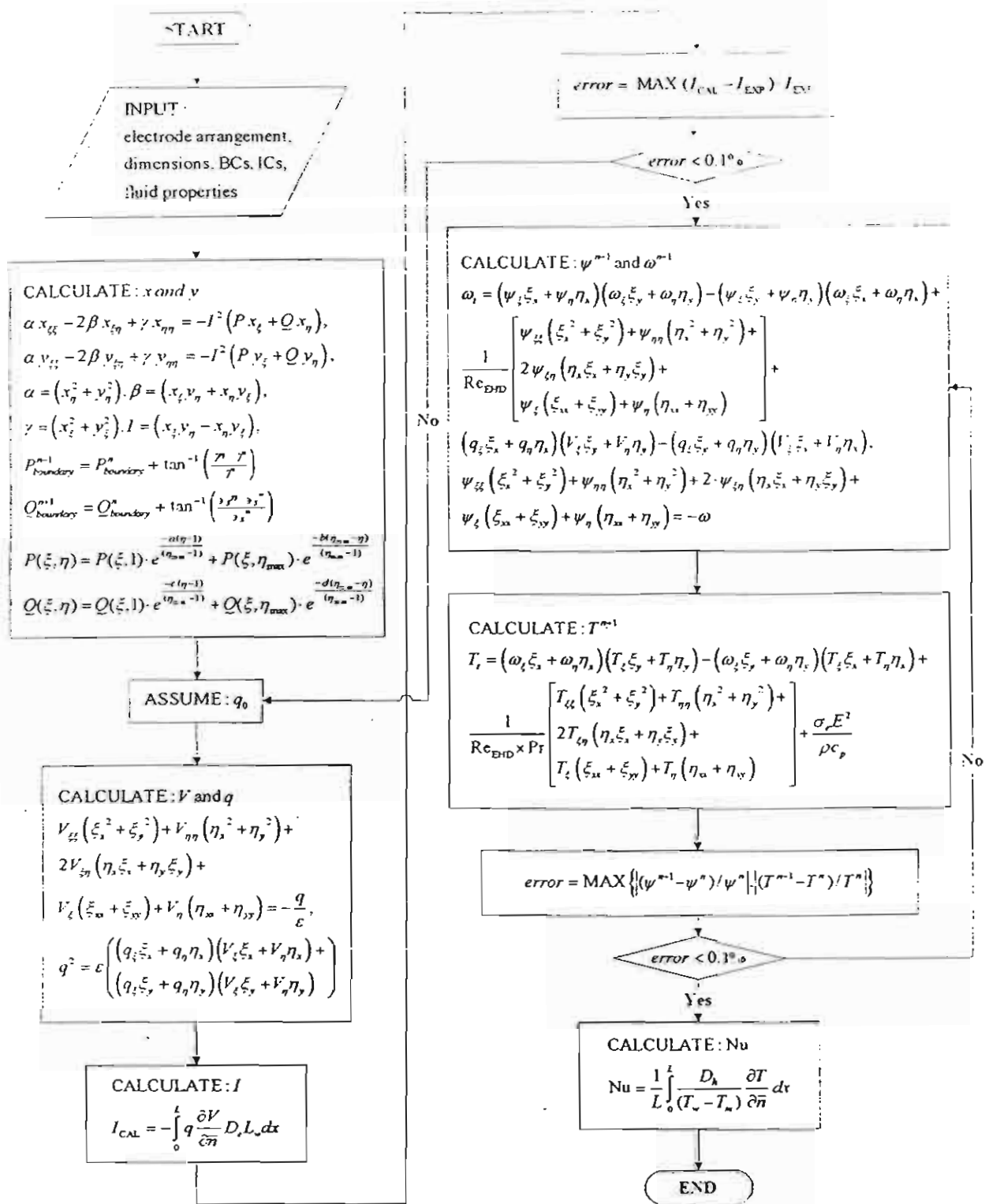


Fig. 2 Flow chart diagram.

This research used grid generation method to convert the physical plane (x, y) in cartesian coordinates into the computational plane in curvilinear coordinates (ξ, η) by Poisson's equation. All equations can be non-dimensionalized and the numerical calculation could be carried out with the computational grid (321×33) and a non-dimensional time step of 5×10^{-4} as to ensure numerical stability and accuracy from the previous

literatures [5, 6]. The numerical calculation is then carefully carried out; the detail of calculation procedure is shown in Fig. 2. Firstly, assume q_0 at the wire electrode. The electric field and the charge density distribution are obtained responding to current continuity equation and Maxwell's equation by finite difference technique and successive over relaxation method. Embarking an up-wind difference scheme on velocity

field at all nodes are calculated. The vorticity at each time step is hence obtained from vorticity transport equation, in accordance with the electric field and the stream function calculated from relation of stream function and vorticity equation. The temperature field is finally acquired from energy equation. The above mentioned procedures are repeated until the convergence criterion is reached.

3. RESULTS AND DISCUSSION

Fig. 3 compares the results of stream function at $V_0 = 17.5$ kV and $Re = 1000$ with different distances between the wire electrodes. For case 1 in Fig. 3(a), the stream function contours are symmetrical with respect to the horizontal axis. There is an effect of the secondary flow induced by ionic wind at the wire electrode, which causes the vortices appear around the wire electrodes especially at first and last electrodes. In cases 2-4 (Figs. 3(b)-3(d)), as the distance between wire electrodes is decreased, higher electric field strength are presented and the ionic wind causes a pair of greater counter-rotating cellular motions.

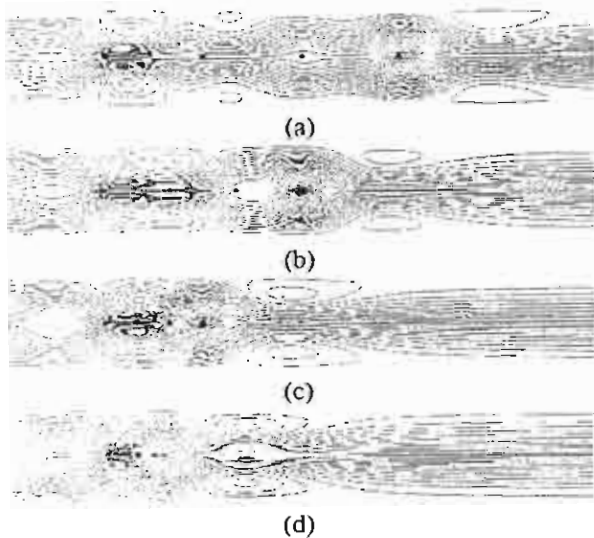


Fig. 3 Stream function contours of air flowing in the horizontal channel ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 1000$).

Fig. 4 represents the temperature field (isotherm lines) in the channel with similar electrode arrangements as defined in Fig. 3 at $T_i = 300$ K and $T_w = 400$ K. In Fig. 4(a), the thermal boundary layer is perturbed by the electric field when it extends over the recirculatory region. The effect of the electric field plays much important role on the temperature distribution of Figs. 4 (b)-4(d) than the first one because the electric fields of these cases are higher. Thus, the isotherm lines are shifting near the surface and the heat transfer coefficient is increased. This phenomenon is similarly to what occurs in the forced convection flow without the electric field when the Reynolds number increases.

A comparison of heat transfer enhancement for various distances between the wire electrodes is shown in Fig. 5 ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 1000$). It can be seen

that the electrode arrangement in case 3 gives the highest value because the average electric field along the plate in this case is maximized. From Fig. 6, it also found that the heat transfer coefficient increases slowly whereas the number of wire electrodes is over 7 (distances between the wire electrodes are equal).

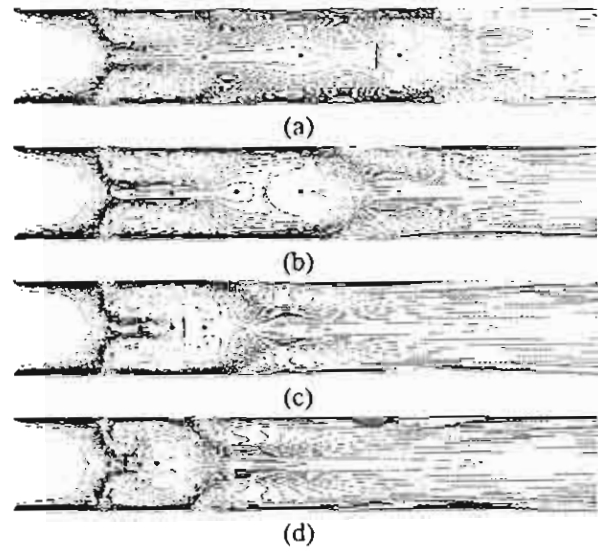


Fig. 4 Isotherm lines of air flowing in the horizontal channel ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 1000$).

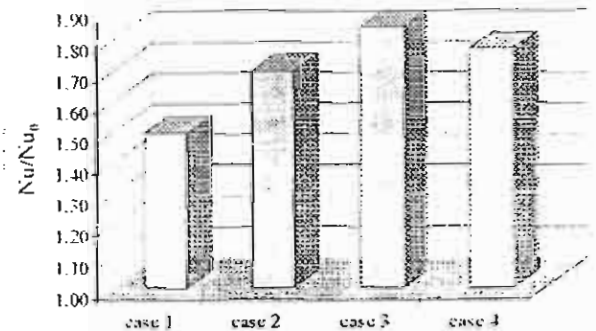


Fig. 5 A comparison of heat transfer enhancement for various distances between the wire electrodes ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 1000$).

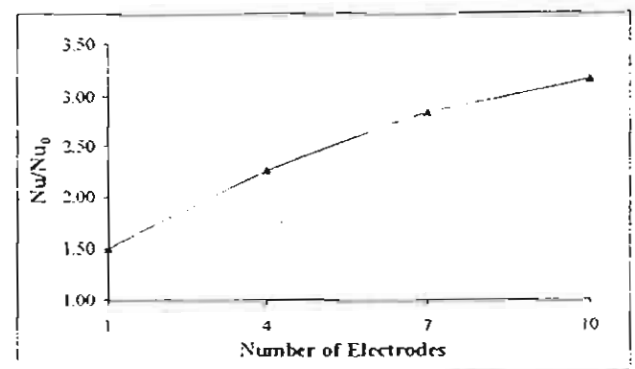


Fig. 6 Heat transfer enhancement for various the numbers of wire electrodes ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 1000$).

Fig. 7 shows the distributions of the augmented Nu/Nu_0 for various Reynolds numbers and supplied voltages (electrode arrangement is case 1). As the Reynolds number increases, the ratio decreases slowly and the electrostatic effect becomes insignificant. It can be concluded that higher the supplied voltage and lower the Reynolds number result in larger the effect to the electrohydrodynamically induced flow disturbance on the heat transfer augmentation.

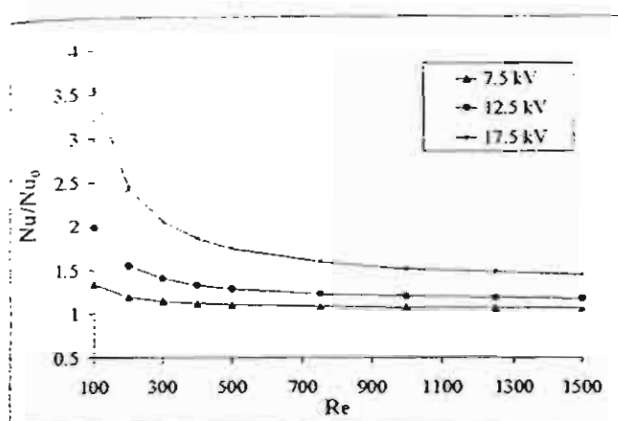


Fig. 7 Heat transfer enhancement for various Reynolds numbers (case 1).

4. CONCLUSIONS

4.1 Electric field shows the effect to the flow patterns and the temperature distributions of the fluid, and it becomes significant with high supplied voltage and lower Reynolds number.

4.2 The EHD enhancement heat transfer increases in relation with short distance between the wire electrodes.

4.3 Heat transfer increases with the number of wire electrodes and when the number reaches a certain value, the effect increases slightly.

5. ACKNOWLEDGEMENT

The authors gratefully acknowledge the support provided by the Thailand Research Fund for carrying out this study.

6. REFERENCES

- [1] Yabe A., Mori Y., and Hijikata K. (1978) *AIChE J.*, 16: 4, 340-345.
- [2] Velkoff H.R. and Godfrey R. (1979) *Trans. ASME Journal of Heat Transfer*, 101, 157-163.
- [3] Yamamoto T. and Velkoff H.R. (1981) *J. Fluid Mech.*, 108, 1-18.
- [4] Franke M.E. and Hogue L.E. (1991) *J. Heat Transfer*, 113, 544-548.
- [5] Tada Y., Takimoto A., and Hayashi Y. (1991) *ASME JSME Thermal Engineering Joint Conference*, 3, 9-14.
- [6] Mathew J. and Lai F.C. (1995) *IEEE Industry Applications Conference*, Thirtieth IAS Annual Meeting, 2, 1472-1479.

- [7] Kasayapanand N., Tiansuwan J., Asvapoositkul W., Vorayos N., and Kiatsiriroat T. (2002) *J. Enhanced Heat Transfer*, 9, 229-242.

7. NOMENCLATURE

Symbol	Unit
a	constant value in grid function
b	constant value in grid function
c	constant value in grid function
c_p	specific heat J/kg·K
d	constant value in grid function
D	distance between the plates m
D_c	charge diffusion coefficient m ² /V·s
D_h	hydraulic diameter m
E	electric field strength V/m
I	electrical current A
I	inverse of Jacobian
L	length of computational domain m
L_w	length of the wire electrode m
$\bar{n}$	direction normal to the surface m
N	number of wire electrodes
Nu	Nusselt number (with electric field)
P	grid generation function
Pr	Prandtl number
q	electric charge density C/m ³
q_0	electric charge density at electrode C/m ³
Q	grid generation function
Re	Reynolds number
t	time s
T	temperature K
U_i	fluid velocity at the inlet m/s
V	voltage V
V_0	voltage at the wire electrode V
x	horizontal direction m
y	vertical direction m
Greek symbols	
α	parameter in Poisson's equations
β	parameter in Poisson's equations
γ	parameter in Poisson's equations
η	curvilinear coordinate m
θ	angle rad
σ_e	electrical conductivity 1/ohm·m
ω	vorticity 1/s
ξ	curvilinear coordinate m
ψ	stream function m ² /s

Subscripts

CAL	calculation
EHD	based on electrical velocity
EXP	experimental
w	wall surface
x	horizontal direction
y	vertical direction

Superscripts

n	time step
*	constrain at the boundary

COMPARISON OF ELECTROHYDRODYNAMIC EFFECT ON THE WAVY CHANNEL ARRANGEMENTS

N. Kasayapanand

School of Energy and Materials,
King Mongkut's University of
Technology Thonburi, Bangkok
10140, Thailand.

T. Kiatsiriroat

Department of Mechanical
Engineering, Chiang Mai
University, Chiang Mai 50200,
Thailand.

ABSTRACT

Heat transfer enhancement with electrohydrodynamic (EHD) technique in laminar forced convection inside a wavy channel with different flow arrangements is numerically investigated. The electric field is generated by the wire electrodes charged with DC high voltage. The mathematical modeling includes the interactions among electric field, flow field, and temperature field. It is found that the heat transfer coefficient with the presence of electric field increases with the supplied voltage but decreases when the Reynolds number and the distance between the wire electrodes and the wall surface are augmented. Electrode and wavy arrangements in cross flow direction yields the best heat transfer performance for wavy channel configuration. Moreover, the heat transfer enhancement is also depended on the number of the wire electrodes, the number of wave per length, and the wave aspect ratio.

1. INTRODUCTION

Flow in channel occupies an important role in several heating systems such as solar air heater and passive heating and cooling, etc. In case of a flat plate solar air heater, in its simplest form, consists of one or more sheets of glass or transparent material situated above an absorbing plate where air flowing either over or under [1-6]. One way to achieve considerable improvement in collector efficiency is to use a wavy plate instead of the flat one because of its higher heat transfer area and higher turbulence in flow pattern. Gao et al. [7] conducted a numerical study of the convection inside the channel between a flat plate and a wavy plate of a solar air heater, the air was flowing across the wavy plate. The characteristic wave geometry was simulated to find the optimum design. Pottler et al. [8] also derived the optimized geometries of a solar air heater. Verma and Prasad [9] investigated the artificially roughness in the solar air heaters to find the effect on its thermohydraulic performance.

The heat transfer enhancement technique utilizing electric field, due to polarization of dielectric fluid, can be one of the most promising methods among various active techniques, for examples, a quick response to control, simplified implementation using only transformer and

electrodes (e.g., needle, wire, or mesh), and a small consumption of electric power. This technique is frequently called electrohydrodynamic (EHD) method of heat transfer which refers to the interdisciplinary field and deals with subjects concerning the interactions between electric field, flow field, and temperature field. There are some studies relating to the ionic wind effect, for instances, Yabe et al. [10] conducted a corona wind between wire and plate electrodes to increase the convective heat transfer coefficient. Velkoff and Godfrey [11] reported on the heat transfer over a horizontal flat plate with parallel wire electrodes. The ionic winds promoted the mixing of the primary flow in the fluid and result in higher heat transfer coefficient. This phenomenal characteristic was confirmed by Yamamoto and Velkoff [12]. Heat transfer augmentation in a rectangular duct with EHD was also done by Tada et al. [13] and Mathew and Lai [14]. Experimental study of corona wind for increasing heat transfer coefficient of air flow through a tube bank was reported by Wangnipparnto et al. [15] and Kasayapanand et al. [16] investigated the numerical results of the effect of electrode arrangements in the tube bank on the characteristics of heat transfer enhancement.

This current work explains the mechanisms of EHD exerting on air flowing through a wavy

channel. Governing equations and corresponding boundary conditions are formulated. The mathematical modeling has been carried out to investigate the EHD-enhanced secondary flow and heat transfer in conjunction with several parameters.

2. THEORETICAL ANALYSIS

The governing equations for the EHD force per unit volume F_E generated by the electric field with strength E in a fluid of dielectric permittivity ϵ , density ρ , and uniform temperature T can be expressed as (Landau and Lifshitz [17])

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

In the symbolic notation, vectors are designated by bold-faced letters, while scalars are denoted by italic letters. Where q is the electric charge density in the fluid. The first term of the right qE is the Coulomb force exerted by electric field upon the free charge or electrophoretic component. While the second and the third terms correspond to the dielectrophoretic and electrostrictive forces on and within the fluid. Eq. (1) is then included in the Navier-Stokes equation, by assuming incompressible fluid, the conservation of momentum is expressed as

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

The vector ρg is the gravitational force per unit volume, P is the local fluid pressure and the last term in the right-hand side of equation represents the viscous terms. Introducing the vorticity ω as

$$\omega = \nabla \times v. \quad (3)$$

To get the vorticity transport equation in two-dimensional flow, the momentum equation can be rewritten in terms of the vorticity defined above, this becomes

$$\frac{\partial\omega}{\partial t} + (v \cdot \nabla)\omega = \nu\nabla^2\omega - (E \times \nabla)q. \quad (4)$$

The stream function (ψ) is defined such that

$$v_x = \frac{\partial\psi}{\partial y}, \quad v_y = -\frac{\partial\psi}{\partial x}. \quad (5)$$

The vorticity transport equation can be obtained from Eqs. (4) and (5) further gives

$$\nabla^2\psi = -\omega. \quad (6)$$

When attention is brought onto the energy equation of this system, without viscous dissipation effect, the energy equation can be written as

$$\frac{dT}{dt} = \alpha\nabla^2T + \frac{\sigma_e E^2}{\rho c_p}. \quad (7)$$

These systems of cross flow requires appropriate and sufficient boundary conditions for the flow and temperature fields which are given by

$$x=0; \quad \omega=0, \quad \psi=U_i y, \quad T=T_i, \quad (8a)$$

$$x=L; \quad \frac{\partial\omega}{\partial x}=0, \quad \frac{\partial\psi}{\partial x}=0, \quad \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}=0, \quad (8b)$$

$$y=\frac{H}{5}\left(1+\cos\frac{2\pi x}{\lambda}\right); \quad \omega=-\frac{\partial^2\psi}{\partial n^2}, \quad (8c)$$

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

$$y=H; \quad \omega=-\frac{\partial^2\psi}{\partial n^2}, \quad \psi=U_i H, \quad T=T_s. \quad (8d)$$

For parallel flow, the boundary conditions are formulated as follows,

$$x=0; \quad u=U_i, \quad v=0, \quad w=0, \quad T=T_i \quad (8e)$$

$$x=L; \quad \frac{\partial u}{\partial x}=0, \quad \frac{\partial v}{\partial x}=0, \quad \frac{\partial w}{\partial x}=0, \quad \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}=0 \quad (8f)$$

$$z=0 \text{ and } \lambda/2; \quad \frac{\partial V}{\partial z}=0, \quad \frac{\partial u}{\partial z}=0, \quad \frac{\partial v}{\partial z}=0, \quad (8g)$$

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

$$y=\frac{H}{5}\left(1+\cos\frac{2\pi x}{\lambda}\right); \quad V=0, \quad u=0, \quad v=0, \quad (8h)$$

$$w=0, \quad T=T_w$$

$$y=H; \quad V=0, \quad u=0, \quad v=0, \quad w=0, \quad T=T_s \quad (8i)$$

At the channel exit, gradients of stream function, vorticity, and heat flux are set to zero. Variable n is the outward perpendicular direction from the wall surface. In addition to the conditions above, a uniform flow is specified at the inlet boundary and constant temperature conditions are employed around the wall surfaces.

Maxwell equations for the electric field corresponding to the setup are as the followings

$$\nabla \cdot \epsilon E = q. \quad (9)$$

the strength E is given by

$$E = -\nabla V. \quad (10)$$

As the current is conserved over the domain of calculation, the current continuity equation is given by

$$\nabla \cdot J + \frac{\partial q}{\partial t} = 0, \quad (11)$$

and the current density J is given by

$$J = qv + \sigma_c E + (v \cdot \nabla)(\epsilon E) - D_c \nabla q. \quad (12)$$

Combine Eqs. (9) to (12), one can obtain

$$\nabla^2 V = -\frac{q}{\epsilon}, \quad (13)$$

$$q^2 = \epsilon(E \cdot \nabla q). \quad (14)$$

The boundary conditions required for solving Eqs. (13) and (14) are

$$V = V_0, \text{ at each wire electrodes,} \quad (15a)$$

$$V = 0, \text{ along both the top and the bottom of wall surfaces.} \quad (15b)$$

For forced convective flow across the wavy channel, maximum velocity of the fluid at the minimum flow-path area is essential to obtain the heat transfer coefficient. Where U_i is velocity entering to the channel, the Reynolds number based on the maximum velocity is

$$Re = \frac{U_{max} D}{\nu}. \quad (16)$$

In heat transmission characteristic ([18]-[20]), the local heat transfer coefficient in term of the local Nusselt number of laminar sublayer near the surface is simply given by

$$Nu_0 = \frac{Dh}{k} = \frac{Dq}{k(T_w - T_m)} = \frac{D(\partial T / \partial n)}{(T_w - T_m)}. \quad (17)$$

The average heat transfer coefficient along the wavy surface of channel can be determined such that

$$Nu = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{D(\partial T / \partial n)}{(T_w - T_m)} dx. \quad (18)$$

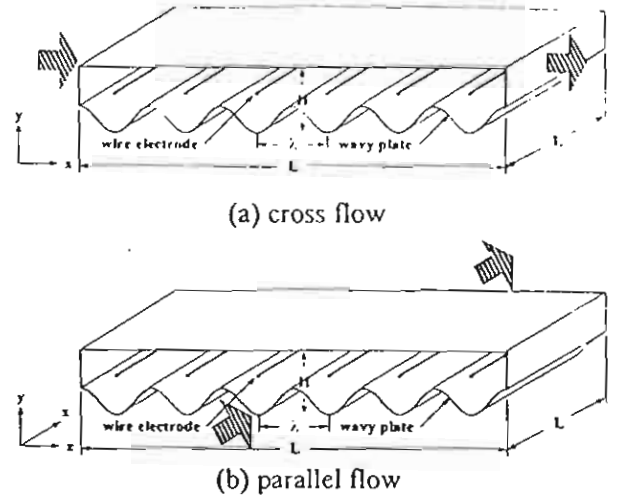


Fig. 1
Air flowing through wavy channel.

The illustration of computational domain and boundary conditions in cross flow is shown in Fig. 1. The dimensions comprise $L = 0.3$ m, $H = 0.05$. Both plates are maintained at a uniform temperature and electrically grounded. Air at a uniform velocity U_i and temperature $T_i = 300$ K is introduced at the inlet. Electrode arrangement is utilizing at the positions of $y = 0.6 H$ and $x = n \lambda + \lambda / 2$, where $n = 0-5$. Two (by vorticity-stream function method) and three-dimensional (by pressure-velocity algorithms) analysis is applied in cross flow (flow direction parallel to x-axis) and parallel flow (flow direction parallel to z-axis), respectively. The electric, flow, and temperature fields are solved by finite difference technique.

3. RESULTS AND DISCUSSION

Fig. 2 compares the results of stream function at $V_0 = 17.5$ kV and $Re = 100$ with different flow arrangement. There is an effect of the secondary flow induced by ionic wind at the wire electrode which causes a pair of rotating cellular motions at each electrode in cross flow direction (Fig. 2(a)). Consideration in parallel flow direction along the transverse direction of wavelength, the visualized flow patterns in the cross section of channel (at the middle) as shown in Fig. 2(b). The series of counter-rotating vortex pairs created velocity boundary layer streaks over the surface in longitude direction. Next, temperature fields are calculated from the obtained velocity distributions. The thermal boundary layer is perturbed by the electric field when it extends over the recirculatory region.

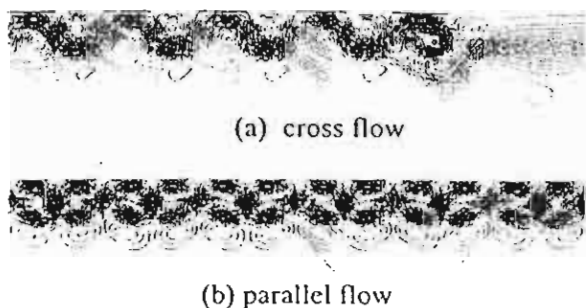


Fig. 2

Stream function contours of cross and parallel flow ($V_0 = 17.5$ kV and $Re = 100$).

The averaged value of heat transfer coefficient of parallel and cross flows has been shown in Fig. 3. It can be affirmed that EHD enhanced heat transfer is effective in cross flow than in parallel flow as the same number of electrodes. Fig. 4 also shows the performance of the cross flow arrangement with various Reynolds numbers and supplied voltages. It can be perceived that the ratio of heat transfer enhancement is growing with the small Reynolds number and increases monotonously with the supplied voltage at the wire electrodes.

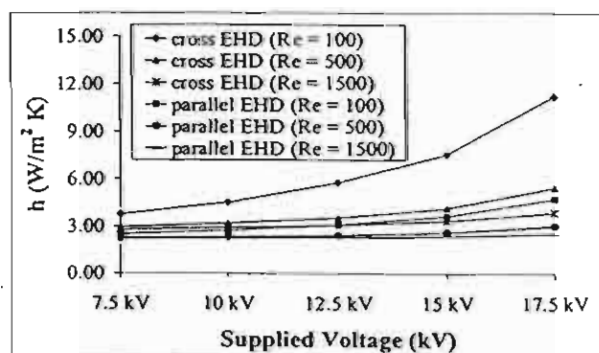


Fig. 3

Comparison of heat transfer coefficients.

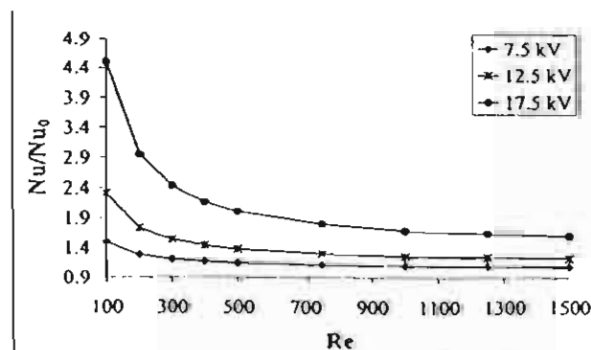


Fig. 4

Enhanced ratio for various Reynolds numbers.

4. CONCLUSIONS

Conclusions are obtained as follows:

- 4.1 Flow pattern and thermal boundary layer are disturbed by the effect of electric field when it extends over the recirculatory region.
- 4.2 The EHD enhancement heat transfer decreases when the Reynolds number and the distance between electrodes and wall surface are augmented.
- 4.3 Electrode and wavy arrangements in cross flow direction yields the best heat transfer performance for wavy channel configuration.
- 4.4 The heat transfer also depends on the electrode arrangement, the number of electrodes, and the geometries (number of wave per length and wave aspect ratio) and dimensions of wave.

5. ACKNOWLEDGEMENT

The authors gratefully acknowledge the support provided by the Thailand Research Fund for carrying out this study.

6. REFERENCES

- [1] Y. Mori and Y. Uchida, *Int. J. Heat and Mass Transfer* 9, 803 (1966).
- [2] H.M. Tan and W.W.S. Charters, *Solar Energy* 13, 121 (1970).
- [3] C.H. Liu and E.M. Sparrow, *Int. J. Heat and Mass Transfer* 23, 1137 (1980).
- [4] B.F. Parkar, *Solar Energy* 26, 27 (1981).
- [5] F.P. Incropera, A.J. Knox, and J.R. Maughan, *J. Heat Transfer* 109, 434 (1987).
- [6] D.G. Osborne and F.P. Incropera, *Int. J. Heat and Mass Transfer* 28, 207 (1985).
- [7] W. Gao, W. Lin, and E. Lu, *Int. J. Energy Conversion and Management* 41, 145 (2000).
- [8] K. Pottler, C.M. Sippel, A. Beck, and J. Fricke, *Solar Energy* 67, 35 (1999).
- [9] S.K. Verma and B.N. Prasad, *Renewable Energy* 20, 19 (2000).
- [10] Yabe, Y. Mori, and K. Hijikata, *AIAA J.* 16, 340 (1978).
- [11] H.R. Velkoff and R. Godfrey, *J. Heat Transfer* 101, 157 (1979).
- [12] T. Yamamoto and H.R. Velkoff, *J. Fluid Mech.* 108, 1 (1981).
- [13] Y. Tada, A. Takimoto, and Y. Hayashi, *J. Enhanced Heat Transfer* 4, 71 (1997).
- [14] J. Mathew and F.C. Lai, *Enhanced Heat Transfer in a Horizontal Channel with Double Electrodes*, Conference Record of the 1995 IEEE, vol. 2, pp. 1472-1479 (1995).
- [15] S. Wangnippanto, J. Tiansuwan, S. Jiracheewanun, C.C. Wang, and T.

- Kiatsiriroat, *Int. J. Energy Conversion and Management* **43**, 1791 (2002).
- [16] N. Kasayapanand, J. Tiansuwan, W. Asvapoositkul, N. Vorayos, and T. Kiatsiriroat, *J. Enhanced Heat Transfer* **9**, 229 (2002).
- [17] L.D. Landau and E.M. Lifshitz, *Electrohydrodynamics of Continuous Media*, Pergamon, New York (1963).
- [18] G.E. Karniadakis, *Int. J. Heat and Mass Transfer* **31**, 407 (1988).
- [19] W. Chun and R.F. Boehm, *Numer. Heat Transfer* **15**, 101 (1989).
- [20] W.S. Fu and B.H. Tong, *Int. J. Heat and Mass Transfer* **45**, 3033 (2002).

Superscripts

n time step

7. NOMENCLATURE

Symbol	Unit
c_p specific heat	J/kg·K
D distance between the plates	m
D_e charge diffusion coefficient	m ² /V·s
D_h hydraulic diameter	m
E electric field strength	V/m
L length of computational domain	m
$\bar{n}$ direction normal to the surface	m
Nu Nusselt number (with electric field)	
Pr Prandtl number	
q electric charge density	C/m ³
Re Reynolds number	
t time	s
T temperature	K
u velocity in x-axis	m/s
U_i fluid velocity at the inlet	m/s
v velocity in y-axis	m/s
V voltage	V
V_0 voltage at the wire electrode	V
w velocity in z-axis	m/s
x horizontal direction	m
y vertical direction	m

Greek symbols

θ angle	rad
σ_e electrical conductivity	1/ohm·m
ω vorticity	1/s
λ wave length	m
ψ stream function	m ² /s

Subscripts

w wall surface
x horizontal direction
y vertical direction

การพาความร้อนแบบธรรมชาติของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ
ท่อติดครีบบนใบพัดภายใต้สนามไฟฟ้า
Natural Convection Heat Transfer of Louvered Fin and Tube Heat Exchanger
Under Electric Field

สรรพวรรณ วิทยาชัย¹ และ ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์^{2*}

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ อ. เมือง จ. เชียงใหม่ 50200

โทร 0-5394-4144 โทรสาร 0-5394-4145 Email: tanong@dome.eng.cmu.ac.th²

อติพงษ์ นันทพันธ์

กองศูนย์ฝึกอบรมแม่เมาะ การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย อ. แม่เมาะ จ. ลำปาง 52220

โทร 0-5425-6932 โทรสาร 0-5425-6938 Email: atipoang@egat.co.th

Sanparwat Vilhayasai¹ and Tanongkiat Kiatsiriroat^{2*}

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai University, Chiang Mai, 50200

Tel. 0-5394-4144 Fax. 0-5394-4145 Email: tanong@dome.eng.cmu.ac.th²

Atipoang Nuntaphan

Mae Moh Training Center, Electricity Generating Authority of Thailand, Mae Moh, Lampang, 52220

Tel. 0-5425-6932 Fax. 0-5425-6938 Email: atipoang@egat.co.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งถ่ายเทความร้อนแบบธรรมชาติภายใต้สนามไฟฟ้า โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในการทดสอบจะเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวาง ติดครีบบนใบพัด แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำร้อนที่ไหลผ่านในท่อ อุณหภูมิประมาณ 65 °C อัตราการไหล 20 l/min กับอากาศที่อุณหภูมิห้อง ซึ่งการถ่ายเทความร้อนระหว่างพื้นผิวด้านนอกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศการไหลเวียนตามธรรมชาติ ในการทดสอบจะสร้างสนามไฟฟ้าขนาด 0–12 kV ที่บริเวณพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยจากการทดสอบพบว่า สนามไฟฟ้าสามารถเพิ่มสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ประมาณ 5-30% ขึ้นอยู่กับความแรงดันของสนามไฟฟ้า และนอกจากนี้พบว่า การติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในแนวนอน จะมีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าการติดตั้งในแนวตั้ง ทั้งนี้เนื่องมาจากอิทธิพลของแรงลอยตัวเนื่องจากความร้อน งานวิจัยนี้ยังทำการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ทำนายข้อมูลด้านความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายใต้สนามไฟฟ้า โดยแบบจำลองที่สร้างขึ้นสามารถใช้ทำนายผลได้ดีเทียบกับผลการทดลอง

Abstract

This research work experimentally studies the natural heat transfer performance of a heat exchanger under electric field. A cross-flow heat exchanger having louvered fin and tube is used to exchange heat by natural convection between 65 °C hot water having 20 l/min flowing in the tube side and the ambient air. In this experiment, an electric field of 0–12 kV is operated at the heat exchanger surface. From the experiment, it is found that the electric field can increase thermal performance of the heat exchanger approximately 5–30% depends on the degree of high voltage. Moreover, it is found that the heat exchanger with horizontal orientation gives higher performance than the vertical arrangement due to its better thermal buoyancy effect. The model for evaluating the heat exchanger data under the electric field is also developed. This model can predict the results quite well with those of the experiments.

* Corresponding author

1. บทนำ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบบนแบบเกร็ด (Louver Fin and Tube Heat Exchanger) เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวาง (Cross Flow Heat Exchanger) ประเภทหนึ่งซึ่งมีการนำมาใช้งานอย่างกว้างขวางในปัจจุบัน ทั้งนี้เนื่องจากมีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางประเภทอื่นๆ ตัวอย่างของการใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้ ได้แก่ คอนเดนเซอร์ของระบบปรับอากาศรถยนต์ หม้อน้ำรถยนต์ รวมทั้งการนำมาประยุกต์ใช้งานอื่นๆ อาทิเช่น การนำมาใช้ดึงความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์ [1] เป็นต้น

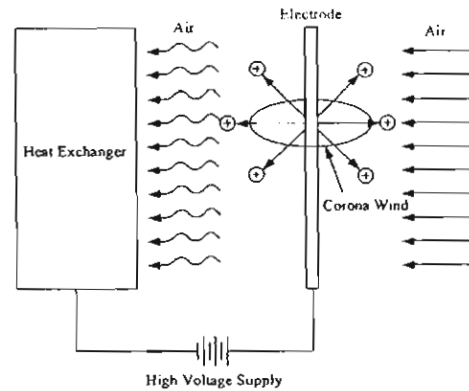
รูปที่ 1 แสดงลักษณะทางกายภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบบนแบบเกร็ด ซึ่งลักษณะพิเศษของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้คือ การใช้ท่อแบน (Flat Tube) เพื่อช่วยลดอากาศหมุนวนด้านหลังท่อ ซึ่งจะทำให้พื้นที่ผิวประสิทธิภาพ (Effective Area) ของท่อมักยิ่งขึ้น [2] การติดครีบบนจะติดครีบบนระหว่างท่อ โดยบริเวณพื้นผิวของครีบบนจะมีลักษณะคล้ายบานเกร็ด ซึ่งสามารถช่วยเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนได้เป็นอย่างดี



รูปที่ 1 ลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบบนแบบเกร็ด

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบบนแบบเกร็ด โดยปกติแล้ว จะถ่ายเทความร้อนระหว่างของเหลวที่ไหลอยู่ด้านในท่อ กับอากาศที่ไหลผ่านพื้นที่ผิวภายนอก อย่างไรก็ตามเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้มีการนำมาประยุกต์ใช้กับการไหลเวียนตามธรรมชาติ (Natural Circulation) อาทิเช่นงานวิจัยของ เจนจิรา [1] และ ปฏิภาณ และคณะ [3] ซึ่งพบว่าสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวค่อนข้างต่ำ หนทางหนึ่งซึ่งสามารถช่วยเพิ่มสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวคือ การใช้สนามไฟฟ้าช่วยเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนโดยมีหลักการทำงานแสดงดังรูปที่ 2

กรณีของการไหลของอากาศที่เข้ามาแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นที่ผิวภายนอกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยที่อากาศมีความเร็วต่ำ (Low Velocity Flow) หรือกรณีของการพาความร้อนโดยธรรมชาติ (Natural Convection) นั้น ลักษณะการไหลของอากาศจะเป็นแบบราบเรียบ (Laminar) การเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้สนามไฟฟ้า จะก่อให้เกิดการปั่นป่วน (Turbulent) ของอากาศขึ้น ส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศกับพื้นที่ผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มสูงขึ้น



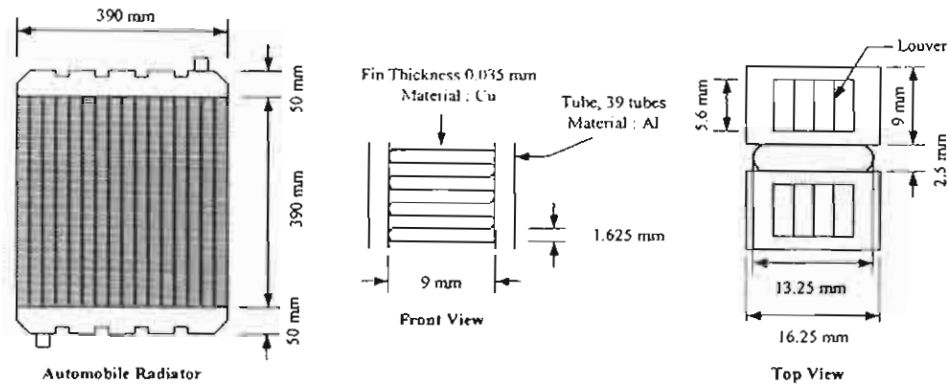
รูปที่ 2 หลักการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้สนามไฟฟ้า

จากรูปที่ 2 เมื่อป้อนกระแสไฟฟ้าที่มีแรงดันสูง (High Voltage) เข้าสู่เส้นลวดอิเล็กโทรด (Electrode) (ซึ่งทำหน้าที่เป็นขั้วบวก และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นขั้วลบ) จะก่อให้เกิดการแตกตัวเป็นประจุ (Ion) ของอากาศขึ้น ซึ่งเรียกว่า ปรากฏการณ์โคโรนา (Corona) และประจุบวกจะวิ่งเข้าสู่ขั้วลบซึ่งในที่นี้คือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การเคลื่อนที่ของประจุบวก จะเกิดการชนกับโมเลกุลของอากาศที่อยู่บริเวณใกล้เคียง ส่งผลให้อากาศที่ไหลเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเกิดการปั่นป่วน ซึ่งทำให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น

จากอดีตที่ผ่านมา มีนักวิจัยหลายท่านได้ศึกษา การเพิ่มสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้สนามไฟฟ้า อาทิเช่น Wangnipparnto et al. [4,5] ได้ใช้สนามไฟฟ้าเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน (Thermosyphon Heat Exchanger) และพบว่าสนามไฟฟ้าสามารถช่วยเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในช่วงของตัวเลขเรย์โนลด์ส (Reynolds Number) ต่ำ และนอกจากนี้ยังได้พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ทำนายปรากฏการณ์ดังกล่าวด้วย Allen and Karayiannis [6] ศึกษาการเพิ่มสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนในของไหลแบบเฟสเดียว และสองเฟส (Single and Two Phases) โดยใช้สนามไฟฟ้า โดยพบว่าสนามไฟฟ้าสามารถเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนได้ อย่างไรก็ตาม ข้อมูลด้านการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบบนแบบเกร็ด ซึ่งมีการถ่ายเทความร้อนแบบธรรมชาติ โดยใช้สนามไฟฟ้ายังไม่ชัดเจนนัก ดังนั้น งานวิจัยนี้จึงได้ทำการศึกษาเรื่องดังกล่าว ซึ่งจะเป็นประโยชน์ต่อการประยุกต์ใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้ต่อไป

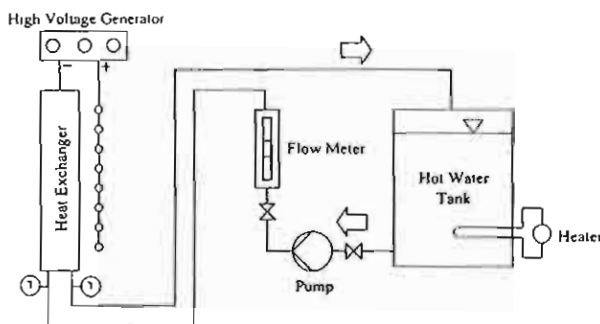
2. อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

ลักษณะและขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบบนแบบเกร็ด แสดงดังรูปที่ 3 ซึ่งเป็นหม้อน้ำรถยนต์ ขนาดพื้นที่หน้าตัด 39 cm×39 cm ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศกับน้ำร้อนซึ่งไหลเวียนอยู่ภายในท่อ

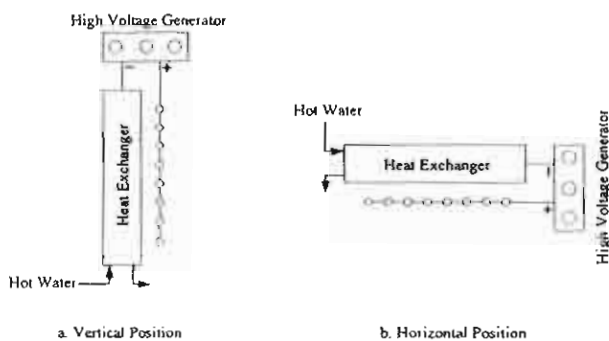


รูปที่ 3 ลักษณะและขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบบแบบเกร็ด

รูปที่ 4 แสดงลักษณะของอุปกรณ์การทดลองทั้งชุด โดยในการทดลองนั้น จะใช้น้ำร้อนอุณหภูมิ 65°C อัตราการไหลเชิงปริมาตร 20 l/min ไหลเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อดำเนินการถ่ายเทความร้อนให้กับอากาศโดยธรรมชาติ โดยในการทดลองจะติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) ชนิด K เพื่อวัดอุณหภูมิน้ำเข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยในแต่ละการทดลองจะเก็บข้อมูลที่สภาวะคงตัว (Steady State)



รูปที่ 4 ลักษณะของอุปกรณ์การทดลอง



รูปที่ 5 ลักษณะการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและชุดสวิตช์อิเล็กทรอนิกส์

ในการทดลองนี้จะติดตั้งสวิตช์อิเล็กทรอนิกส์ที่หน้าตัด 1 mm² ความยาวประมาณ 42 cm จำนวน 8 เส้น ห่างจากพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2.5 cm โดยระยะห่างของอิเล็กทรอนิกส์แต่ละเส้นเท่ากับ 5 cm ซึ่งขนาดและระยะห่างของอิเล็กทรอนิกส์ที่เหมาะสมนี้อ้างอิงจากข้อมูลการทดลองของวสันต์ [7]

ตำแหน่งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิจัยนี้ จะมี 2 แบบ กล่าวคือ แบบแรกจะติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในแนวตั้ง โดยมีชุดสวิตช์อิเล็กทรอนิกส์ติดตั้งที่ด้านหน้า และแบบที่สอง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะติดตั้งในแนวนอน โดยมีชุดสวิตช์อิเล็กทรอนิกส์ติดตั้งอยู่ทางด้านล่าง ดังรูปที่ 5 อนึ่งในงานวิจัยนี้ จะทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่แรงดันไฟฟ้าเท่ากับ 0, 4, 8 และ 12 kV

3. การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Q) ในโครงการวิจัยนี้ สามารถคำนวณได้จากการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อนที่ไหลเวียนในท่อ ดังนี้

$$Q = \dot{m}_w C_{p_w} (T_{wi} - T_{wo}) \quad (1)$$

โดยที่

$\dot{m}_w$ คืออัตราการไหลเชิงมวลของน้ำร้อน (kg/s)

C_{p_w} คือความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ (J/kgK)

T_{wi} คืออุณหภูมิน้ำด้านเข้า (°C)

T_{wo} คืออุณหภูมิน้ำด้านออก (°C)

การศึกษาอิทธิพลของสนามไฟฟ้าที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องทราบค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยธรรมชาติ (h_b) ของพื้นผิวภายนอกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศสิ่งแวดล้อม และในการคำนวณหาค่าดังกล่าวสามารถคำนวณได้จากค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมและพื้นที่ (UA) ดังต่อไปนี้

$$(UA) = \frac{Q}{\Delta T_{lmid}} \quad (2)$$

$$\Delta T_{lmid} = \frac{T_{wi} - T_{wo}}{\ln \left(\frac{T_{wi} - T_a}{T_{wo} - T_a} \right)} \quad (3)$$

$$\frac{1}{(UA)} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} + \frac{\delta}{k_i A_i} \quad (4)$$

โดยที่

T_a	คืออุณหภูมิอากาศสิ่งแวดล้อม ($^{\circ}\text{C}$)
h_i	คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำร้อนกับผนังท่อด้านใน ($\text{W/m}^2\text{K}$)
A_i	คือพื้นที่ผิวด้านในท่อ (m^2)
A_o	คือพื้นที่ผิวภายนอกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (m^2)
η_o	คือประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีป
δ	คือความหนาของท่อ (m)
k_i	คือค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุที่ใช้ผลิตท่อ (W/mK)
A_i	คือพื้นที่ผิวของท่อซึ่งคำนวณได้จากค่าเฉลี่ยของพื้นที่ผิวด้านในและด้านนอกท่อ (m^2)

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำร้อนและผนังท่อสามารถคำนวณได้จากสมการของ Gnielinski [8] ดังต่อไปนี้

$$h_i = \left(\frac{k_w}{d_i} \right) \frac{(Re_{Di} - 1000) Pr (f_i / 2)}{1 + 12.7 \sqrt{f_i / 2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (5)$$

$$f_i = [1.58 \ln(Re_{Di}) - 3.28]^{-2} \quad (6)$$

โดยที่

k_w	คือค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของน้ำ (W/mK)
d_i	คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในไฮดรอลิกส์ของท่อ (Hydraulic Diameter) (m)
Re_{Di}	คือตัวเลขเรย์โนลด์ส์ (Reynolds Number) ของการไหลของน้ำในท่อ
Pr	คือตัวเลขพรันด์ทล์ (Prandtl Number) ของการไหลของน้ำในท่อ

ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีปสามารถประมาณค่าได้จากสมการของ Schmidt [9] ดังต่อไปนี้

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta) \quad (7)$$

$$A_o = A_f + A_b \quad (8)$$

$$\eta = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (9)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f f_i}} \quad (10)$$

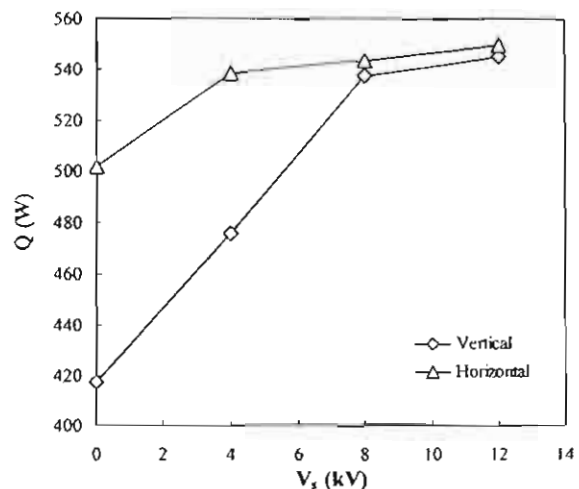
โดยที่

A_f	คือพื้นที่ผิวของครีป (m^2)
A_b	คือพื้นที่ผิวด้านนอกของท่อ (m^2)
k_f	คือสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของครีป (W/mK)
f_i	คือความหนาของครีป (m)
l	คือระยะจากผิวท่อไปยังตำแหน่งกึ่งกลางครีป (m)

4. ผลการทดลองและการวิเคราะห์

4.1 สมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 6 แสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายใต้สนามไฟฟ้า ในกรณีของการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในแนวนอนและแนวตั้ง ซึ่งพบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มแรงดันไฟฟ้าของสนามไฟฟ้า (V_s) ซึ่งประเด็นดังกล่าวนี้สามารถสรุปได้ว่า สนามไฟฟ้าสามารถช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้เป็นอย่างดี โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นประมาณ 5-30% ขึ้นอยู่กับระดับแรงดันไฟฟ้าและตำแหน่งการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ทั้งนี้เนื่องจากสนามไฟฟ้าก่อให้เกิดการปั่นป่วนของอากาศบริเวณใกล้กับพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้การระบายความร้อนออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดีขึ้น กรณีที่เพิ่มแรงดันไฟฟ้า จะทำให้การปั่นป่วนของอากาศเกิดมากยิ่งขึ้น ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงขึ้น แต่อย่างไรก็ตาม พบว่าที่แรงดันไฟฟ้าสูงกว่า 8 kV อัตราการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นเล็กน้อยเท่านั้น

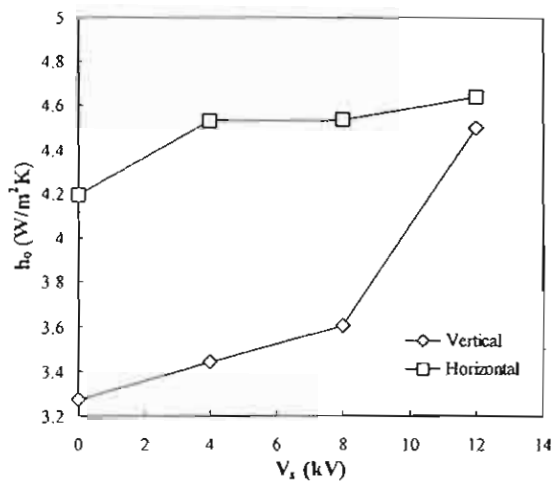


รูปที่ 6 อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายใต้สนามไฟฟ้า

อนึ่ง การติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในแนวนอน จะมีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ต่ำกว่าการติดตั้งในแนวตั้ง โดยเฉพาะอย่างยิ่ง ในกรณีที่ไม่มีสนามไฟฟ้า ทั้งนี้เนื่องมาจากอิทธิพลของแรงลอยตัวเนื่องจากความร้อนของอากาศ การติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในแนวนอน อากาศซึ่งได้รับความร้อนจากพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีอุณหภูมิสูงขึ้น และไหลขึ้นไปในแนวตั้ง โดยสามารถไหลผ่านช่องว่างระหว่างครีปได้สะดวกกว่าการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในแนวตั้ง แต่อย่างไรก็ตาม เมื่อป้อนแรงดันไฟฟ้าสูงกว่า 8 kV อัตราการถ่ายเทความร้อนของการติดตั้งทั้งสองแบบจะมีค่าใกล้เคียงกัน เพราะสนามไฟฟ้ามีอิทธิพลต่อการเคลื่อนที่ของอากาศด้วย

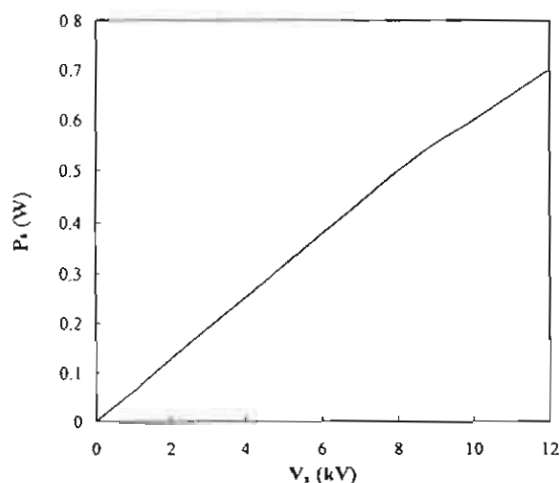
รูปที่ 7 แสดงค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยธรรมชาติของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายใต้สนามไฟฟ้า ซึ่งผลลัพธ์ที่ได้สอดคล้องกับผลการทดลองในรูปที่ 6 กล่าวคือ สนามไฟฟ้าสามารถเพิ่มค่า

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยธรรมชาติของเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนได้อย่างเด่นชัด ประมาณ 5 - 30% ขึ้นอยู่กับรูปแบบการจัดวางเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และแรงดันไฟฟ้าที่ป้อน



รูปที่ 7 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยธรรมชาติของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายใต้สนามไฟฟ้า

การใช้สนามไฟฟ้าเพื่อเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนจะเห็นผลอย่างชัดเจนในกรณีที่อากาศมีการไหลเวียนแบบธรรมชาติหรือไหลแบบราบเรียบ (Laminar Flow) และวิธีการดังกล่าวนี้ใช้กำลังไฟฟ้า (P_s) ในการสร้างสนามไฟฟ้าต่ำมาก โดยรูปที่ 8 แสดงกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในการสร้างสนามไฟฟ้าตั้งแต่ 0 - 12 kV ซึ่งเมื่อเทียบอัตราส่วนของอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นจากการใช้สนามไฟฟ้าต่อกำลังไฟฟ้าที่ป้อนเข้าเครื่องกำเนิดไฟฟ้าแรงดันสูงประมาณมากกว่า 100 เท่า



รูปที่ 8 กำลังไฟฟ้าที่ใช้สร้างสนามไฟฟ้าแรงดันสูง

4.2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

งานวิจัยนี้ได้พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายใต้สนามไฟฟ้า ทั้งในกรณีของการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในแนวตั้งและแนวนอน โดยแบบจำลองที่พัฒนาขึ้น อยู่ในรูปของตัวแปรไร้มิติต่างๆ คือ ตัวเลขนัสเซล (Nusselt Number: Nu), ตัวเลขเรย์ลีย์ (Rayleigh Number: Ra) และอัตราส่วนของแรงดันไฟฟ้าต่อแรงดันไฟฟ้าสูงสุด ($V_s / V_{s,max}$) โดยที่แรงดันไฟฟ้าสูงสุด คือแรงดันไฟฟ้าก่อนที่จะเกิดการ Break Down ซึ่งในงานวิจัยนี้มีค่าเท่ากับ 13.6 kV อนึ่งตัวเลขนัสเซล และตัวเลขเรย์ลีย์ นิยามดังนี้

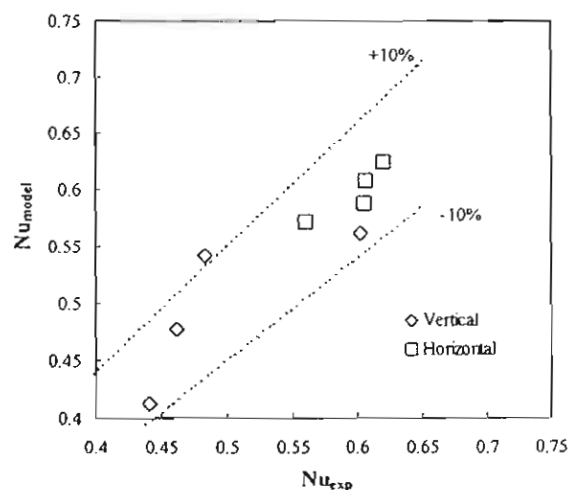
Ra) และอัตราส่วนของแรงดันไฟฟ้าต่อแรงดันไฟฟ้าสูงสุด ($V_s / V_{s,max}$) โดยที่แรงดันไฟฟ้าสูงสุด คือแรงดันไฟฟ้าก่อนที่จะเกิดการ Break Down ซึ่งในงานวิจัยนี้มีค่าเท่ากับ 13.6 kV อนึ่งตัวเลขนัสเซล และตัวเลขเรย์ลีย์ นิยามดังนี้

$$Nu = \frac{h_o d_o}{k_a} \quad (11)$$

$$Ra = \frac{g \beta (T_s - T_a) d_o^3}{\nu \alpha} \quad (12)$$

โดยที่

- d_o คือเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของท่อด้านนอก (m)
- k_a คือค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของอากาศ (W/mK)
- β คือค่าสัมประสิทธิ์การขยายตัวเนื่องจากความร้อน (Thermal Expansion) ของอากาศ (1/K)
- T_s คืออุณหภูมิผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)
- ν คือค่าความหนืดคินเนติกส์ (Kinematic Viscosity) ของอากาศ (m²/s)
- α คือค่าสัมประสิทธิ์การแพร่ของความร้อน (Thermal Diffusivity) ของอากาศ (m²/s)



รูปที่ 9 การเปรียบเทียบค่าตัวเลขนัสเซลที่คำนวณจากผลการทดลองและแบบจำลอง

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาขึ้น ในกรณีการจัดวางเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในแนวตั้ง และแนวนอน แสดงดังสมการที่ 13 และ 14 ตามลำดับ

$$Nu = \left(0.0596 \frac{V_s}{V_{s,max}} + 0.1316 \right) Ra^{0.25} \quad (13)$$

$$Nu = \left(0.0199 \frac{V_s}{V_{s,max}} + 0.1850 \right) Ra^{0.25} \quad (14)$$

อนึ่ง แบบจำลองที่พัฒนาขึ้นในสมการที่ 13 และ 14 มีค่า R^2 เท่ากับ 0.72 และ 0.80 ตามลำดับ โดยที่รูปที่ 9 แสดงการเปรียบเทียบ

ค่าตัวเลขนัสเซลท์ที่คำนวณจากผลการทดลองและแบบจำลองทั้งในกรณีของการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในแนวตั้งและแนวนอน โดยพบว่าข้อมูล 87.5% กระจายตัวอยู่ในช่วง $\pm 10\%$

5. สรุปผลการวิจัย

การใช้สนามไฟฟ้า สามารถเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบบางเกรดได้ประมาณ 5-10% ขึ้นอยู่กับค่าแรงดันไฟฟ้าที่ป้อน และการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในแนวนอน จะมีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าการติดตั้งในแนวตั้ง ทั้งนี้เนื่องจากอิทธิพลของแรงลอยตัวเนื่องจากความร้อน

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาขึ้นในงานวิจัยนี้ เพื่อใช้คำนวณค่าตัวเลขนัสเซลท์ พบว่าสามารถทำนายผลการทดลองได้เป็นอย่างดี

6. กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบคุณการไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย และหน่วยวิจัยระบบทางอุณหภาพ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ ที่ให้ความอนุเคราะห์ด้านสถานที่ และอุปกรณ์การวิจัย และขอขอบคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย และสำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน ในการสนับสนุนงบประมาณในการวิจัย

รายการสัญลักษณ์

A_b	พื้นที่ (m^2)
d_i, d_o	เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกด้านในและนอกของท่อ (m)
f_i	ความหนาของครีบบ (m)
h_i	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำร้อนกับผนังท่อด้านใน (W/m^2K)
k	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน (W/mK)
l	ระยะจากผิวท่อไปยังตำแหน่งกึ่งกลางครีบบ (m)
Pr	ตัวเลขพริ้นท์ของการไหลของน้ำในท่อ
UA	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมและพื้นที่ (W/K)
Nu	ตัวเลขนัสเซลท์
Ra	ตัวเลขเรย์ลีย์
Re_{Di}	ตัวเลขเรย์โนลด์สของการไหลของน้ำในท่อ
T_o	อุณหภูมิอากาศสิ่งแวดล้อม ($^{\circ}C$)
T_s	อุณหภูมิผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ($^{\circ}C$)
β	ค่าสัมประสิทธิ์การขยายตัวเนื่องจากความร้อน ของอากาศ ($1/K$)
η_o	ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีบบ

δ	ความหนาของท่อ (m)
ν	ค่าความหนืดคินแมติกส์ ของอากาศ (m^2/s)
α	ค่าสัมประสิทธิ์การแพร่ของความร้อนของอากาศ (m^2/s)

เอกสารอ้างอิง

- เจนจิรา เปี่ยมดี, "การออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ในกระบวนการอบแห้งขนม", วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมพลังงาน, มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, 2545
- Webb R.L., "Principles of enhanced heat transfer", John Wiley & Sons, New York, 1993.
- ปฏิภาณ จิงอยู่สุข, ณัฐ วรยศ, ยศธนา คุณาธร, ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, "ผลของมุมเอียงตัวที่มีต่อโครงสร้างการไหลและการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดกรณีตัวเลขเรย์โนลด์ต่ำ", การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 18, จ. ขอนแก่น, 2547
- Wangnipparnto S., Tiansuwan J., Jiracheewanun S., Kiatsirirot T., Wang C.C., "Air side performance of thermosyphon heat exchanger in low Reynolds number region: with and without electric field", Energy Conversion and Management, 2002, vol. 43, pp. 1791-1800.
- Wangnipparnto S., Tiansuwan J., Kiatsirirot T., Wang C.C., "Performance analysis of thermosyphon heat exchanger under electric field", Energy Conversion and Management, 2002, vol. 44, pp. 1163-1175.
- Allen P.H.G., Karayiannis T.G., "Electrohydrodynamic enhancement of heat transfer and fluid flow", Heat Recovery and CHP, 1995, vol. 15, no. 5, pp. 389-423
- วสันต์ เจียตระกุล, "ผลของสนามไฟฟ้าต่อการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนในตัวทำอากาศร้อนแสงอาทิตย์", วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมพลังงาน, มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, 2547
- Gnielinski V., "New equation for heat and mass transfer in turbulent tube and channel flow", Int. Chemical Engineering, 1976, vol. 16, pp. 359-368.
- Schmidt Th.E., "Heat transfer calculation for extended surfaces", Refrigeration Engineering, 1949, pp. 351-357.

บทความและวารสารที่ตีพิมพ์ : การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนใน
การลดความร้อนสะสมในถังเก็บข้าวเปลือก



ELSEVIER

Available online at www.sciencedirect.com

SCIENCE @ DIRECT®

APPLIED THERMAL
ENGINEERING

Applied Thermal Engineering 24 (2004) 401–414

www.elsevier.com/locate/apthermeng

Performance analysis and economic evaluation of thermosyphon paddy bulk storage

Nathawuth Dussadee ^a, Tanongkiat Kiatsiriroat ^{b,*}

^a *The Joint Graduate School of Energy and Environment, King Mongkut's University of Technology Thonburi, Bangkok 10140, Thailand*

^b *Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai University, Chiang Mai 50200, Thailand*

Received 6 December 2002; accepted 4 August 2003

Abstract

Performance and economic analyses of a prototype paddy bulk storage with R22 thermosyphon for self-heat rejecting have been studied. The unit has a steel cylindrical bin with diameter of 1250 mm and length of 1500 mm that contains 1000 kg of paddy. The evaporation section of the thermosyphon embedded in the paddy bulk is a set of copper tubes with the total heat transfer area of 8.5 m². The condenser section with the total area of 12.2 m² is exposed to the ambient air. The analyses have been compared with the unit having a conventional aeration.

The experiment shows that there is a high potential for using thermosyphon to control the paddy bed temperature. It could be found that for the paddy with moisture content of 26.9% and 13.5% wet basis, the thermosyphon can maintain the paddy bed temperature at 37–38 °C and 28–29 °C, respectively compared with 62 °C and 31–32 °C for the unit without any control. Moreover very small temperature difference in the bed is also observed in the unit with thermosyphon.

The paddy quality in term of head rice yield (38.06%), percentage of brown (72.7%) and white rice (60.14%) for the unit with thermosyphon is very close to those (40.16%, 72.37%, 60.43%) of the unit with aeration. The mathematical model developed could be used to predict the paddy bed temperature accurately and the evaporator area should not be less than 16 m² for 1000 kg of paddy (Condenser area of 12.2 m²) at Chiang Mai, Thailand. The economic analysis indicates that the payback period of the storage with 16 m² evaporator area is shorter and higher IRR obtained with the percent of annual fan operation. The payback is about 8 years when 20% of annual fan operation is taken.

© 2003 Elsevier Ltd. All rights reserved.

Keywords: Paddy storage; Thermosyphon; Economic evaluation; Paddy quality

* Corresponding author. Tel.: +66-53-944144x943; fax: +66-53-944145.

E-mail address: tanong@dome.eng.cmu.ac.th (T. Kiatsiriroat).

Nomenclature

C_{pw}	specific heat of paddy (kJ/kg °C)
dt	storage time interval (s)
DML	dry matter loss (decimal)
i	discount rate (decimal)
IRR	internal rate of return (%)
m	mass of paddy (kg)
n	life cycle (year)
M_w	moisture content (decimal wet basis)
$\dot{Q}$	heat liberated from paddy respiration (kW)
T	storage temperature (°C)
t	storage time (h)
ΔT	increment of paddy bed temperature from respiration process (°C)
T_{b2}	paddy bed temperature of the unit without thermosyphon (°C)
T_{b1}	paddy bed temperature of the unit with thermosyphon (°C)
T_a	ambient air temperature (°C)
T_v	working fluid temperature (°C)
T_b	paddy bed temperature (°C)
U	overall heat transfer coefficient between paddy bed and working fluid (kW/m ² °C)
SPWF	series present worth factor
ε	reduced temperature ratio

1. Introduction

In Thailand, deterioration of paddy during storage due to heat liberated from respiration process is normally controlled by ventilating cooled air or ambient air throughout the bed (aeration process) to reduce the bed temperature. However, vapor recondensation on the cold surfaces of the paddy or walls of the storage might occur which transfers moisture back to the paddy. Moreover, the fan runs for a very long period that results in high electrical energy consumption. Maier et al. [1] studied ambient and chilled paddy aeration under Thai conditions. The study showed that continuous ventilation of cooled air decreased paddy temperature down to 15 °C in 110–144 h. While continuous ventilation with ambient air could not decrease paddy temperature down to 25 °C neither in summer nor rainy season. Intermittent ventilation with ambient relative humidity control (<75%RH), the paddy temperature was higher than 26 °C. The simulation had been carried out in case of aeration operation, it was found that the fan should operate 1650–1836 h in dry seasons (November–February), and 1062–1680 h in wet season (July–October). The total operating time is about 30–40% of a year. The energy consumption was 38–64% lower than the continuous ventilation.

In Thailand, one-ton thermosyphon paddy bulk storage could serve for Thai family scale in rural area which has no electrical grid. Moreover, small scale could use to store seed paddy and other grain crops.

Thermosyphon heat pipe is a simple device of high thermal conductance or low thermal resistance and could be used as a heat exchanger for recovering or extracting heat in thermal processes. Lee et al. [2] reported the result of using a thermosyphon to remove heat of hydration during curing process of a concrete structure. Kiatsiriroat et al. [3] used a set of thermosyphon for extracting heat from ground to warm up water during winter in Chiang Mai, Thailand. Fukada et al. [4] also used a set of thermosyphon tubes for extracting heat from ground in winter and the coolness was used for a potato storage room in summer. The storeroom temperature was kept at 3–4 °C.

Utilization of thermosyphon heat pipe to extract heat accumulated in paddy bed is another choice to reduce the bed temperature without external electrical energy consumption. Kiatsiriroat and Dussadee [5] used a set of a thermosyphon to reduce heat of respiration in a small paddy storage. The bed temperature could be reduced uniformly from 31–32 to 26–27 °C within 20 h. The uniform temperature in the paddy bed could also be found and high paddy quality was obtained. Dussadee and Kiasiriroat [6] also used this technique to keep paddy of high moisture content before drying. It could be found that the paddy could be stored at least of 10 days without any deterioration. The paddy quality in term of the head rice yield and the whiteness of the milled rice were satisfied.

In this paper, the performance analysis of a one-ton prototype of thermosyphon paddy storage and its economic evaluation have been investigated. The results will be compared with those of the storage with aeration unit.

2. Thermosyphon paddy bulk storage

The thermosyphon paddy bulk storage, as shown in Fig. 1, consists of a steel cylinder with diameter of 1250 mm and length of 1500 mm. A set of copper tubes of 15 rows with total length of 1400 mm, and the heat transfer area of 8.5 m² is used as the R-22 evaporator of the thermosyphon

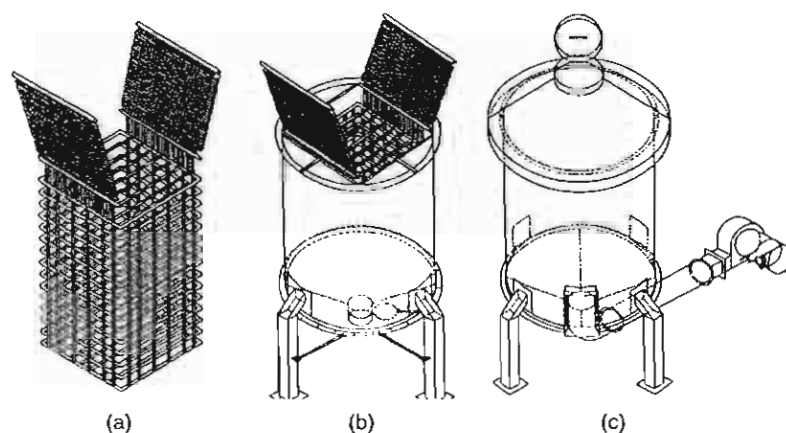


Fig. 1. The experimental setup: (a) thermosyphon, (b) thermosyphon paddy bulk storage and (c) the paddy bulk storage with aeration unit.

and is embedded in the paddy bed of 1000 kg. The experiments are performed with the paddy moisture content of 26.9% and 13.5% wet basis. Two sets of fins and tube heat exchanger with total area of 12.2 m² are used as the condenser section. R22 is the working fluid in the thermosyphon. The fluid absorbs heat from the paddy bed then vaporizes and condenses in the condenser section which is cooled by the ambient air. After condensation, the liquid returns to the bottom end by gravity. The designed parameters of the thermosyphon paddy bed storage are summarized in Table 1. Another conventional storage operated with aeration technique as shown in Fig. 1 is constructed to find out the performances. For the aeration, the ambient air of 0.11 m³/min is ventilated with a blower of 1/8 hp which is smallest size in practice.

A set of 15 chromel–alumel (K-type) thermocouples connected with a data logger with an accuracy of ± 1 °C is used for measuring the temperatures of the working fluid, the paddy bed temperatures, and the ambient air as shown in Fig. 2. The working fluid pressure in the thermosyphon is read directly by a pressure gauge. The blower of the aeration system operates when

Table 1
Summary of the thermosyphon paddy bulk storage specification

Summary of thermosyphon specifications	Dimensions
Bin diameter	1250.0 mm
Bin length	1500.0 mm
Evaporator	
Header tube diameter	28.60 mm
Header length	810×810 mm
Horizontal tube diameter	12.7 mm
Number of horizontal copper tube	7
Number shelf of copper tubes	15
Evaporator area	
Copper tubes area	3.14 m ²
Header tube area	5.36 m ²
Total area	8.5 m ²
Condenser	
Fins coils material	Aluminum
Fins spacing	5 Fins/in
Number of copper tube	25
Tube spacing	25.4 mm
Tube length	600 mm
Tube diameter	12.7 mm
Fins width	31.7 mm
Fins length	800 mm
Fin number	120
Fins area	5.3680 m ²
Unfinned area	0.6945 m ²
Total area	6.0625 m ² /unit
Number of condenser units	2
Working fluid	R22
Working fluid volume (100% of evaporator)	40.8 kg
Paddy capacities	1000 kg

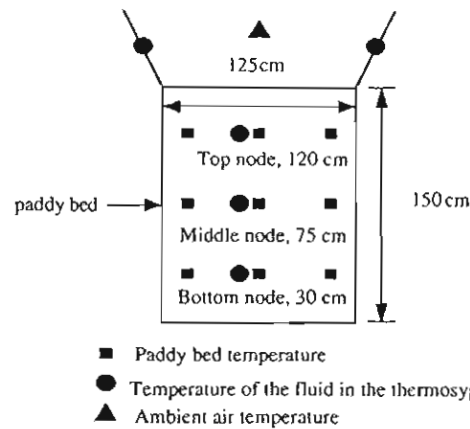


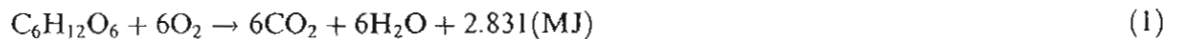
Fig. 2. Positions of the temperature measurement.

the ambient air temperature is below 25 °C to maintain the bed temperature to be less than 28 °C. This is due to keep the rice quality which is the reference for the thermosyphon cooling technique. Before and after the storage period, the paddy moisture contents, the milling quality in term of head rice yield of each unit are recorded. The paddy moisture content is measured by the oven method (103 °C, 72 h).

3. Theoretical analysis

3.1. Heat of respiration

The heat generated due to paddy respiration can be expressed by a chemical reaction as



When 1 kg of dry matter of the paddy is oxidized by 1.07 kg of oxygen, 1.47 kg of carbon dioxide, 0.6 kg of water and 15.73 MJ of heat are liberated. When the paddy respire, carbohydrate in the paddy is consumed and causes dry matter loss (DML). The DML could also indicate the amount of heat generated from respiration.

DML is a function of time, temperature and moisture content. It is written in empirical form as [7]

$$\text{DML} = 1 - \exp(-\text{Term}), \quad (2)$$

where

$$\text{Term} = A \left(\frac{t}{1000} \right)^C \exp[D(1.8T_b - 28)] \exp[E(M_w - 0.14)];$$

$$A = 0.000914, \quad D = 0.03756, \quad C = 0.654, \quad E = 33.61$$

t , T_b and M_w are time lapse, bed temperature and moisture content, respectively. The temperature increment due to heat generation in the paddy could be calculated from the equation developed by Seib et al. [7] as

$$\Delta T = \frac{15778(DML)}{C_{pw}} \quad (3)$$

3.2. The bed temperature

The mathematical model used for the thermosyphon unit is developed from a lumped capacity analysis that assumes a uniform temperature distribution throughout the paddy bed. If the heat loss to the surrounding is neglected, the energy balance of paddy bed for a time interval can be expressed as follows:

increase in the energy of paddy bed during the time interval dt

- heat generated in the paddy bed

- net heat transfer between the paddy bed and the working fluid

or,

$$mC_{pw} \frac{dT_b}{dt} = \dot{Q} - UA_t(T_b - T_v) \quad (4)$$

where

m mass of paddy, kg

C_{pw} specific heat of paddy, kJ/kg °C

T_b paddy bed temperature, °C

T_v working fluid temperature in the thermosyphon, °C

$\dot{Q}$ heat liberated from paddy respiration, kW

U overall heat transfer coefficient between paddy to working fluid, kW/m² °C

The temperature after a time increment Δt can be rewritten in numerical form as

$$T_b^{t+\Delta t} = T_b^t + \frac{\Delta t}{mC_{pw}} (\dot{Q} - UA_t(T_b - T_v))' \quad (5)$$

The term $\Delta t \dot{Q} / mC_{pw}$ is the temperature increment due to the heat generation in the paddy and could be calculated as ΔT from Eqs. (2) and (3). The working fluid temperature T_v is between the bed temperature T_b and the ambient temperature T_a and could be evaluated as

$$T_v = \frac{T_b + T_a}{2} \quad (6)$$

By measuring directly the working fluid temperature T_v , it is found that the results agree very well with Eq. (6).

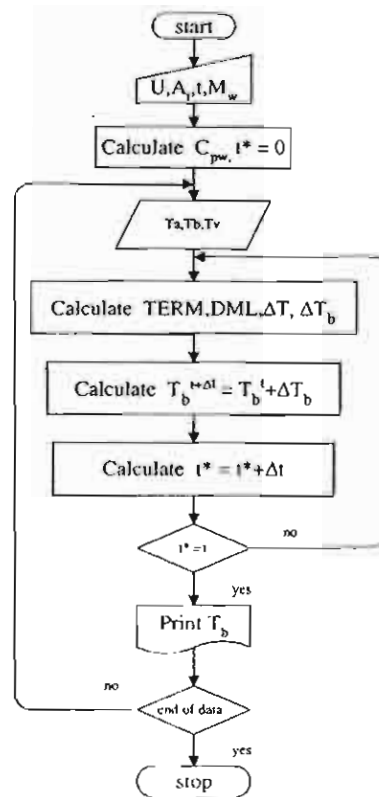


Fig. 3. The computation step for predicting paddy bed temperature.

3.3. Minimum evaporator area of thermosyphon paddy bulk storage

To find out the suitable heat transfer area of evaporator section of the thermosyphon paddy bulk storage under climate condition of Chiang Mai, Thailand, the calculation step shown in Fig. 3. The average monthly ambient air temperature during 1989–1999 is used as the heat sink temperature of the thermosyphon. The mean overall heat transfer area between paddy bed and working fluid is $4.3 \text{ W/m}^2\text{°C}$ [4] and is used here to calculate the whole year paddy bed temperature. The heat extraction rate with various evaporator areas for whole year is investigated. The feasible evaporator area of the thermosyphon is selected by considering the not to be over 28 °C which is the recommended value to keep low rice deterioration.

3.4. Reduced temperature ratio

The aim of the thermosyphon is to reduce the bed temperature to be close to the ambient temperature as much as possible. An indicator to show this performance is presented in term of reduced temperature ratio, ϵ which is defined as

$$\epsilon = \frac{T_{b2} - T_{bt}}{T_{b2} - T_a}, \quad (7)$$

where

- T_{b2} paddy bed temperature of the unit without thermosyphon, °C
 T_{b1} paddy bed temperature of the unit with thermosyphon, °C
 T_a ambient air temperature, °C

Higher the value of the effectiveness results in lower T_{b1} close to the ambient and the heat could be extracted to the ambient effectively.

4. Results and discussion

4.1. Part I: Paddy bed temperature of the units with and without thermosyphon

4.1.1. Paddy bed temperature

Fig. 4 shows the different temperature between paddy bed and ambient temperature of the units with and without thermosyphon when there is no aeration. It is found that the different temperatures are about 30–35 °C and 10–15 °C at high moisture content (26.9% w.b.) of unit without thermosyphon and with thermosyphon, respectively.

For the paddy with low moisture content (13.5% w.b.), it is found that the different temperature of the unit without thermosyphon is around 2–3 °C higher than that of the unit with thermosyphon.

Fig. 5 shows the paddy bed temperature of the units with and without thermosyphon when there is no aeration, it could be found that at high moisture content (26.9% w.b.), the storage temperature at the middle of the paddy increases up to 62 °C after 4 days because of the heat of respiration. Moreover, a temperature difference in the bed layers of 5–10 °C is also observed. For the unit with thermosyphon, the heat of respiration could be extracted to the ambient then the paddy bed temperature could be maintained at 37–38 °C.

For the paddy with low moisture content (13.5% w.b.), it could be found that the paddy bed temperature of the unit without thermosyphon and without aeration is still higher than that of the unit with thermosyphon. The paddy bed temperatures of 31–32 °C and 28–29 °C, respectively,

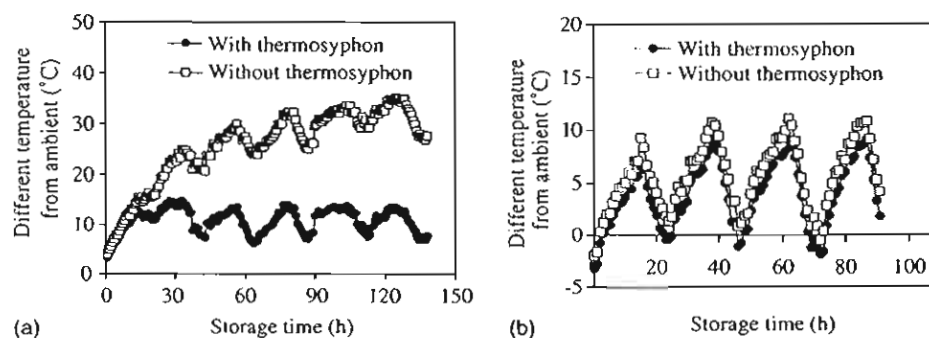


Fig. 4. Comparison of different temperature between paddy bed and ambient temperature of units with and without thermosyphon. (a) Moisture content 26.9% w.b. and (b) moisture content 13.5% w.b.

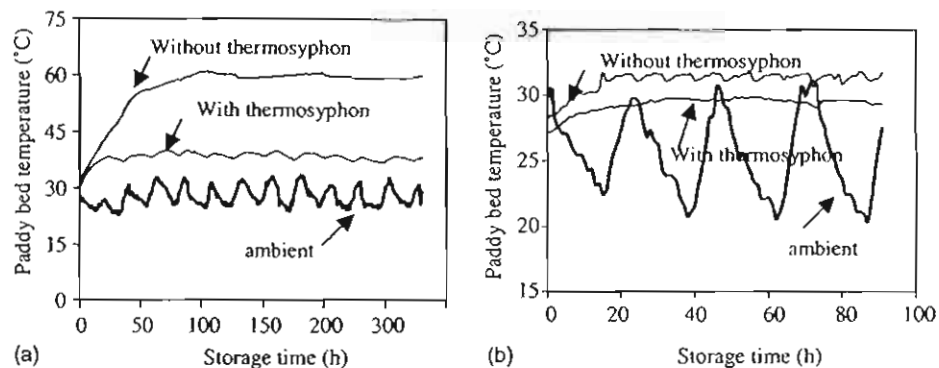


Fig. 5. Comparison of paddy bed temperatures of the units with and without thermosyphon. (a) Moisture content 26.9% w.b. and (b) moisture content 13.5% w.b.

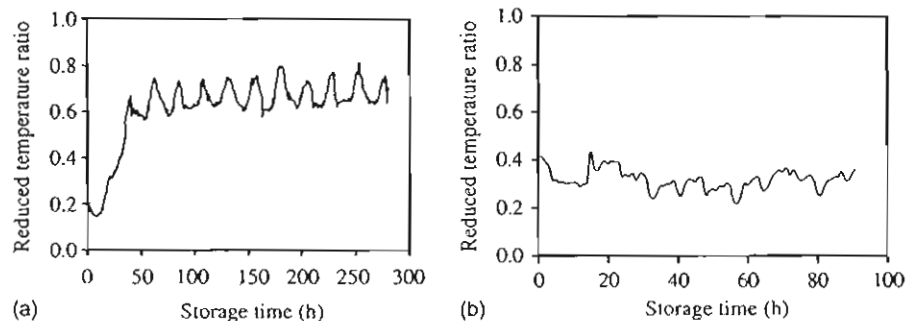


Fig. 6. Reduced temperature ratio of the thermosyphon paddy bulk storage. (a) Moisture content 26.9% w.b. and (b) moisture content 13.5% w.b.

could be found. In the unit with thermosyphon, it is found that the temperature of the bed is nearly uniform.

4.1.2. Reduced temperature ratio

Fig. 6 shows the reduced temperature ratio of the paddy moisture contents of 26.9% and 13.5% w.b kept in the thermosyphon paddy bulk storage. Higher paddy moisture content result in higher heat generation and the thermosyphon has higher potential to reduce the bed temperature. The average reduced temperature ratios of 0.62 and 0.32 could be found, respectively.

4.2. Part II: Paddy bed temperature and paddy quality investigation of the units with aeration and with thermosyphon

4.2.1. Temperature difference

From the experiment, it could be found that small temperature difference at different depths of the bed are observed for the thermosyphon unit while the temperature difference of 3–5 °C is found in the unit with aeration. Although the thermosyphon paddy bulk storage shows higher

Table 2

The paddy qualities after storage in both units (MC 13.5% w.b.)

Milling qualities	Before storage	After storage of 120 days	
		Thermosyphon	Aeration
Head rice yield (%)	41.32	38.06	40.16
Brown rice (%)	75.06	72.70	72.37
White rice (%)	62.81	60.14	60.43

paddy bed temperature but there is small temperature difference and no moisture migration in the paddy bed is observed, therefore, the quality of the rice is nearly the same for the whole bed.

4.2.2. Milling qualities

Table 2 shows the paddy qualities after storage time of 120 days. It could be found that the paddy quality in term of head rice yield, brown rice and white rice percentages of the unit with thermosyphon are very close to those of the unit with aeration technique. It could be concluded that the thermosyphon application could be an alternative of the aeration technique.

4.2.3. Simulation results of paddy bed temperature

Fig. 7 shows comparison of the simulated results from the model developed and the measured paddy bed temperature in the unit with thermosyphon. The simulated results are slightly higher than the experimental data. This is due to the assumption that the heat loss was neglected. So from this study, the mathematical model with lumped analysis is a good approach for predicting the bed temperature.

4.3. Part III: Simulation of long term performance

4.3.1. Long term simulation

To investigate long term performance of the thermosyphon paddy bulk storage, in this study, the average relative humidity and ambient air temperature during 1989–1999 of Chiang Mai, Thailand are used for simulation.

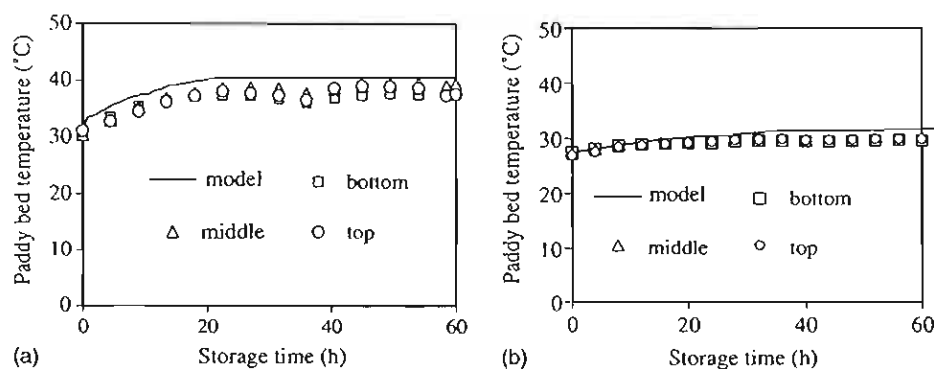


Fig. 7. Comparison of paddy bed temperature between measured and simulated results of the unit with thermosyphon. (a) Moisture content 26.9% w.b. and (b) moisture content 13.5% w.b.

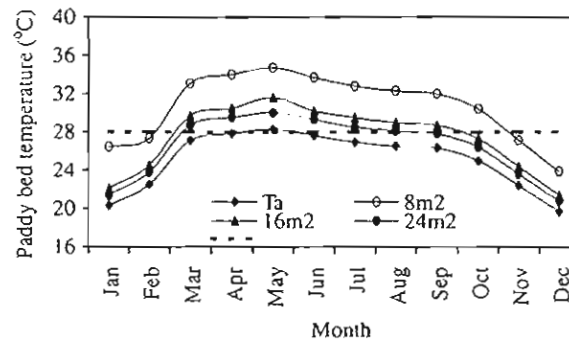


Fig. 8. The simulated paddy bed temperature versus evaporator area (MC 13% w.b).

The paddy bed is 1000 kg with 13% wet basis moisture content, and 30 °C initial bed temperature (the normal condition for paddy storage). From the simulated results as shown in Fig. 8, the evaporator area should be over 16 m² since most of the bed temperature could be kept lower than 28 °C which is the recommended value to keep low deterioration of rice.

4.4. Part IV: Testing of thermosyphon paddy bulk storage with 16 m² evaporator

4.4.1. Testing of thermosyphon paddy bulk storage with 16 m² evaporator

The evaporator of the paddy bulk storage is changed to be a set of copper tubes with steel rectangular fins. The total area is 16 m² whereas the other parts are the same as the previous section.

The experimental result shows that the thermosyphon paddy bulk storage having 16 m² evaporator area can control paddy bed temperature not over 28 °C for a whole week. Furthermore, it is found that the simulated results is very closed to those of the experiment data. Moreover, it is found that the whole paddy bed has nearly uniform temperature thus the paddy bed quality is nearly the same for the whole bed.

4.5. Part V: Economics evaluation

4.5.1. Economics analysis

In this part, cost analysis of the thermosyphon paddy bulk storage having 16 m² evaporator is evaluated and compared with the normal storage with aeration unit. Internal rate of return (IRR) and payback period are employed to determine the cost saving by using the thermosyphon paddy bulk storage. The IRR is defined as the discount rate that makes the extra initial expense of the thermosyphon paddy bulk storage over the conventional one equals to the energy saving cost. The IRR is then evaluated as follows:

$$\text{Extra expense} = \text{Annual energy saving cost} \times \text{SPWF}(i, n), \quad (8)$$

Table 3
Conditions for economic evaluation

Item	Thermosyphon		Aeration	
First cost	30,000 ^a	Baht	26,000 ^a	Baht
Life cycle	15	Year	15	Year
Savage value	–		–	
Fan power	–		1/8	hp
Annual fan operating time	–		20	%
Electrical cost	–		2.978 ^b	Baht/kWh
Energy saving cost	486.5	Baht/year		

^a US\$ ≡ 44 baht.

^b Average rate.

where

$$SPWF = \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}.$$

SPWF is called series present worth factor, n is the useful life and i is the discount rate which is the IRR.

Thailand is in humid tropical climate and for aeration, the annual fan operating time is quite high and sometimes is up to 30–40% [1]. Moreover, in Thailand, rice cultivation is 2–3 times per years. Thus annual fan operating time might be longer.

The conditions for the evaluating the economic analysis are summarized in Table 3. Fig. 9 shows economic evaluation of the unit with thermosyphon compared with the unit using aeration technique at various percentage of fan operating time. It could be found that the payback period and IRR based on 20% of annual fan operating time of the unit with aeration is 8.2 years and 8.6%, respectively. In addition, it is noted that for higher fraction of annual fan operating time, higher potential to use thermosyphon paddy bulk storage in place of the aeration technique is obtained.

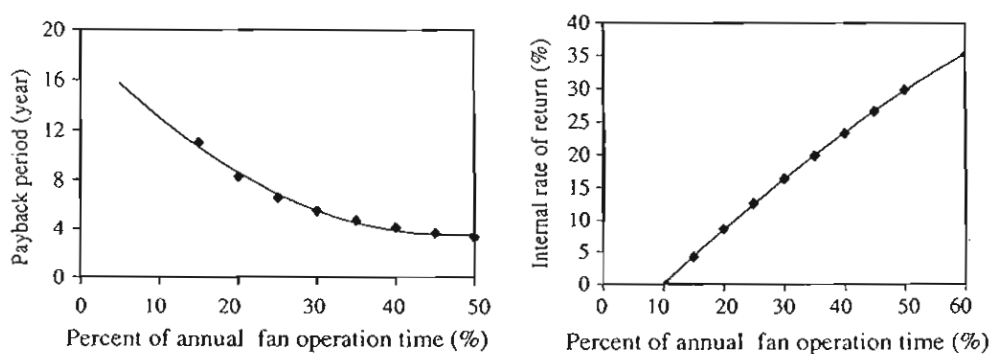


Fig. 9. Economic evaluation of the thermosyphon paddy bulk storage (based on the fraction of annual fan operating time (percent) of the unit with aeration unit).

5. Conclusions

From this work, it could be concluded that:

1. There is a high potential for using thermosyphon to control paddy bed temperature. It was found that for the paddy moisture content of 26.9% and 13.5% wet basis, the thermosyphon can maintain paddy bed temperature at 37–38 °C and 28–29 °C, respectively compared with 62 °C and 31–32 °C in case of the unit without any control. Moreover, small temperature difference between different bed depths is also observed in the unit with thermosyphon.
2. The average reduced temperature ratio of the thermosyphon unit is higher with the higher moisture content in paddy bed.
3. The paddy quality in term of head rice yield (38.06%), percentage of brown (72.7%) and white rice (60.14%) of the unit with thermosyphon is very close to those (40.16%, 72.37%, 60.43%) of the unit with aeration.
4. The mathematical model developed could be used to predict the paddy bed temperature accurately and the evaporator area should be over 16 m² for Chiang Mai, Thailand in case of 1000 kg of paddy storage to maintain the bed temperature lower than 28 °C.
5. The minimum evaporator area of thermosyphon paddy bulk storage should be 16 m².
6. The payback period and the IRR of the thermosyphon paddy bulk storage is 8.2 years and 8.6%, respectively, when it is compared with the unit with 1/8 hp aeration unit and the fraction of annual fan operating time is 20%. Higher return is obtained when more fan operating time is used.

Acknowledgements

The authors are deeply thankful to Chiang Mai University for supporting the facilities for this project and Sanpatong Rice Research Center, Phrae Rice Research Center for paddy quality testing support. Finally, the authors gratefully acknowledge the financial support provided by the Ministry of Science, Technology and Environment, Thailand and Thailand Research Fund.

References

- [1] D.E. Maier, F.W. Bakker-Arkema, S.G. Ilangatleke, Ambient and chilled paddy aeration under Thai condition, *Agricultural Engineering Journal* 2 (1&2) (1993) 15–33.
- [2] Y. Lee, C.Z. Wu, Use of two-phase closed thermosyphon in concrete curing process: comparison of analysis and experiment, in: *Proceedings of 7th International Heat Pipe Conference*, Vol. 2, Begell House, USA, 1993, pp. 319–325.
- [3] T. Kiatsiriroat, N. Lakdee, T. Roongrojwattana, Heat extraction from ground with heat pipes, in: *12th Mechanical Engineering Seminar*, Chulalongkorn University, November, Bangkok, Thailand, 1998.
- [4] M. Fukuda, F. Tsuchiya, K. Ryokai, M. Mochizuki, K. Mashiko, Development of an artificial permafrost storage using heat pipes, in: *Proceedings of 7th International Heat Pipe Conference*, Vol. 2, Begell House, USA, 1993, pp. 305–317.
- [5] T. Kiatsiriroat, N. Dussadee, Reduction of heat accumulated in a thermosyphon-paddy bulk storage, *International Journal of Ambient Energy* 22 (1) (2001) 12–18.

- [6] N. Dussadee, T. Kiatsiriroat, Deterioration delay of wet paddy by using thermosyphon heat pipe, in: Proceedings of 20th ASEAN/2nd APEC Seminar on Postharvest Technology, Chiang Mai, Thailand, 2001.
- [7] P.A. Seib, H.B. Pfof, A. Sukaboi, V.S. Rao, R.B. Burroughs., Spoilage of rough rice as measured by carbon dioxide evolution, in: Proceedings of 3rd ASEAN Seminar on Grain Post-harvest Technology, 1980.

Temperature Control of Paddy Bulk Storage with Aeration-Thermosyphon Heat Pipe

Natthawut Dutsadee*, Tammasak Tunsasri**, and Tanongkiat Kiatsiriroat**

*Department of Agronomy, Faculty of Agricultural Production, Maejo University
Chiang Mai, 50290. Thailand. Tel : +6653- 498168 Fax: +6653- 498168
Email: Natthawu@mju.ac.th

**Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering,
Chiang Mai University, Chiang Mai, 50200 Thailand.
Tel : +6653-944144 Ext. 943 Fax: +6653-944145
Email: tanong@dome.eng.cmu.ac.th

Abstract

A technology of aeration-thermosyphon heat pipe is developed for controlling paddy temperature in a paddy bulk silo. A prototype of 1000 kg paddy bulk storage having a set of 16 m² copper tubes with steel fins embedded in the paddy bed. The tubes act as evaporator of a thermosyphon heat pipe and absorbs heat due to the paddy respiration. The thermosyphon has a total area of 12.2 m² condenser which is exposed to the ambient air. The ambient air is fed upward through the paddy bed for the aeration. The initial moisture content of the paddy is 12% wet basis.

A mathematical model to predict the paddy bed temperature in the silo with hybrid aeration-thermosyphon is developed and the results agree quite well with the experimental data. The operating period of the blower could be found from simulation. The blower is on when the paddy bed temperature, T_b , is over or equal 28 °C and the difference temperature between the bed and the ambient, T_d , is over or equal 1 °C. The appropriate evaporator area should be over 8 m². At the area of 8 m² the operation time of blower is 8-9 % of the annual period.

Keywords. Thermosyphon; aeration; paddy storage;

** Corresponding author. (T.Kiatsiriroat) Tel : +6653-944144 Ext. 943
Fax: +6653-944145 E-mail address : tanong@dome.eng.cmu.ac.th

Nomenclature

A_c	=	heat transfer area of copper tube, m^2 .
A_e	=	heat transfer area at evaporator section, m^2 .
C_{pb}	=	specific heat of paddy, $J/kg^\circ C$.
C_{pw}	=	specific heat of water, $J/kg^\circ C$.
DML	=	dry matter loss , ratio
h_i	=	enthalpy of inlet air, J/kg .
h_o	=	enthalpy of outlet air, J/kg .
$\dot{m}$	=	mass flow rate, kg/s .
$\dot{m}_w$	=	water mass flow rate, kg/s .
$\dot{m}_a$	=	air mass flow rate, kg/s .
$\dot{m}_m$	=	moisture increased rate due to paddy respiration, $kg-H_2O /s$
M_b	=	mass of paddy, kg .
M_w	=	Paddy moisture content, % wb.
P_{vs}	=	saturating vapor pressure of water, kPa
P_v	=	working pressure, kPa
t	=	storage time, h .
T_v	=	working fluid temperature, $^\circ C$.
T_b	=	paddy bed temperature, $^\circ C$.
$T_{w,o}$	=	outlet water temperature, $^\circ C$.
$T_{w,i}$	=	inlet water temperature, $^\circ C$.
Δt	=	interval storage time , s .
$\dot{Q}$	=	heat generated due to paddy respiration, W .
W	=	humidity ratio , $kg H_2O/kg$ dry air.
W_i	=	humidity before of inlet air, $kg H_2O/kg$ dry air.
W_o	=	humidity ratio of outlet air, $kg H_2O/kg$ dry air.
U	=	Overall heat transfer coefficient, W/m^2C .
ϕ	=	relative humidity, ratio.

1. Introduction

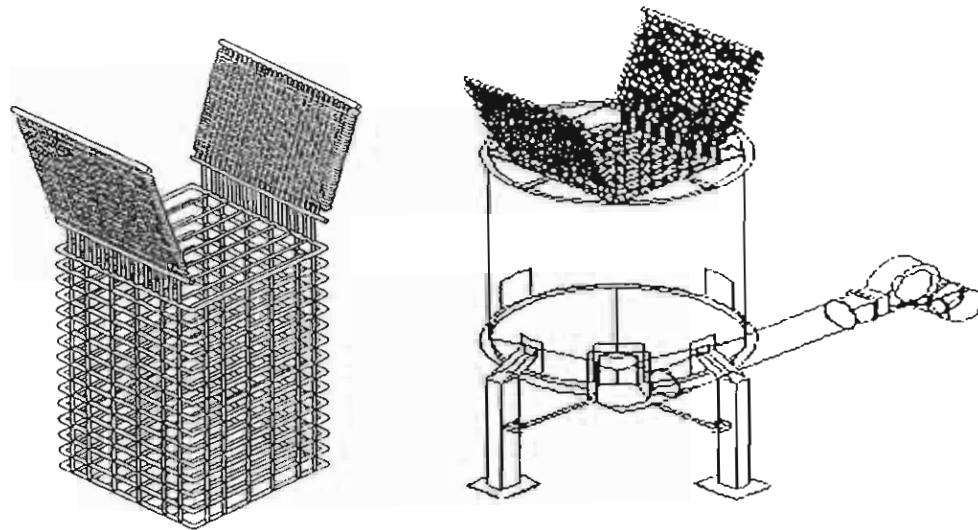
Paddy deterioration during storage due to heat generated from the paddy respiration is normally controlled by ventilating cooled air or ambient air throughout the bed (aeration process) to reduce the bed temperature. Although the aeration technique is reasonable to maintain a fairly uniform paddy temperature throughout the storage, however, some vapor condensation on cold surfaces of the paddy or the wall of the storage might occur and regenerates moisture into the paddy. Moreover, the

annual fan operating time for the ventilation is rather high sometimes is up to 30-40 % of the annual period [1] for ambient air aeration.

Recently, the self-heat rejecting paddy bed storage has been firstly designed and constructed by Kiatsiriroat and Dussadee[2]. The thermosyphon technique is used instead of the aeration. A set of evaporator of the thermosyphon is embedded in the paddy and extracts heat due to the respiration. The heat is rejected to the condenser, which is at the upper part of the storage tank. It was found that the temperature could be controlled at about 37-38⁰C, 28-29 °C compared with 65⁰C, 31-32 °C for the unit without any temperature control, for the paddy of 26.9% and 13.5% moisture content (wet basis), respectively. The unit having thermosyphon heat pipe was also compared with that having the aeration. The rice quality is nearly the same for both cases but the previous one has no electrical consumption. Dussadee and Kiatsiriroat [3] also recommended that the evaporator area of 16 m² is suitable required for the weather data of Chiang Mai for 1,000 kg of paddy.

In this study the benefit of the hybrid unit using thermosyphon and aeration is proposed. A better heat transfer rate is obtained when there is air flowing through the paddy bed thus the evaporator area of the thermosyphon could be reduced and the annual fan operating time could be less.

The research objective is to find out the aeration-thermosyphon control strategy for maintaining stored paddy temperature to a desired temperature including the optimum evaporator area. A mathematical model to predict the paddy bed temperature of the hybrid aeration-thermosyphon is also developed.



(a) Thermosyphon. (b) Aeration-thermosyphon paddy bulk storage

Fig. 1. The experimental setup.

Table 1.

Summary of the thermosyphon paddy bulk storage specification.

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	1,000	kg.
Blower power	1/8	hp.

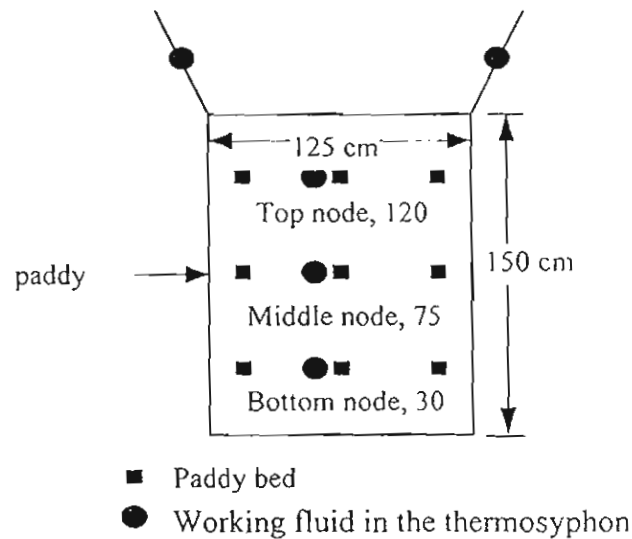
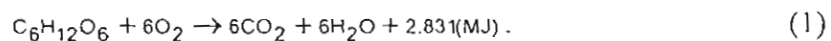


Fig. 2. Positions of the temperature and air flow rate measurement.

3. Theoretical analysis

3.1 Heat generated due to paddy respiration

The rate of heat generated $\dot{Q}$ due to paddy respiration can be expressed by the chemical reaction as [4]:



When 1 kg of dry matter is oxidized by 1.07 kg of oxygen, 1.47 kg of carbon dioxide, 0.6 kg of water and 15.78 MJ of heat are liberated. When the paddy respire, carbohydrate in the paddy is consumed and causes dry matter loss (DML). The DML could also indicate the amount of heat generated from the paddy respiration.

Dry matter loss (DML) is a function of time, temperature and moisture content. It is written in empirical form as (Seib, et al, 1980):

$$DML = 1 - \exp(-TERM) \quad (2)$$

$$\text{where } TERM = A \left(\frac{t}{1000} \right)^C e^{D(1.8T_b - 28)} e^{E(M_w / 100 - 0.14)} .$$

$$A = 0.000914, C = 0.654, D = 0.03756, E = 33.61$$

t , T_b and M_w are time lapse, bed temperature and moisture content, respectively. The temperature increment due to heat generate in the paddy could be calculated from the equation developed by Seib et al.[5] as

$$\Delta T = \frac{15778(DML)}{C_{pb}} \quad (3)$$

3.2 Paddy bed temperature

The mathematical model used for the hybrid unit is developed from a lumped capacity analysis that assumes a uniform temperature distribution throughout the paddy bed. If the heat loss through the wall surface is neglected, the energy balance of paddy bed for a time interval can be expressed as follows:

increase in the energy of paddy bed during the time interval dt

$$= \begin{aligned} & \text{heat generated in the paddy bed} + \text{enthalpy change of the air stream} \\ & - \text{net heat transfer between the paddy bed and the working fluid in} \\ & \quad \text{the thermosyphon.} \end{aligned}$$

$$M_b C_{pb} \frac{dT_b}{dt} = \dot{Q} + \dot{m}(h_i - h_o) - UA_e(T_b - T_v) \quad (4)$$

The temperature after a time increment Δt can be rewritten in numerical form as:

$$T_b^{t+\Delta t} = T_b^t + \frac{\Delta t}{M_b C_{pb}} (\dot{Q} + \dot{m}(h_i - h_o) - UA_e(T_b - T_v)) \quad (5)$$

The term $\Delta t \dot{Q} / M_p C_{pb}$ is the temperature increment due to the heat generation in the paddy could be calculated from equation developed by Seib, et al. (1980) as;

$$\frac{\Delta t \dot{Q}}{M_p C_{pb}} = \frac{15778(DML)}{C_{pb}} \quad (6)$$

The working fluid temperature T_v is found to be the average value of the bed temperature T_b and ambient temperature T_a could be evaluated as

$$T_v = \frac{T_a + T_b}{2} \quad (7)$$

By measuring directly the working fluid temperature T_v , it is found that the result agree very well with Eq. (7).

The enthalpy of inlet air and outlet air could be evaluated as follows;

$$h_i = 1.006T_i + w_i(2502 - 1.775T_i) \quad (8)$$

$$h_o = 1.006T_o + w_o(2502 - 1.775T_o) \quad (9)$$

If assumed that the humidity change in the air causes only from the moisture liberated from the paddy respiration. Therefore the mass balance of the air could be written as

$$\dot{m}_a w_i + \dot{m}_m = \dot{m}_a w_o \quad (10)$$

Thus the humidity ratio of the outlet air can be rewritten as

$$w_o = w_i + \frac{\dot{m}_m}{\dot{m}_a} \quad (11)$$

The humidity increased in the air due to paddy respiration $\dot{m}_m$ during interval storage time Δt can be rewritten as

$$\dot{m}_m = \frac{0.6(DML)(M_b)}{\Delta t} \quad (12)$$

3.3 Overall heat transfer coefficient at the evaporator section

The overall heat transfer coefficient between the paddy bed temperature to the working fluid inside the evaporator section has been experimentally conducted. A copper tube is embedded in the paddy bed which is ventilated by the ambient air. Cooling water is fed through the copper tube and extracts heat from the paddy bed. The inlet and the outlet water temperatures, the paddy bed temperature, the water

mass flow rate, air mass flow rate are recorded. The term of heat transfer rate can be written as:

$$\dot{m}_w C_{pw} (T_{w,o} - T_{w,i}) = UA_c (T_b - \bar{T}_w) \quad (13)$$

A paddy of 100 kg with moisture content of 12%, 20% and 29% wet basis have been tested to evaluate the overall heat transfer coefficient at the evaporator of the thermosyphon heat pipe. It is found that higher moisture content can give higher heat transfer coefficient and a correlation in an empirical form is found to be

$$U = 9.7164 M_w^{0.1714} \quad (14)$$

3.4 Air property equations

The air property equations used for simulating the paddy bed temperature is given as

$$\phi = \frac{P_v}{P_{vs}} = \frac{101.325W}{(0.622P_{vs} + WP_{vs})} \quad (15)$$

P_{vs} is the saturating vapor pressure of water which is calculated by Wilhiem [6]:

$$\begin{aligned} \ln(P_{vs}) = & -\frac{7511.52}{T_{abs}} + 89.63121 + 0.023998979T_{abs} - 1.1654551 \times 10^{-5} T_{abs}^2 \\ & - 1.2810336 \times 10^{-8} T_{abs}^3 + 2.0998405 \times 10^{-11} T_{abs}^4 - 12.150799 T_{abs} \end{aligned} \quad (16)$$

$273.16K < T_{abs} < 393.16K$

T_{abs} is absolute temperature and W is the humidity ratio which is given by:

$$W = \frac{0.622\phi P_{vs}}{P_v - \phi P_{vs}} \quad (17)$$

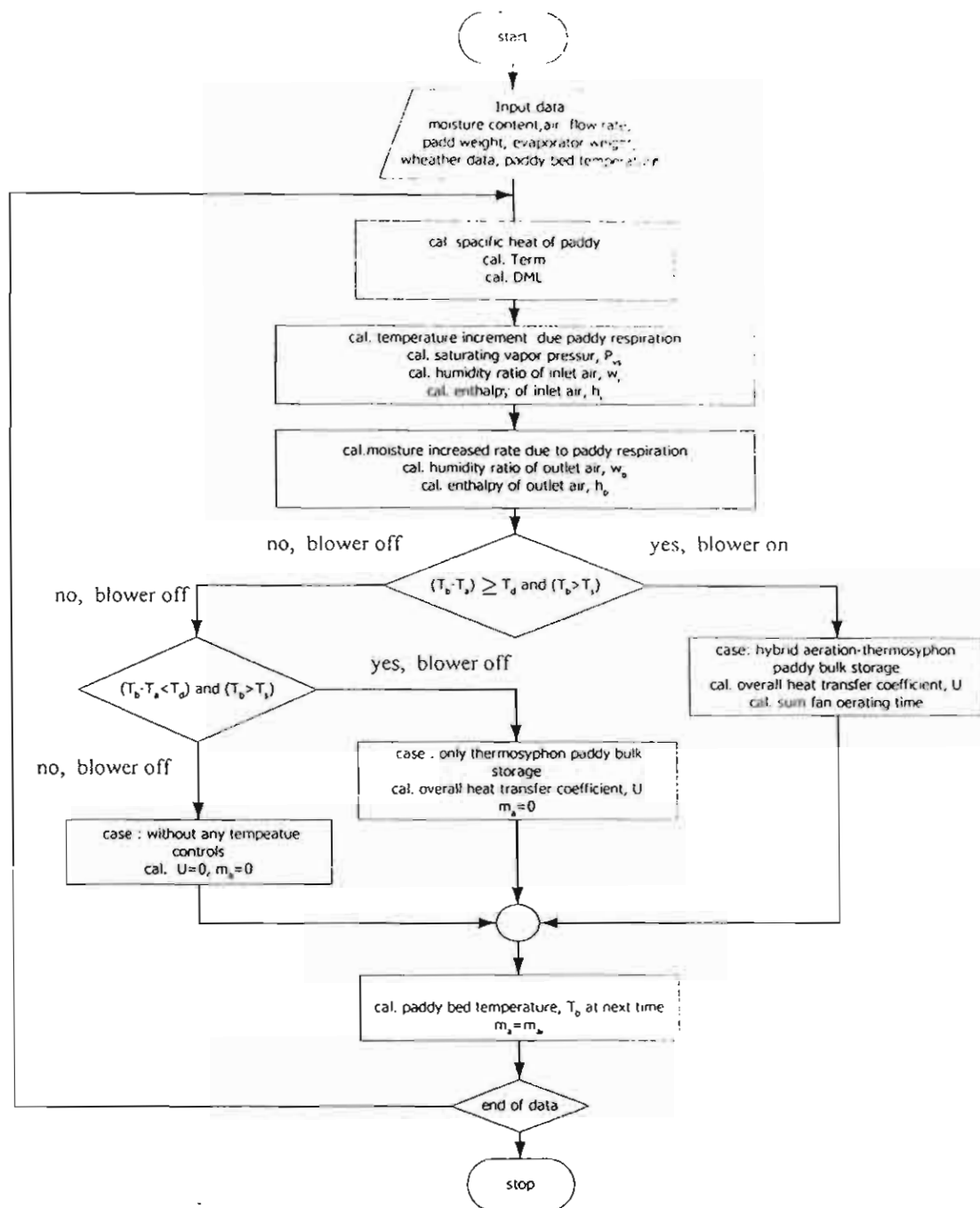


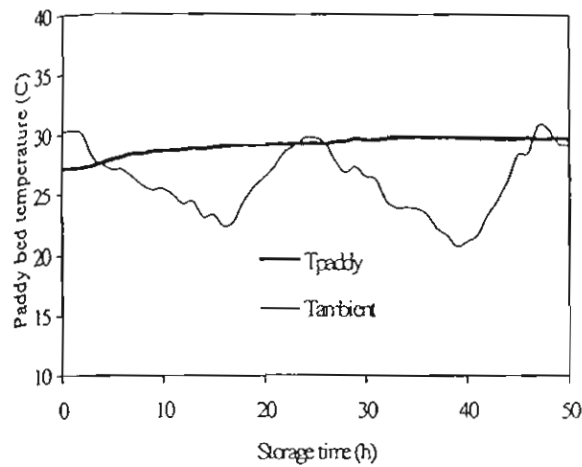
Fig.3. Flow chart of the paddy bed temperature simulation.

4. Results and discussions

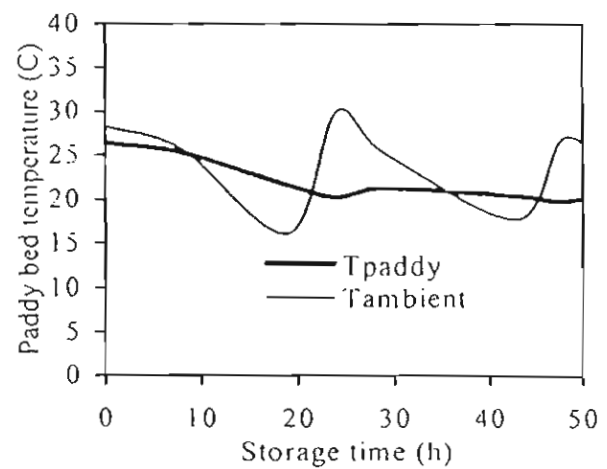
4.1 Paddy bed temperature

Fig.4 shows the paddy bed temperature with various conditions : (a) without any temperature control, (b) the bed with thermosyphon, (c) the bed with continuous ambient air aeration, (d) the bed with continuous aeration-thermosyphon, (e), and the bed with intermittent aeration-thermosyphon. The experimental data are examined when the moisture content of the bed is 12% wet basis in winter season (November-December ,2003). It is found that the temperature of the bed (a) is slightly increased from its initial temperature because of the heat accumulated in the bed due to the paddy respiration. In cases (b), (c), and (d) the paddy bed temperatures are decreased since there are heat rejections. Moreover, it is seen that the paddy bed temperature of the bed (c) and the bed (d) are closed to the ambient air temperature, therefore, the bed temperature will be up when the warm air during daytime is fed to the bed. Therefore, both continuous ambient air ventilations in (c) and (d) may not be appropriate to control the paddy bed temperature. For the last case, the paddy storage having thermosyphon is intermittent aerated when the ambient air temperature is lower than paddy bed temperature. It is found that the average paddy bed temperature is nearly the lowest level of the ambient air temperature as shown in (e). This means that the aeration-thermosyphon paddy bulk storage has a potential to reduce the paddy bed temperature to a desired temperature.

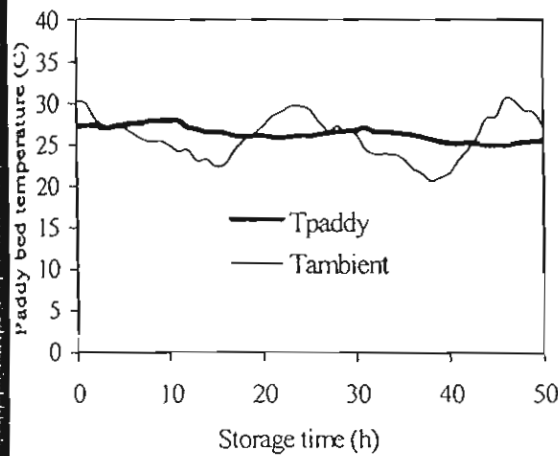
In this paper, the on-off control strategy of the blower and the optimum evaporator area of the paddy storage are found out.



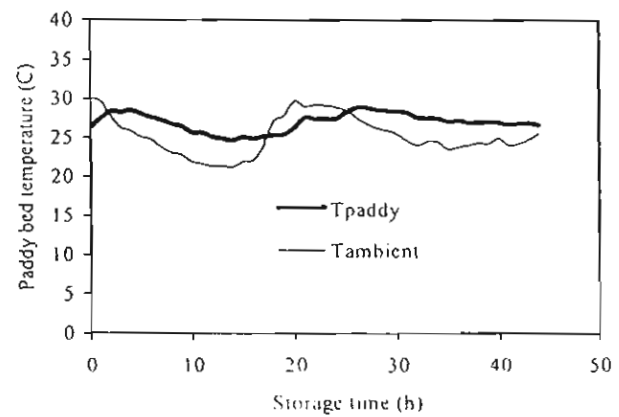
(a) Paddy bed temperature without any control



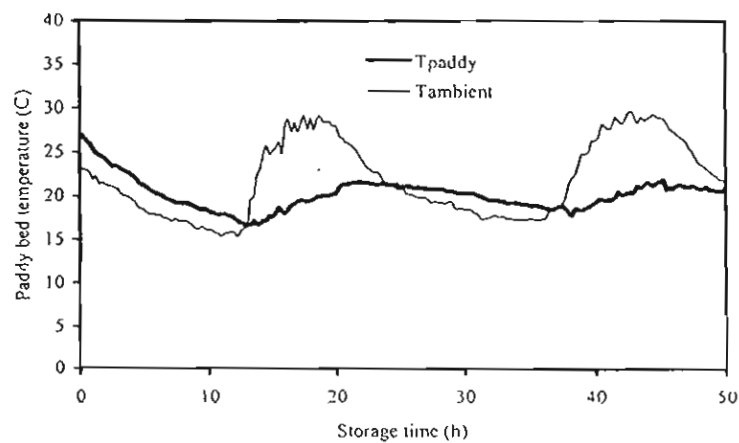
(b) Paddy bed temperature with thermosyphon paddy bulk storage



(c) Paddy bed temperature with continuous aeration



(d) Paddy bed temperature with continuous aeration-thermosyphon



(e) Paddy bed temperature with continuous and intermittent aeration-thermosyphon.

Fig. 4. Experimental data of paddy bed temperature for various paddy storage types. (Paddy moisture content about 12% wet basis, ambient condition of winter season)

4.2 Comparison of paddy bed temperature from mathematical model and experimental data

Fig. 5 shows comparison of the paddy bed temperature from the model developed and the experimental data for the silo with continuous aeration-thermosiphon. It is found that the simulated results are agreed very well with the experimental data. Thus, the mathematical model developed is a good approach to predict the paddy bed temperature in silo with aeration-thermosiphon and is used to investigate on-off blower control strategy.

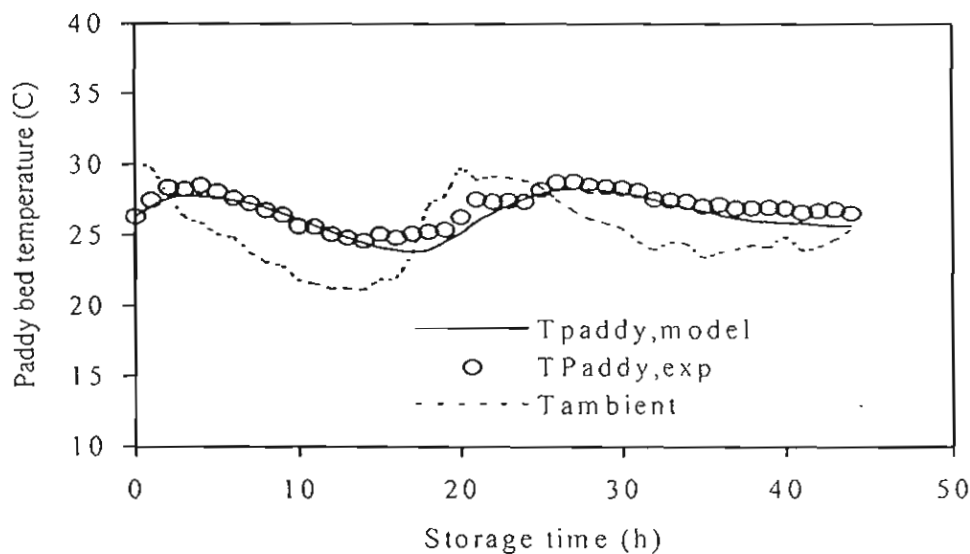


Fig.5. Comparison of paddy bed temperature from mathematical model and experimental data. (Hybrid unit with aeration-thermosiphon with continuous ambient air ventilated)

4.3 On-off Blower Control Strategies for Aeration-thermosiphon

4.3.1 Effect of evaporator area

Fig.6 shows the simulated annual paddy bed temperature at various evaporator areas of the paddy silo with intermittent aeration-thermosiphon paddy bulk storage. It is found that the evaporator area and the different temperature between the paddy to the ambient air (T_d) affect strongly on the paddy bed temperature. The paddy bed needed for a temperature whole year is below 28°C (T_s) which is the recommended temperature to delay paddy deterioration due to heat liberated from respiration at

paddy moisture content 12% wet basis [7]. The minimum evaporator area required should be over 4 and 6 m² at T_d of 1 and 5 °C and the annual fan operating time is 35.7 and 14.1%, respectively as shown in Fig.7. It is found that the different temperature T_d affect on the annual fan operating time when the evaporator area is over of 8 m² insignificantly. Therefore, the appropriate evaporator area should be over 8 m². At the area of 8 m² the annual fan operating time is 8-9%. Fig.8 also shows the paddy bed temperature when the evaporator area is 8 m². The bed temperature is in between 24-27°C.

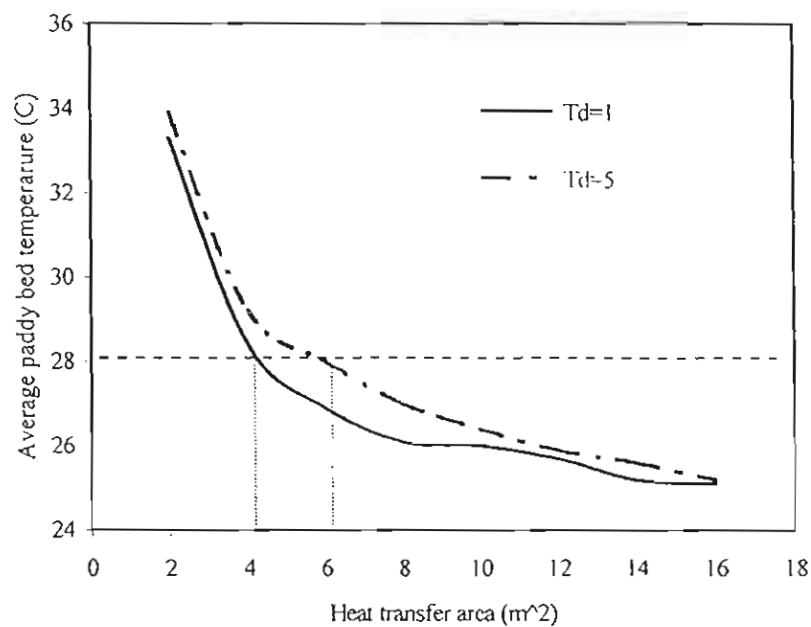


Fig. 6. Simulated annual paddy bed temperature at various evaporator area .
(Hybrid unit with aeration-thermosyphon with temperature control)

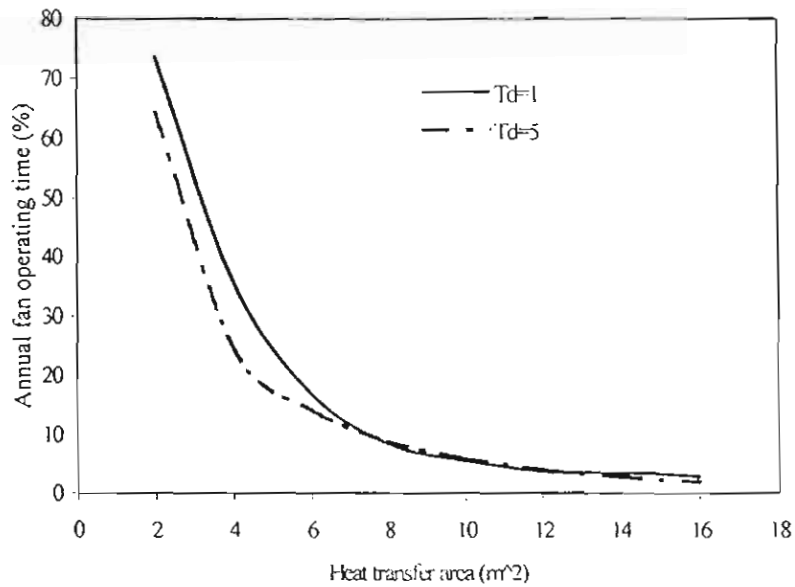


Fig. 7. Simulated annual fan operating time at various evaporator area.
(Hybrid unit with aeration-thermosyphon with temperature control)

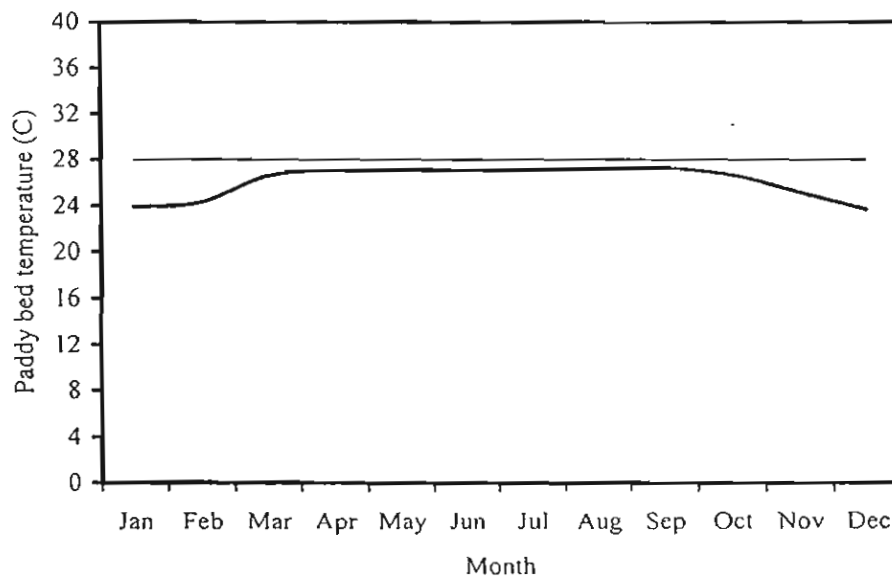


Fig. 8 Simulated annual paddy bed temperature with selected aeration condition.
(Hybrid unit with aeration-thermosyphon with temperature control)

4. Conclusions

The mathematical model to predict paddy bed temperature of a hybrid aeration-thermosyphon paddy bulk storage are developed and validated with the experimental results. They are then utilized as a tools to find out the blower control strategy and the evaporator area for maintaining stored paddy temperature. It could be found that:

1. The evaporator area should be over 8m^2 for 1,000 kg paddy.
2. The on-off blower control strategy is $T_s \geq 28^\circ\text{C}$ and $T_d \geq 1^\circ\text{C}$.
3. The annual fan operating time is 8-9% when the evaporator area is 8m^2 of which the monthly paddy bed temperature is maintained between $24\text{-}27^\circ\text{C}$ at the climate of Chiang Mai, Thailand.

5. References

- [1] Maier D.E., F.W. Bakker-Arkema and S.G. Ilangatileke. Ambient and chilled paddy aeration under Thai condition. *Agricultural Engineering Journal* 1993. 2(1-2):15-33.
- [2] Kiatsiriroat T. and N. Dussadee. Reduction of heat accumulated in a thermosyphon paddy bulk storage. *International Journal of Ambient Energy* 2001. 22(1): 12-18.
- [3] Dussadee N. and T. Kiatsiriroat. Performance analysis and economic evaluation of thermosyphon paddy bulk storage. *International Journal of Applied Thermal Engineering* 2003. 24:401-414.
- [4] Weast, R.C. and J.A. Melvin (1982). *Handbook of chemistry and physics*. 63rd ed. CRC Press. Inc. Florida 1982-1983; D-283.

- [5] Seib, P.A., H.B. Pfof, A. Sukaboi, V.S. Rao and R.B. Burroughs . Spoilage of rough rice as measured by Carbon dioxide evolution. Proceedings 3rd ASEAN Seminar on Grain Post-harvest Technology. 1980.
- [6] Wilhelm, L.R. Numerical calculation of psychometric properties in SI units. Trans. ASAE 1976. 19(2):318-325.
- [7] Anon. G. P. Le sechage des grains. Institut technique des cereales et fourrage, France. 1986.

6. Acknowledgements

The authors would like to express their sincere thanks to Thailand Research Fund (TRF) for financial support of this project.

การวิเคราะห์สมรรถนะเทคนิคเทอร์โมไซฟอน-การเป่าอากาศ ในการเก็บข้าวเปลือก Performance Analysis of Hybrid System of Thermosyphon-Aeration Technique in Paddy Bulk Storage

ณัฐพล ดุษฎี
ภาควิชาพืชไร่
คณะผลิตกรรมการเกษตร
มหาวิทยาลัยแม่โจ้
อ.สันทราย จ.เชียงใหม่ 50290
โทรศัพท์ 053-498168
Email: Natthawu@mju.ac.th

ทองเกียรติ เกียรติศิริโรจน์
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
อ.เมือง จ.เชียงใหม่ 50202
โทรศัพท์ 053-944144
Email: lanong@dome.eng.cmu.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการทดสอบสมรรถนะการทำงานร่วมของท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน ร่วมกับการเป่าอากาศในการลดความร้อนสะสมของข้าวเปลือกในถังเก็บข้าวเปลือก ส่วนทำ ระบายของท่อความร้อนทำหน้าที่ในการดึงความร้อนอยู่ในถังเก็บข้าวเปลือก และส่วนควบแน่น ระบายความร้อนสู่อากาศ สาร R22 ทำหน้าที่เป็นตัวกลางในการถ่ายเทความร้อนในท่อความร้อน

จากการทดสอบโดยใช้ข้าวเปลือกความชื้นประมาณ 13% wb. จำนวน 1,000 กิโลกรัมใน กรณีต่างๆ พบว่า (1) ถ้าระบบที่ไม่มีการควบคุมใดๆ อุณหภูมิข้าวเปลือกสูงขึ้นเรื่อยๆ (2) ระบบที่ใช้ท่อความร้อน หรือเป่าอากาศอย่างเดียวสามารถลดอุณหภูมิข้าวเปลือกได้ใกล้เคียง อุณหภูมิเฉลี่ยอากาศแวดล้อม แต่ระบบท่อความร้อนมีอุณหภูมิแตกต่างระหว่างชั้นน้อยกว่าระบบ เป่าอากาศ (3) ระบบที่ใช้ท่อความร้อนร่วมกับเป่าอากาศและเปิดพัดลมต่อเนื่อง ไม่เหมาะสมใน การลดความร้อนสะสมในข้าวเปลือกเนื่องจากอุณหภูมิข้าวเปลือกที่วัดได้มีค่าใกล้เคียงกับอากาศ แวดล้อมในช่วงเวลากลางวัน แต่มีอุณหภูมิแตกต่างระหว่างชั้นน้อยกว่าระบบเป่าอากาศอย่าง เดียว (4) ระบบที่มีความเหมาะสมและเป็นไปได้คือระบบที่ใช้งานท่อความร้อนร่วมกับเป่าอากาศ และเปิดพัดลมระบายอากาศเป็นช่วง ซึ่งสามารถลดอุณหภูมิข้าวเปลือกได้ต่ำกว่าอุณหภูมิเฉลี่ย อากาศแวดล้อม แต่ทั้งนี้ยังต้องศึกษาระยะเวลาที่เหมาะสมในการเปิดปิดพัดลม

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาสามารถทำนายอุณหภูมิข้าวเปลือกในถังเก็บได้ใกล้ เกือบกับอุณหภูมิข้าวเปลือกที่วัดได้จากการทดลอง

ABSTRACT

A hybrid unit of thermosyphon heat pipe with aeration is introduced to reject heat accumulated in a paddy bulk storage. The evaporator of the heat pipe is embedded in paddy, absorbs heat and reject to ambient through the condenser at the top of the storage tank. R22 is the working fluid inside.

Experimental tests have been carried out with 1000 kg of 13% wet basis paddy. It is found that : (1) When there is no any temperature control, the paddy bed temperature slightly increases. (2) The unit with only thermosyphon or only aeration can reduce the paddy bed temperature close to ambient temperature. The gradient paddy temperature is rather low for the heat pipe compared with the unit with only aeration. (3) The unit with both thermosyphon-aeration with continuous ventilation is not appropriate to reduce the accumulated heat in the paddy bed because the paddy bed temperature is closed to the ambient temperature in daytime. However, smaller gradient paddy temperature could be found compared with the unit with only aeration. (4) The technique in (3) is possible to reduce heat accumulated in the paddy bulk storage when intermittent ventilation is introduced. The paddy temperature could be controlled to be lower than the average ambient temperature. However, the ventilation period should be investigated. The mathematical model developed can be used to predict paddy bed temperature very well.

1. บทนำ

การเสื่อมสภาพของข้าวเปลือกส่วนหนึ่งเกิดจากความร้อนที่เกิดขึ้นจากการหายใจของข้าวเปลือก โดยทั่วไปแล้วปัญหาดังกล่าวข้างต้นจะแก้โดยการเป่าอากาศเข้าไปในถังเก็บข้าวเปลือก (Aeration) ในการเป่าอากาศเพื่อรักษาคุณภาพข้าวจำเป็นต้องใช้มอเตอร์ขับเคลื่อนที่มีกำลังสูงจึงทำให้สิ้นเปลืองพลังงานไฟฟ้าในอัตราที่สูง ในขณะเดียวกันมีการศึกษาเทคนิคใหม่ในการระบายความร้อนสะสมในถังข้าวเปลือกโดยใช้ท่อความร้อนซึ่งเป็นเทคนิคใหม่ที่นำเสนอครั้งแรกโดย Kiatsirirot and Dussadee [1] ซึ่งการทำงานจะใช้ท่อความร้อนส่วนที่ระเหยฝังอยู่ในถังข้าวเปลือก และส่วนควบแน่นระบายความร้อนสู่อากาศ จากการศึกษาพบว่าระบบดังกล่าวสามารถควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกในขณะเก็บรักษาให้อยู่ในระดับที่ต้องการได้เป็นอย่างดี นอกจากนั้นแล้วยังสามารถชะลอความเสียหายของข้าวเปลือกภายหลังการเก็บเกี่ยวในช่วงที่มีความชื้นสูงขณะรอการอบแห้งได้ถึง 7-10 วัน โดยที่คุณภาพข้าวสารที่สีได้ยังเป็นที่ยอมรับ แต่การใช้งานท่อความร้อนจำเป็นต้องใช้พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนสูง เนื่องจากสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างข้าวเปลือกและสารทำงานมีค่าค่อนข้างต่ำ ขณะที่การใช้วิธีการเป่าอากาศก็ค่อนข้างจะต้องใช้ต้นทุนกำลังสูง ดังนั้นผู้วิจัยจึงมีแนวคิดที่จะลดพื้นที่การถ่ายเทความร้อนและลดต้นทุนกำลังในการระบายอากาศ โดยการใช้งานร่วมของระบบท่อความร้อนร่วมกับระบบการเป่าอากาศ

งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

นอกจากงานศึกษาของ Kiatsirirot and Dussadee [1] แล้วยังมีการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนในกรณีอื่นๆ และการศึกษาการระบายอากาศในถังข้าวเปลือกดังนี้

Fukada, *et al* [2] ใช้ท่อความร้อนสำหรับดึงความร้อนจากดินในฤดูหนาวเพื่อใช้เป็นห้องเย็นสำหรับเก็บรักษามันฝรั่งในฤดูร้อน พบว่าสามารถรักษาอุณหภูมิห้องเย็นให้อยู่ในระดับ 3 to 4 °C. นอกจากนั้น Kiatsirirot, *et al* [3] ได้ศึกษาการดึงความร้อนจากดินโดยใช้ท่อความร้อนเช่นกันมาอุ่นน้ำ พบว่าสามารถที่จะเพิ่มอุณหภูมิน้ำในเวลากลางคืนได้มากกว่าอุณหภูมิอากาศแวดล้อมถึง 9°C Lee, *et al* [4] ศึกษาการใช้ท่อความร้อนในการดึงความร้อนในกระบวนการบ่มคอนกรีตซึ่งก็พบว่าสามารถทำงานได้เป็นอย่างดี

Apivathananukul, *et al* [5] ศึกษาการชะลอการเสียหายของข้าวเปลือกขึ้นโดยการระบายด้วยอากาศเย็นและอากาศแวดล้อมแบบต่อเนื่อง และแบบเป็นช่วง โดยใช้ข้าวเปลือกความชื้นเริ่มต้น 21.0, 22.2 and 26.0%wb อัตราการไหลอากาศ 0.35 m³/min-m³-paddy. พบว่าสามารถลดอุณหภูมิข้าวเปลือกเหลือระดับ 20°C และใกล้เคียงอากาศแวดล้อมในเวลา 1 วัน และสามารถรักษาคุณภาพข้าวเปลือกให้อยู่ในระดับที่ยอมรับได้นานกว่า 1 เดือนทั้ง 2 กรณี และพบว่าในการระบายด้วยอากาศเย็นและอากาศแวดล้อมเสียค่าใช้จ่ายด้านพลังงาน 236.1 และ 13.7 บาท/m³-paddy ตามลำดับ สำหรับกรณีที่ไม่มีกระบวนการระบายความร้อนพบว่าสามารถรักษาคุณภาพข้าวเปลือกไว้ได้น้อยกว่า 5 วัน (Apivathananukul, [6]). Thanh [7] ได้มีการศึกษาการชะลอความเสียหายของข้าวเปลือกขึ้นด้วยเช่นกัน โดยใช้ข้าวเปลือกความชื้น

เริ่มต้น 20-29%wb และอัตราการไหลอากาศ 1.8 m³/min-m³-paddy พบว่าข้าวเปลือกความชื้น 20%, 24% และ 29%wb สามารถเก็บรักษาไว้ได้นาน 15, 6-7 และ 4-6 วันตามลำดับ โดยกระแสอากาศเป็นช่วง 49-50 ชั่วโมง

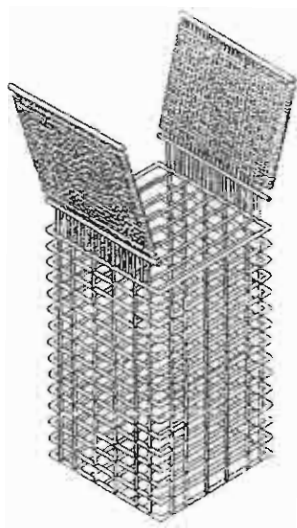
จากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่ามีความเป็นไปได้ที่จะใช้งานระบบท่อความร้อนร่วมกับกระบวนการระบายอากาศเพื่อที่จะลดความร้อนสะสมในข้าวเปลือก และระบบที่พัฒนาจะเป็นระบบที่ประหยัดพลังงานและเพิ่มคุณภาพข้าวเปลือกได้ ดังนั้นในการวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์ที่จะศึกษาสมรรถนะการทำงานของท่อความร้อนร่วมกับระบบระบายอากาศในการลดความร้อนสะสมเนื่องจากการหายใจของข้าวเปลือกขณะที่เก็บรักษา

2. หลักการทำงานของท่อความร้อน

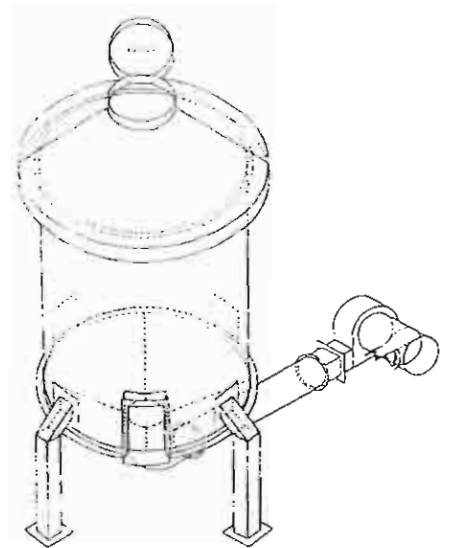
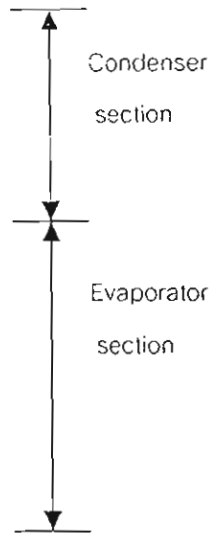
ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน เป็นอุปกรณ์ส่งถ่ายความร้อนจากแหล่งอุณหภูมิสูงไปแหล่งอุณหภูมิต่ำ โดยไม่ต้องอาศัยพลังงานจากภายนอก ประกอบด้วยท่อทองแดงที่ภายในบรรจุสารทำงานภายใต้ระบบสุญญากาศ ดังแสดงในรูปที่ 1 ท่อความร้อนในการศึกษานี้แบ่งเป็น 2 ส่วนด้วยกันได้แก่ส่วนที่ระเหย (evaporator) และส่วนควบแน่น (condenser) โดยส่วนที่ระเหยจะอยู่ใต้ถังเก็บข้าวเปลือก และส่วนควบแน่นจะอยู่ในอากาศ เมื่อสารทำงานภายในท่อทองแดงได้รับความร้อนที่เกิดจากการหายใจของข้าวเปลือกก็จะระเหยกลายเป็นไอ และลอยขึ้นไปสู่ส่วนควบแน่น ซึ่งไอนั้นจะพาความร้อนไปด้วยและจะแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศที่สัมผัสกับส่วนควบแน่น ทำให้อุณหภูมิของสารทำงานภายในท่อความร้อนกลายเป็นของเหลวและจะตกลงมาที่ส่วนที่ระเหยด้วยแรงโน้มถ่วงของโลก ดังนั้นจะเห็นว่าความร้อนสามารถถ่ายเทจากส่วนที่ระเหยไปสู่ส่วนควบแน่นได้โดยไม่ต้องใช้พลังงานจากภายนอกเลย ระบบนี้จึงประหยัดพลังงาน ซึ่งรายละเอียดท่อความร้อนแสดงในตารางที่ 1

ตารางที่ 1. คุณสมบัติของท่อความร้อน

Thermosyphon specifications	Dimensions	
Storage bin diameter	1,250	mm.
Storage bin length	1,500	mm.
Evaporator area of thermosyphon	16	m ²
Condenser area of thermosyphon	12	m ²
Working fluid inside thermosyphon	R22	
Filling ratio	100% evap.	



ก. ท่อความร้อน



ข. ระบบระบายอากาศในถังข้าวเปลือก

รูปที่ 1 ท่อความร้อนและระบบระบายความร้อนในถังเก็บข้าวเปลือก

3. สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านอวพาเรเตอร์

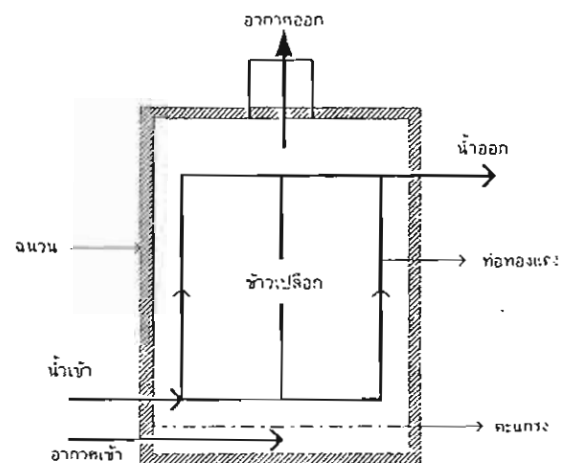
จากการวิจัยของ Kiatsirirot and Dussadee [1] พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำงานและข้าวเปลือก ปัจจัยที่เป็นตัวควบคุมค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนคือการถ่ายเทความร้อนด้านข้าวเปลือก ดังนั้นในการวิจัยนี้ได้ออกแบบอุปกรณ์สำหรับทดสอบการถ่ายเทความร้อนโดยการให้ข้าวเปลือกถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำที่ไหลอยู่ภายในท่อทองแดงที่ฝังตัวอยู่ในข้าวเปลือกดังแสดงดังรูปที่ 2 ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างข้าวเปลือกและสารทำงานสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\dot{m}_w C_{pw} (T_{w,o} - T_{w,i}) = UA_c (T_b - \bar{T}_w) \quad (1)$$

เมื่อ

$\dot{m}_w$	=	อัตราการไหลของน้ำ, kg/s.
C_{pw}	=	ความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ, J/kg °C.
$T_{w,o}$	=	อุณหภูมิน้ำออกจากข้าวเปลือก, °C.
$T_{w,i}$	=	อุณหภูมิน้ำเข้าข้าวเปลือก, °C.
$\bar{T}_w$	=	อุณหภูมิเฉลี่ยน้ำเข้าและน้ำออกข้าวเปลือก, °C.
T_b	=	อุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือก, °C.
U	=	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างข้าวเปลือกและสารทำงาน, W/m ² °C.
A_c	=	พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของท่อทองแดง, m ² .

ในการทดสอบจะป้อนน้ำเย็นเข้าด้านล่างของท่อทองแดง บันทึกอุณหภูมิน้ำเข้า อุณหภูมิน้ำออก และอุณหภูมิข้าวเปลือก อัตราการไหลอากาศผ่านข้าวเปลือก อัตราการไหลของน้ำ แล้วทำการคำนวณหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากสมการ (1)



รูปที่ 2 ไดอะแกรมการทำงานของอุปกรณ์ทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

4. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับทำนายอุณหภูมิข้าวเปลือก

จากหลักการอนุรักษ์พลังงาน การเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในของข้าวเปลือกและความร้อนส่วนอีวาพอเรเตอร์เท่ากับความร้อนที่ถ่ายเทระหว่างระบบและสิ่งแวดล้อม ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการได้

$$M_b C_{pb} \frac{dT_b}{dt} + M_e C_{pe} \frac{dT_e}{dt} = \dot{Q} + \dot{m}_a (h_i - h_o) - UA_e (T_b - T_v) \quad (2)$$

เมื่อ

- M_b = มวลของข้าวเปลือก, kg.
 M_e = มวลของข้าวที่ความชื้นส่วนอีวาพอเรเตอร์, kg.
 C_{pb} = ความจุความร้อนจำเพาะข้าวเปลือก, J/kg $^{\circ}$ C.
 C_{pe} = ความจุความร้อนจำเพาะที่ทองแดงส่วนอีวาพอเรเตอร์, J/kg $^{\circ}$ C.
 T_b = อุณหภูมิข้าวเปลือก, $^{\circ}$ C.
 T_e = อุณหภูมิที่ทองแดง, $^{\circ}$ C.
 dt = ช่วงเวลา, s.
 T_v = อุณหภูมิสารทำงาน, $^{\circ}$ C.
 $\dot{Q}$ = ความร้อนจากการหายใจ, W.
 $\dot{m}_a$ = อัตราการไหลอากาศ, kg/s.
 h_i = เอลล์ปีของอากาศก่อนเข้าข้าวเปลือก, J/kg.
 h_o = เอลล์ปีของอากาศออกจากข้าวเปลือก, J/kg.
 U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างข้าวเปลือกและสารทำงาน, W/m ^{2} C.
 A_e = พื้นที่การถ่ายเทความร้อนด้านอีวาพอเรเตอร์, m ^{2} .

จากการทดสอบพบว่าอุณหภูมิสารทำงาน T_v มีค่าใกล้เคียงอุณหภูมิเฉลี่ยอากาศแวดล้อมและอุณหภูมิของข้าวเปลือก ค่าเอลล์ปีของอากาศก่อนเข้าและหลังออกจากข้าวเปลือกสามารถคำนวณได้จาก

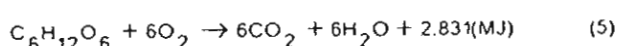
$$h_i = 1.006T_i + W_i(2501 - 1.775T_i) \quad (3)$$

$$h_o = 1.006T_o + W_o(2501 - 1.775T_o) \quad (4)$$

เมื่อ

- W_i = อัตราส่วนความชื้นอากาศก่อนเข้าถังเก็บข้าวเปลือก, kg H $_2$ O/kg air.
 W_o = อัตราส่วนความชื้นอากาศก่อนออกถังเก็บข้าวเปลือก, kg H $_2$ O/kg air.
 T_i = อุณหภูมิอากาศก่อนเข้าถังเก็บข้าวเปลือก, $^{\circ}$ C.
 T_o = อุณหภูมิอากาศก่อนออกถังเก็บข้าวเปลือก, $^{\circ}$ 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 ดังนั้นปริมาณความร้อนที่เกิดขึ้นจากการหายใจจึงสามารถคำนวณได้จากปริมาณแป้งที่หายใจจากการหายใจ ปริมาณความร้อนที่เกิดขึ้นที่ระดับความชื้นต่างๆ ของข้าวเปลือกนั้น Teter [8] ได้ศึกษาและรายงานไว้ดังแสดงในตารางที่ 2

ตารางที่ 2 ความร้อนที่ต้องระบายออกจากข้าวในขณะเก็บรักษา

ความชื้น % wb.	ความร้อน kJ/ตัน-วัน
13	41
14	109
15	298
16	811
17	2,211

ความร้อนที่เกิดขึ้นจากการหายใจของข้าวเปลือกในแต่ละช่วงเวลาสามารถคำนวณได้จากสมการของ Seib, et al. [9] ดังนี้

$$\dot{Q} = \frac{15778(DML)(M_b)}{\Delta t} \quad (6)$$

เมื่อ

- M_b = มวลของข้าวเปลือก, kg.
 DML = การสูญเสียมวลแห้ง, เศษส่วน
 Δt = ช่วงเวลา, s

การสูญเสียมวลแห้ง (DML) ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิและความชื้น สามารถเขียนได้ดังนี้ (Seib, et al. 1980):

$$DML = 1 - \exp(-TERM) \quad (7)$$

เมื่อ

$$TERM = A(1/1000)^C \exp(D(1.8T_b - 28)) \exp(E(M_e - 0.14))$$

- A = 0.000914
 C = 0.654
 D = 0.03756
 E = 33.61
 t = เวลา, h.
 T_b = อุณหภูมิข้าวเปลือก, $^{\circ}$ C.
 M_e = ความชื้นข้าวเปลือก, decimal dry basis.

พิจารณาสสมมูลมวลของอากาศและที่ระเหยอากาศในถังข้าวเปลือก ถ้าสมมุติว่าข้าวเปลือกในถังเก็บมีความชื้นออกมาเนื่องจากระเหยอากาศในถังข้าวเปลือกด้วยอากาศแห้งที่มีอุณหภูมิ

ค่าตัวคูณความชื้นที่เลือกและด้วยอัตราการไหลอากาศต่ำ และสมมุติ
ด้วยว่า ความชื้นจากการหายใจเข้าเลือกจะถูกพาออกจากข้าวเปลือก
ด้วยการระบายอากาศทั้งหมด ดังนั้นปริมาณน้ำที่เพิ่มขึ้นในอากาศจะ
เกิดเนื่องจากน้ำที่เกิดจากการหายใจเท่านั้นสามารถเขียนเป็นสมการ
มวลได้

$$\dot{m}_a w_1 + \dot{m}_m = \dot{m}_a w_o \quad (8)$$

เมื่อ

W_1 = อัตราส่วนความชื้นอากาศก่อนเข้าข้าวเปลือก
kg H₂O/kg air.

W_o = อัตราส่วนความชื้นอากาศหลังออกจาก
ข้าวเปลือก, kg H₂O/kg air.

$\dot{m}_a$ = อัตราการไหลอากาศ, kg air /s.

$\dot{m}_m$ = ปริมาณน้ำที่เพิ่มขึ้นในอากาศเนื่องจากการ
หายใจ, kg-H₂O /s

ดังนั้นอัตราส่วนความชื้นอากาศหลังจากออกจากข้าวเปลือก
สามารถเขียนใหม่ได้ดังนี้

$$w_o = w_i + \frac{\dot{m}_m}{\dot{m}_a} \quad (9)$$

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

$$\dot{m}_m = \frac{0.6(DML)(M_b)}{\Delta t} \quad (10)$$

เมื่อ

Δt = ช่วงเวลา, s

M_b = มวลของข้าวเปลือก, kg

DML = มวลแห้งที่สูญเสีย, เศษส่วน

$\dot{m}_m$ = ปริมาณน้ำที่เพิ่มขึ้นในอากาศเนื่องจากการ
หายใจ, kg H₂O /s

ถ้าไม่คิดเทอมของการสูญเสียความร้อนที่ผนังของไซโล และ
สมมุติว่าข้าวเปลือกสมดุลความร้อนกับทอความร้อนส่วนอีวาพอเรเตอร์
ดังนั้นอุณหภูมิข้าวเปลือกสามารถเขียนอยู่ในรูปของสมการเชิงตัวเลข
ได้ดังนี้

$$T_b^1 + \Delta t = T_b^1 + \frac{\Delta t}{M_b C_{pb} + M_e C_{pe}} (\dot{Q} + \dot{m}_a (h_i - h_o) - UA_e (T_b - T_v)) \quad (11)$$

ขั้นตอนการคำนวณ

1. กำหนดค่าเริ่มต้น (M_b , C_{pb} , M_e , C_{pe} , U , A_e , $\dot{m}_a$)
2. คำนวณ TERM จากสมการ (9)
3. คำนวณ DML จากสมการ (7)
4. กำหนดความชื้นอากาศการหายใจแต่ละช่วงเวลาจากสมการ (6)
5. คำนวณอุณหภูมิอากาศเข้าจากสมการ (3) โดยใช้ T , และ W ,
ของอากาศก่อนเข้าถึงข้าวเปลือก
6. คำนวณปริมาณน้ำที่เพิ่มขึ้นในอากาศเนื่องจากการหายใจจาก
สมการ (10)
7. คำนวณอัตราส่วนความชื้นอากาศออกจากข้าวเปลือก, W_o จาก
สมการ (9)
8. คำนวณเอนทัลปีอากาศออกจากข้าวเปลือกโดยสมมุติให้อากาศ
ออกจากข้าวเปลือกมีอุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิข้าวเปลือกในช่วง
เวลาก่อนหน้านั้น
9. คำนวณอุณหภูมิข้าวเปลือกที่เวลาถัดไปโดยแทนค่าต่าง ๆ ที่
คำนวณได้จากขั้นตอนที่ (1) - (7)

5.ผลการทดลองและวิเคราะห์

5.1 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

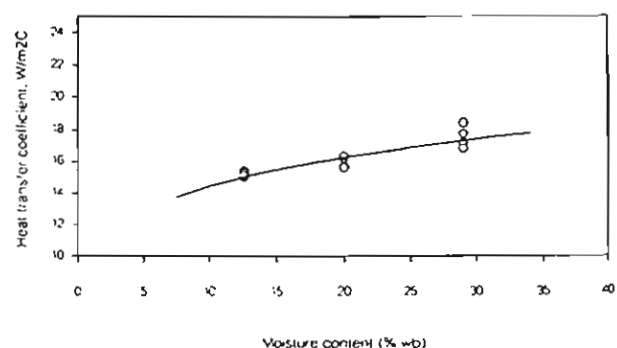
จากการทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน
ระหว่างข้าวเปลือกและน้ำ ที่ระดับความชื้นข้าวเปลือก 13 %wb,
20%wb และ 29 %wb ของการใช้งานร่วมระหว่างระบบเป่าอากาศ และ
ทอความร้อน พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นตาม
ความชื้นดังสมการ (12) และรูปที่ 3 โดยมีค่าสหสัมพันธ์ (R^2)
เท่ากับ 0.7982

$$U = 9.7164M_w^{0.1714} \dots R^2 = 0.7982 \quad (12)$$

เมื่อ

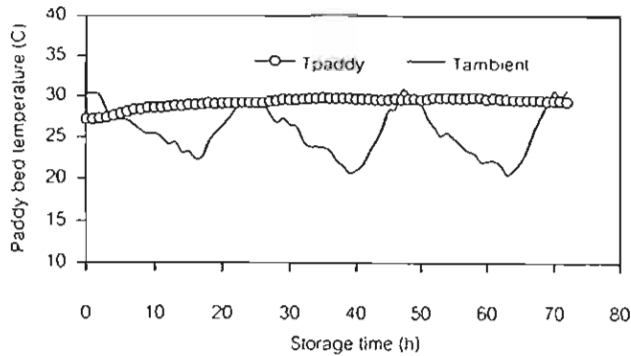
U = ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, W/m²C

M_w = ความชื้นข้าวเปลือก, % wb.



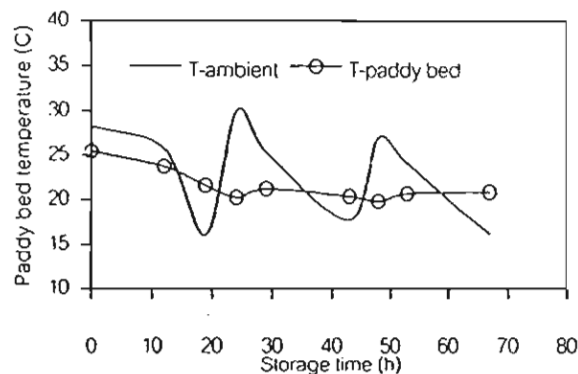
รูปที่ 3 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนกับค่าความชื้นข้าวเปลือก

รูปที่ 4 แสดงอุณหภูมิข้าวเปลือกของระบบที่ไม่มีการควบคุมใดๆ พบว่าอุณหภูมิจะมีค่าสูงขึ้นใกล้เคียงกับอุณหภูมิสูงสุดอากาศแวดล้อมและเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ และมีอุณหภูมิแตกต่างระหว่างชั้นบน ชั้นกลาง และชั้นล่างของข้าวเปลือกค่อนข้างมากเมื่อเปรียบเทียบกับระบบเป่าอากาศ อย่างเดียว หรือระบบทำความร้อนอย่างเดียว



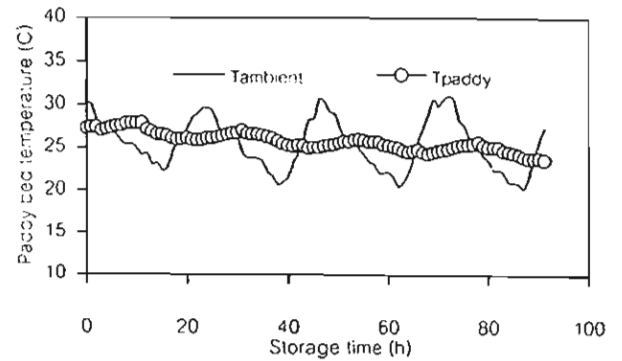
รูปที่ 4 อุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกของระบบที่ไม่มีการควบคุมใดๆ (ไม่มีการควบคุม, ความชื้นข้าวเปลือก 13% wb.)

รูปที่ 5 แสดงอุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกที่เก็บรักษาอยู่ในถังข้าวเปลือกที่ติดตั้งระบบทำความร้อนเพียงอย่างเดียว พบว่าอุณหภูมิสามารถควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกได้ใกล้เคียงกับอุณหภูมิเฉลี่ยอากาศแวดล้อม และเพิ่มขึ้นเล็กน้อยในเวลากลางวัน แต่อุณหภูมิแตกต่างระหว่างชั้นบน ชั้นกลาง และชั้นล่างของข้าวเปลือก มีค่าน้อยกว่าระบบเป่าอากาศหรือระบบที่ไม่มีการควบคุมใดๆ



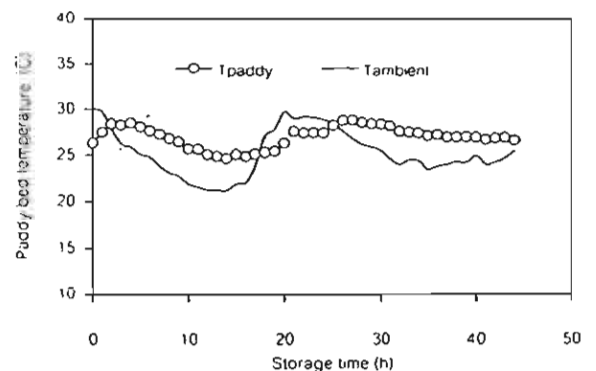
รูปที่ 5 อุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกของระบบทำความร้อนอย่างเดียว (ความชื้นข้าวเปลือก 13% wb.)

รูปที่ 6 แสดงอุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกของระบบเป่าอากาศ อย่างเดียว พบว่าระบบสามารถลดอุณหภูมิข้าวเปลือกได้ใกล้เคียงอุณหภูมิเฉลี่ยอากาศแวดล้อม แต่พบว่าอุณหภูมิแตกต่างระหว่างชั้นบน ชั้นกลาง และชั้นล่างของข้าวเปลือกสูงกว่าระบบทำความร้อนอย่างเดียว



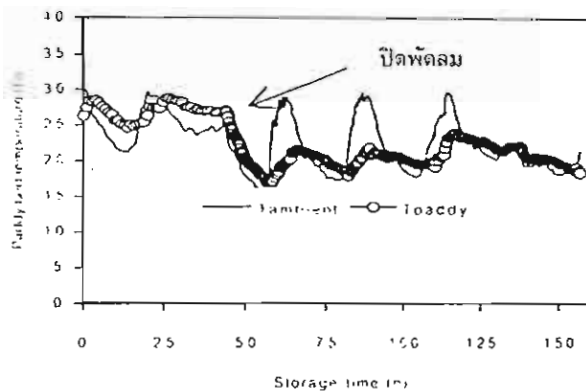
รูปที่ 6 อุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกของระบบเป่าอากาศอย่างเดียว (ความชื้นข้าวเปลือก 13% wb.)

รูปที่ 7 แสดงอุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกของระบบเป่าอากาศร่วมกับทำความร้อนขณะเปิดพัดลมอย่างต่อเนื่อง พบว่าอุณหภูมิข้าวเปลือกมีค่าสูงกว่าค่าเฉลี่ยอุณหภูมิอากาศแวดล้อม และมีแนวโน้มเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิอากาศแวดล้อม ทั้งนี้เนื่องจากการระบายอากาศ ถ้าอากาศแวดล้อมมีอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิข้าวเปลือกจะทำให้ข้าวเปลือกร้อนขึ้น และถ้าใช้อากาศที่มีอุณหภูมิต่ำจะทำให้สมรรถนะทำความร้อนในการดึงความร้อนต่ำไปด้วย



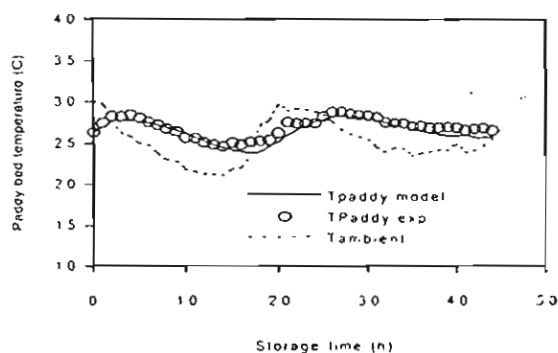
รูปที่ 7 อุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกของระบบเป่าอากาศร่วมกับทำความร้อน (เปิดพัดลมต่อเนื่อง, ความชื้นข้าวเปลือก 13% wb.)

รูปที่ 8 แสดงอุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกของระบบเป่าอากาศร่วมกับทำความร้อน ขณะเปิดพัดลมเป็นช่วง พบว่าอุณหภูมิข้าวเปลือกหลังจากที่มีการเปิดพัดลมเพื่อลดอุณหภูมิข้าวเปลือกให้ใกล้เคียงอากาศแวดล้อมต่ำสุดแล้ว หลังจากนั้นเปิดพัดลม พบว่าระบบสามารถลดอุณหภูมิข้าวเปลือกได้ใกล้เคียงกับอุณหภูมิค่าสุดของอากาศแวดล้อมในแต่ละวัน และในช่วงเวลากลางวันระบบสามารถควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกได้ต่ำกว่าอุณหภูมิอากาศแวดล้อม แสดงว่าการใช้ระบบทำความร้อนร่วมกับระบบเป่าอากาศ โดยเปิดพัดลมบางช่วงเป็นระบบควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกที่มีความเป็นไปได้สูง แต่ต้องมีการเปิดพัดลมที่เหมาะสมต่อไป



รูปที่ 8 อุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกในระบบเป่าอากาศร่วมกับความร้อน (ปิดพัดลมที่ 44 h, ความชื้นข้าวเปลือก 13% wb.)

รูปที่ 9 แสดงอุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกที่คำนวณได้จากแบบจำลองและที่วัดได้จากการทดสอบ พบว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาสามารถทำนายอุณหภูมิข้าวเปลือกได้ใกล้เคียงกับอุณหภูมิข้าวเปลือกจากการทดลองวัดจริง แสดงว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนามีความเหมาะสมใช้ในการออกแบบและทำนายสมรรถนะการทำงานของหอความร้อนร่วมกับระบบเป่าอากาศได้เป็นอย่างดี



รูปที่ 9 อุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกจากการทดสอบและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบเป่าอากาศร่วมกับความร้อน (เปิดพัดลมต่อเนื่อง)

6. บทสรุป

การระบายความร้อนสะสมในข้าวเปลือกโดยใช้ระบบหอความร้อนร่วมกับเป่าอากาศ พบว่าถ้าระบายอากาศอย่างต่อเนื่อง อุณหภูมิข้าวเปลือกที่วัดได้จะมีค่าใกล้เคียงกับอากาศแวดล้อมที่ใช้ในการระบายอากาศ ทั้งนี้เนื่องจากเมื่อระบายอากาศด้วยอากาศแวดล้อมที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิข้าวเปลือกจะทำให้หอความร้อนมีสมรรถนะต่ำในขณะที่เมื่อระบายอากาศด้วยอากาศแวดล้อมที่มีอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิข้าวเปลือกสมรรถนะหอความร้อนจะดีขึ้นแต่จะไปเพิ่มอุณหภูมิข้าวเปลือกให้สูงขึ้นมีผลต่อคุณภาพข้าวเปลือกลดลง ดังนั้นจึงไม่เหมาะสมในการใช้งาน

แนวทางที่เหมาะสมในการใช้งานร่วมระหว่างหอความร้อนกับการระบายอากาศคือการระบายอากาศเป็นช่วง ๆ โดยระบายอากาศจนข้าวเปลือกมีอุณหภูมิใกล้เคียงอากาศแวดล้อมต่ำสุดแล้วปิดพัดลมให้เฉพาะหอความร้อนทำงานอย่างเดียว และเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นมากก็ระบายอากาศอีกครั้งหนึ่ง แต่ทั้งนี้เงื่อนไขที่เหมาะสมในการเปิดปิดพัดลมควรได้มีการศึกษาอย่างละเอียดต่อไป

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาสามารถทำนายอุณหภูมิข้าวเปลือกการทำงานของระบบเป่าอากาศร่วมกับหอความร้อนได้ใกล้เคียงกับอุณหภูมิข้าวเปลือกที่ได้จากการทดสอบ

7. กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนใคร่ขอขอบคุณกองทุนสนับสนุนงานวิจัยที่ได้สนับสนุนทุนวิจัย

การจำลองสมรรถนะระบบเก็บข้าวเปลือกด้วยท่อความร้อนร่วมกับการระบายอากาศ Performance Simulation of Paddy Bulk Storage with Aeration-Thermosyphon

ณัฐวุฒิ ดุษฎี

ภาควิชาพืชไร่ คณะผลิตกรรมการเกษตร

มหาวิทยาลัยแม่โจ้

อ.สันทราย จ.เชียงใหม่ 50290

โทรศัพท์ 053-498168

โทรสาร 053-498168

Email: Natthawu@mju.ac.th

ธรรมศักดิ์ พันธุ์แสนศรี

ทองเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

อ.เมือง จ.เชียงใหม่ 50200

โทรศัพท์ : 053- 944144 ต่อ 943

โทรสาร : 053- 944145

Email: tanong@dome.eng.cmu.ac.th

บทคัดย่อ

การวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของท่อความร้อนส่วนอีวาเปอเรเตอร์และการทำงานของพัดลมที่เหมาะสมของการเก็บข้าวเปลือกความจุ 1 ตัน โดยใช้ท่อความร้อนร่วมกับการระบายอากาศ ด้วยวิธีจำลองสมรรถนะด้วยคอมพิวเตอร์โดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับทำนายอุณหภูมิข้าวเปลือก เปรียบเทียบผลที่ได้กับระบบเก็บข้าวเปลือกโดยใช้ท่อความร้อนหรือระบายอากาศอย่างเดียว

จากผลการจำลองพบว่า การควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกโดยใช้ท่อความร้อนร่วมกับการระบายอากาศ สามารถลดพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนของท่อความร้อนส่วนอีวาเปอเรเตอร์จาก 16 m² เหลือ 8 m² เปรียบเทียบกับเมื่อใช้ท่อความร้อนอย่างเดียว และลดชั่วโมงการทำงานของพัดลมต่อปีจาก 30-40% เหลือ 10-20% เงื่อนไขการทำงานของพัดลมที่เหมาะสมควรแบ่งเป็น 2 ฤดูกาลคือช่วงฤดูหนาวเดือน ตุลาคม-มีนาคม ตั้งค่า Ts 28 °C และ Td 5 °C และช่วงฤดูร้อนเดือน เมษายน-กันยายน ตั้งค่า Ts 19 °C และ Td 1 °C ซึ่งจะสามารถควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกเฉลี่ยทั้งปี ที่ระดับ 26.2 °C และมีชั่วโมงทำงานของพัดลมต่อปี 20.2 %

Abstract

Computer simulation from mathematical modelings to predict paddy bed temperature of a one ton paddy bulk storage with aeration-thermosyphon heat pipe is carried out to find the optimization of heat transfer area at evaporator section of thermosyphon heat pipe and annual fan operating time. The simulated results are compared to those of the unit with only thermosyphon technique and unit with only aeration.

It is found that the temperature controls of paddy bulk storage with aeration-thermosyphon can reduce heat transfer area at the evaporator section from 16 to 8 m² and annual fan operating time of 30-40% to 10-20% compared to the unit with only thermosyphon and with only aeration, respectively. The paddy bed temperature of 26.2 °C and annual fan operating time of 20.2% are maintained with seasonal blower controls at Ts of 28 °C, Td of 5 °C and Ts of 19 °C, Td of 1 °C in October-March and April-September, respectively.

1. บทนำ

ปัญหาการเสื่อมสภาพของข้าวเปลือกขณะเก็บรักษาจากความร้อนสะสม อันเนื่องมาจากความร้อนที่เกิดจากการหายใจของข้าวเปลือกและจุลินทรีย์ต่าง ๆ นั้น ในปัจจุบันได้มีการศึกษาหาแนวทางการจัดการที่เหมาะสม ซึ่งแนวทางที่นิยมได้แก่การระบายอากาศออกเป็นช่วง ๆ แต่การระบายอากาศถึงแม้ว่าจะควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกให้ใกล้เคียงอากาศแวดล้อม แต่ก็ต้องใช้พัดลมในการระบายอากาศเป็นเวลานาน สำหรับการศึกษาในประเทศไทยพบว่าบางครั้งอาจสูงถึง 30-40% ต่อปี (Miear [1]) เนื่องจากประเทศไทยเป็นประเทศในเขตร้อนชื้น นอกจากนั้นแล้วการระบายอากาศยังทำให้เกิดอุณหภูมิข้าวเปลือกในระดับต่าง ๆ แตกต่างกัน ซึ่งทำให้ข้าวเปลือกที่ได้มีคุณภาพไม่สม่ำเสมอ

ปัจจุบันได้มีการศึกษาเทคนิคใหม่ในการระบายความร้อนสะสมในถังข้าวเปลือกโดยใช้ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน ซึ่งนำเสนอครั้งแรกโดย Kiatiriroat and Dussadee [2] การทำงานจะใช้ท่อความร้อนส่วนที่ระเหยฝังอยู่ในถังข้าวเปลือก และส่วนควบแน่นระบายความร้อนสู่อากาศ จากการศึกษาพบว่าระบบดังกล่าวสามารถควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกความชื้น 26.9% มาตราฐานเปียก อยู่ที่ 37-38 °C ในขณะที่ระบบที่ไม่มีการควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกอุณหภูมิสูงถึง 65 °C สามารถชะลอความเสียหายของข้าวเปลือกภายหลังการเก็บเกี่ยวในช่วงที่มีความชื้นสูงขณะการอบแห้งได้ถึง 7-10 วัน โดยที่คุณภาพข้าวสารที่สีได้ยังเป็นที่ยอมรับ สำหรับการทดสอบการเก็บรักษากับข้าวเปลือกความชื้นต่ำที่ระดับ 13.5% มาตราฐานเปียก ท่อความ

ร้อนสามารถควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกอยู่ที่ประมาณ 28-29 °C ในขณะที่ยังไม่มีการควบคุมใดๆ อุณหภูมิข้าวเปลือกอยู่ที่ 31-32 °C ต่อมา Dussaddee and Kiatsiriroat [3] ศึกษากระบวนการระบายอากาศพบว่า ภายหลังจากการเก็บรักษาข้าวเปลือกเป็นเวลา 4 เดือน พบว่าคุณภาพข้าวภายหลังการสีแ่ง ความขาวและเปอร์เซ็นต์คั่วข้าวมีค่าใกล้เคียงกัน แต่ระบบการลดความร้อนสะสมโดยใช้หอความร้อนไม่ต้องใช้พลังงานภายนอก ดังนั้นจึงประหยัดพลังงานมากกว่า และยังพบอีกว่าอุณหภูมิแตกต่างกันระหว่างชั้นน้อยมากเมื่อเทียบกับการระบายอากาศ ทำให้คุณภาพข้าวที่ได้ค่อนข้างสม่ำเสมอมากกว่า แต่การใช้งานหอความร้อนจำเป็นต้องใช้พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนสูง ซึ่งจากการศึกษาดังกล่าวถ้าต้องการควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกให้อยู่ในระดับ 28 °C จะต้องใช้พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนหอความร้อนด้านอีวาโปเรเตอร์อย่างต่ำ 16 m² สำหรับข้าวเปลือก 1,000 กิโลกรัม เนื่องจากสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างข้าวเปลือกและสารทำงานมีค่าค่อนข้างต่ำ ขณะเดียวกันการใช้วิธีการระบายอากาศก็ค่อนข้างจะต้องใช้ระยะเวลาในการระบายอากาศต่อปีก่อนข้างสูง ดังนั้นทางกลุ่มวิจัยจึงได้จึงมีแนวคิดที่จะใช้ข้อดีของระบบการลดความร้อนสะสมในข้าวเปลือกด้วยการระบายอากาศและด้วยหอความร้อน ซึ่งเมื่อนำมาใช้งานร่วมกันก็จะลดพื้นที่การถ่ายเทความร้อนและเวลาในการระบายอากาศได้ โดยการใช้งานร่วมกันของระบบหอความร้อนร่วมกับการระบายอากาศ ซึ่งการทดสอบเบื้องต้นโดย ณัฐวุฒิ และทนงเกียรติ [4] ด้วยการเปิดพัดลมต่อเนื่องและเป็นช่วง ๆ พบว่าเมื่อระบายอากาศต่อเนื่องอุณหภูมิข้าวเปลือกมีค่าเปลี่ยนแปลงตามอากาศแวดล้อมจึงไม่เหมาะสมกับการใช้งาน แต่สำหรับการระบายอากาศเป็นช่วง ๆ พบว่าอุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกมีค่าใกล้เคียงกับอุณหภูมิค่าสุดของอากาศแวดล้อม ดังนั้นจึงมีความเป็นไปได้ที่จะลดความร้อนสะสมในข้าวเปลือกด้วยระบบหอความร้อนร่วมกับการระบายอากาศ แต่ช่วงเวลาการเปิดพัดลมที่เหมาะสมจำเป็นต้องมีการศึกษา นอกจากนั้นแล้วยังพบว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับทำนายอุณหภูมิข้าวเปลือกที่พัฒนาสามารถทำนายอุณหภูมิข้าวเปลือกได้ใกล้เคียงกับผลจากการทดลอง

ดังนั้นบทความนี้มีวัตถุประสงค์ที่จะศึกษาแนวทางที่เหมาะสมเพื่อควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกในถังเก็บของการใช้งานร่วมของหอความร้อนและการระบายอากาศ โดยการใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับทำนายอุณหภูมิข้าวเปลือกจำลองสมรรถนะของระบบด้วยคอมพิวเตอร์

2. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

2.1 แบบจำลองอุณหภูมิข้าวเปลือก

จากหลักการอนุรักษ์พลังงาน การเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในของข้าวเปลือกกับหอความร้อนส่วนอีวาโปเรเตอร์และอัตราการเปลี่ยนแปลงเอนทัลปีของกระแสอากาศเท่ากับความร้อนที่ถ่ายเทระหว่างระบบและสิ่งแวดล้อม ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการได้ว่า

$$M_b C_{pb} \frac{dT_b}{dt} + M_e C_{pe} \frac{dT_e}{dt} = \dot{Q} + \dot{m}_a (h_i - h_o) - UA_e (T_b - T_v) \quad (1)$$

เมื่อ

M_b	=	มวลของข้าวเปลือก, kg.
M_e	=	มวลของหอความร้อนส่วนอีวาโปเรเตอร์, kg.
C_{pb}	=	ความจุความร้อนจำเพาะข้าวเปลือก, J/kg°C.
C_{pe}	=	ความจุความร้อนจำเพาะหอทองแดงส่วนอีวาโปเรเตอร์, J/kg°C.
T_b	=	อุณหภูมิข้าวเปลือก, °C.
T_o	=	อุณหภูมิหอทองแดง, °C.
dt	=	ช่วงเวลา, s.
T_v	=	อุณหภูมิสารทำงาน, °C.
$\dot{Q}$	=	ความร้อนจากการหายใจ, W.
$\dot{m}_a$	=	อัตราการไหลอากาศ, kg/s.
h_i	=	เอนทัลปีของอากาศก่อนเข้าข้าวเปลือก, J/kg.
h_o	=	เอนทัลปีของอากาศออกจากข้าวเปลือก, J/kg.
U	=	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างข้าวเปลือกและสารทำงาน, W/m ² C.
A_e	=	พื้นที่การถ่ายเทความร้อนด้านอีวาโปเรเตอร์, m ² .

จากการทดสอบพบว่าอุณหภูมิสารทำงาน T_v มีค่าใกล้เคียงอุณหภูมิเฉลี่ยอากาศแวดล้อมและอุณหภูมิของข้าวเปลือก ค่าเอนทัลปีของอากาศก่อนเข้าและหลังจากออกจากข้าวเปลือกสามารถคำนวณได้จาก

$$h_i = 1.006T_i + W_i(2501 - 1.775T_i) \quad (2)$$

$$h_o = 1.006T_o + W_o(2501 - 1.775T_o) \quad (3)$$

เมื่อ

W_i	=	อัตราส่วนความชื้นอากาศก่อนเข้าถังเก็บข้าวเปลือก, kg H ₂ O/kg air.
W_o	=	อัตราส่วนความชื้นอากาศก่อนออกถังเก็บจากข้าวเปลือก, kg H ₂ O/kg air.
T_i	=	อุณหภูมิอากาศก่อนเข้าถังเก็บข้าวเปลือก, °C.
T_o	=	อุณหภูมิอากาศก่อนออกถังเก็บข้าวเปลือก, °C.

ถ้าไม่คิดเทอมของการสูญเสียความร้อนที่ผนังของไซโล และสมมุติว่าข้าวเปลือกสมดุลความร้อนกับหอความร้อนส่วนอีวาโปเรเตอร์ ดังนั้นอุณหภูมิข้าวเปลือกสามารถเขียนอยู่ในรูปของสมการเชิงตัวเลขได้ดังนี้

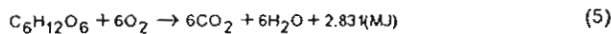
$$\frac{t}{b} + \frac{\Delta t}{M_b C_{pb} + M_e C_{pe}} (Q - m_a (h_i - h_o) - UA_e (T_b - T_v)) \quad (4)$$

เมื่อ Δt คือช่วงเวลา, s และ เทอม $\frac{\Delta t}{M_b C_{pb} + M_e C_{pe}}$ คือค่าความ

ร้อนที่เกิดจากการหายใจ ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการของ (Seib, et al. [5]) ในสมการที่ (6)

2.2 แบบจำลองการหายใจข้าวเปลือก

ความร้อนที่เกิดขึ้นเนื่องจากการหายใจของข้าวเปลือกสามารถหาได้จากปฏิกิริยาเคมี ดังนี้



ในการหายใจ เมื่อข้าวเปลือกหายใจจะใช้แป้งและก๊าซออกซิเจน ถ้าในการหายใจใช้แป้งไป 1 กิโลกรัม จะต้องใช้ก๊าซออกซิเจน 1.07 กิโลกรัม จะให้ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ 1.47 กิโลกรัม น้ำ 0.6 กิโลกรัม และปลดปล่อยความร้อนออกมา 15.778 MJ ดังนั้น ปริมาณความร้อนที่เกิดขึ้นจากการหายใจจึงสามารถคำนวณหาได้จากปริมาณแป้งที่หายใจไปจากการหายใจ ซึ่งเรียกว่าการสูญเสียมวลแห้ง

ความร้อนที่เกิดขึ้นจากการหายใจของข้าวเปลือกในแต่ละช่วงเวลาสามารถคำนวณได้จากสมการของ Seib, et al. [5] ดังนี้

$$\Delta T = \frac{15778(DML)}{C_{pb}} \quad (6)$$

เมื่อ M_b = มวลของข้าวเปลือก, kg.

DML = การสูญเสียมวลแห้ง, เศษส่วน

การสูญเสียมวลแห้ง (DML) ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิและความชื้น สามารถเขียนได้ดังนี้ (Seib, et al. [5]);

$$DML = 1 - \exp(-TERM) \quad (7)$$

เมื่อ

$$TERM = A(V/1000)^C \exp(D(1.8T_b - 28)) \exp(E(M_w/100 - 0.14))$$

A = 0.000914

C = 0.654

D = 0.03756

E = 33.61

t = เวลา, h.

T_b = อุณหภูมิข้าวเปลือก, °C.

M_w = ความชื้นข้าวเปลือก, % wet basis.

พิจารณาสมมูลมวลของอากาศขณะที่ระบายอากาศในถังข้าวเปลือก ถ้าสมมติว่าข้าวเปลือกในถังเก็บไม่คายความชื้นออกมา เนื่องจากระบายอากาศในถังข้าวเปลือกด้วยอากาศแวดล้อมที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิข้าวเปลือกและด้วยอัตราการไหลอากาศต่ำ และสมมติด้วยว่า ความชื้นจากการหายใจข้าวเปลือกจะถูกพาออกจากข้าวเปลือกด้วยการระบายอากาศทั้งหมด ดังนั้นปริมาณน้ำที่เพิ่มขึ้นในอากาศจะเกิดเนื่องจากน้ำที่เกิดจากการหายใจเท่านั้นสามารถเขียนเป็นสมมูลมวลได้ว่า

$$\dot{m}_a w_1 + \dot{m}_m = \dot{m}_a w_o \quad (8)$$

เมื่อ

$\dot{m}_a$ = อัตราการไหลอากาศ, kg air /s.

$\dot{m}_m$ = ปริมาณน้ำที่เพิ่มขึ้นในอากาศเนื่องจากการหายใจ, kg-H₂O /s

ดังนั้นอัตราส่วนความชื้นอากาศหลังจากออกจากข้าวเปลือกสามารถเขียนใหม่ได้ดังนี้

$$w_o = w_i + \frac{\dot{m}_m}{\dot{m}_a} \quad (9)$$

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

$$\dot{m}_m = \frac{0.6(DML)(M_b)}{\Delta t} \quad (10)$$

2.3 คุณสมบัติอากาศ

คุณสมบัติอากาศที่ใช้ในการจำลองสมรรถนะระบบเก็บรักษาข้าวเปลือกด้วยท่อความร้อนร่วมกับการระบายอากาศสามารถแสดงได้ดังนี้

$$\phi = \frac{P_v}{P_{vs}} = \frac{101.325 W}{(0.622 P_{vs} + W P_{vs})} \quad (11)$$

เมื่อ P_{vs} คือความดันไออิ่มตัว สามารถคำนวณได้จากสมการของ Wilhiem [6] ดังนี้

$$\ln(P_{vs}) = -\frac{7511.52}{T_{abs}} + 89.63121 + 0.023998979 T_{abs} - 1.165455 \times 10^{-5} T_{abs}^2 - 1.281033 \times 10^{-8} T_{abs}^3 + 2.099840 \times 10^{-11} T_{abs}^4 - 12.150799 T_{abs}^5$$

$$273.16 K < T_{abs} < 393.16 K \quad (12)$$

T_{abs} คืออุณหภูมิสมบูรณ์ ถ้าอัตราส่วนความชื้นอากาศสามารถคำนวณได้ตามความสัมพันธ์ดังนี้

$$W = \frac{0.622 \phi P_{vs}}{P_v - \phi P_{vs}} \quad (13)$$

การจำลองสมรรถนะระบบจะใช้ข้อมูลอากาศเฉลี่ยรายเดือน จังหวัดเชียงใหม่ ย้อนหลัง 10 ปี ตั้งแต่ พ.ศ.2532-2542 จากอุณหภูมิเฉลี่ยรายเดือนนำมาปรับเป็นอุณหภูมิเฉลี่ยรายชั่วโมงของเดือนนั้นๆ ได้โดยใช้สมการของ Wachirapuvadom [7] ดังนี้

$$T_{amb}(t) = \left[\frac{(T_{max} + T_{min}) + (T_{max} - T_{min}) \cdot \sin\left(\frac{2\pi t}{24}\right)}{2} \right] \quad (14)$$

เมื่อ

T_{max} คืออุณหภูมิอากาศเฉลี่ยสูงสุด, K.

T_{min} คืออุณหภูมิอากาศเฉลี่ยต่ำสุด, K.

t คือเวลา = Time(hour) - 9 , h.

2.4 สมบัติการถ่ายเทความร้อนระหว่างขั้วเปลือกและสารทำงาน

สมบัติการถ่ายเทความร้อนระหว่างขั้วเปลือกและสารทำงานในส่วนอีวaporเตอร์ของท่อความร้อน สามารถคำนวณได้จากสมการของ ฌูว์ลี และ ทงเงียรี [4] ดังนี้

$$U = 9.716 m_w^{0.1714} \quad (15)$$

3. การจำลองสมรรถนะด้วยคอมพิวเตอร์

จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับทำนายอุณหภูมิขั้วเปลือกในถังเก็บของระบบการทำงานร่วมระหว่างท่อความร้อนและการระบายอากาศ นำมาพัฒนาแบบจำลองสมรรถนะของระบบด้วยคอมพิวเตอร์ เพื่อใช้วิเคราะห์หาเงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสมที่ทำให้ชั่วโมงการทำงานของพัดลมต่อปีและพื้นที่ท่อความร้อนส่วนอีวaporเตอร์ต่ำสุด ที่สามารถควบคุมอุณหภูมิขั้วเปลือกเฉลี่ยทั้งปีใกล้เคียง 28°C

3.1 สมมุติฐานของการสร้างแบบจำลองสมรรถนะ

สมมุติฐานที่ใช้ในการจำลองสมรรถนะนี้ประกอบด้วย

- ☐ มีสมมูลความร้อนระหว่างขั้วเปลือก ท่อความร้อนส่วนอีวaporเตอร์และอากาศในถังเก็บ
- ☐ ไม่คิดการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังถังเก็บขั้วเปลือก
- ☐ สมมูลมวลอากาศคิดเฉพาะความชื้นที่เกิดขึ้นเนื่องจากการหายใจของขั้วเปลือก

3.2 เงื่อนไขขอบเขตการจำลองสมรรถนะ

ตัวแปรที่ใช้ในการจำลองสมรรถนะนี้ประกอบด้วย 3 ตัวแปร หลักคือ พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างขั้วเปลือกและสารทำงานด้านอีวaporเตอร์ อุณหภูมิขั้วเปลือกที่คงค่าให้พัดลมระบาย

อากาศทำงาน และอุณหภูมิแตกต่างระหว่างขั้วเปลือกและอากาศแวดล้อม ซึ่งแต่ละตัวแปรมีขอบเขตดังนี้

$$1 \text{ m}^2 \leq \text{พื้นที่อีวaporเตอร์}, A_e \leq 16 \text{ m}^2$$

$$15^{\circ}\text{C} \leq \text{อุณหภูมิขั้วเปลือกที่ให้พัดลมทำงาน}, T_s \leq 28^{\circ}\text{C}$$

$$1^{\circ}\text{C} \leq \text{อุณหภูมิแตกต่างระหว่างขั้วเปลือกและอากาศ}, T_d \leq 5^{\circ}\text{C}$$

3.3 เงื่อนไขการเปิดปิดพัดลม

การเปิดปิดพัดลมจะใช้การควบคุมแบบเปรียบเทียบ 2 จุด ดังนี้

เงื่อนไข 1 ($T_b - T_s \geq T_d$) และ ($T_b > T_s$) เป็นจริง

ระบบท่อความร้อนและการระบายอากาศทำงาน

ถ้าอุณหภูมิขั้วเปลือกจากการตรวจวัด (T_b) สูงกว่าอุณหภูมิขั้วเปลือก (T_s) ที่ตั้งค่าและในเวลานั้นผลต่างของอุณหภูมิขั้วเปลือกและอากาศแวดล้อม ($T_b - T_a$) ต้องมากกว่าหรือเท่ากับค่า (T_d) ที่ตั้งค่าไว้ ถ้าเงื่อนไขเป็นจริงระบบท่อความร้อนและการระบายอากาศจะทำงานพร้อมกัน

ถ้าเงื่อนไข 1 เป็นเท็จโปรแกรมจะข้ามไปตรวจสอบเงื่อนไข 2

เงื่อนไข 2 ($T_b > T_s$) เป็นจริง

พัดลมระบายอากาศไม่ทำงานแต่ท่อความร้อนทำงาน

ถ้าอุณหภูมิขั้วเปลือกจากการตรวจวัด (T_b) สูงกว่าอุณหภูมิขั้วเปลือก (T_a) เป็นจริง พัดลมระบายอากาศจะไม่ทำงานแต่ท่อความร้อนทำงานอย่างเดียวยัง

ถ้าเงื่อนไข 2 เป็นเท็จ โปรแกรมจะทำตามเงื่อนไข 3

เงื่อนไข 3 ($T_b < T_s$)

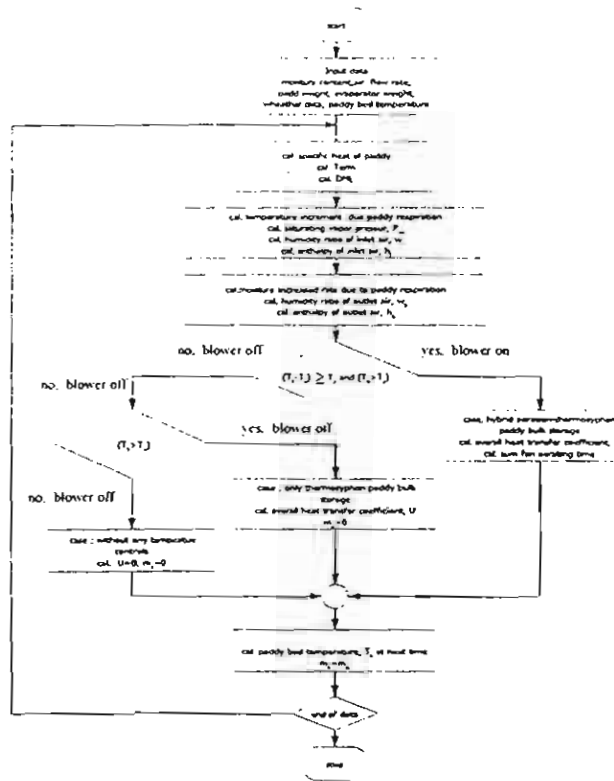
พัดลมระบายอากาศและท่อความร้อนไม่ทำงาน

ถ้าอุณหภูมิขั้วเปลือกต่ำกว่าอากาศแวดล้อมทั้งระบบท่อความร้อนและการระบายอากาศจะไม่ทำงาน

จากเงื่อนไขขอบเขตการจำลองสมรรถนะและเงื่อนไขการเปิดปิดพัดลม สามารถแสดงขั้นตอนการจำลองสมรรถนะได้ดังแสดงใน Flow chart ในรูปที่ 1 ซึ่งมีรายละเอียดการคำนวณดังนี้

1. กำหนดค่าเริ่มต้น ($M_b, C_{pb}, M_o, C_{po}, U, A_e, t_{g,0}$)
2. คำนวณ TERM และ DML จากสมการ (7)
3. คำนวณความร้อนจากการหายใจแต่ละช่วงเวลาจากสมการ (6)
4. คำนวณแอนธัลปีอากาศก่อนเข้าถังเก็บขั้วเปลือกจากสมการ (2) โดยใช้ T_i และ W_i ของอากาศก่อนเข้าถังขั้วเปลือก
5. คำนวณปริมาณน้ำที่เพิ่มขึ้นในอากาศเนื่องจากการหายใจจากสมการ (10)
6. คำนวณอัตราส่วนความชื้นอากาศออกจากขั้วเปลือก, W_o จากสมการ (9)
7. คำนวณแอนธัลปีอากาศออกจากขั้วเปลือกโดยสมมติให้อากาศออกจากขั้วเปลือกมีอุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิขั้วเปลือกที่ช่วงเวลาก่อนหน้านี้ จากสมการ (3)

8. ตรวจสอบเงื่อนไขการเปิดปิดพัดลม
9. คำนวณอุณหภูมิข้าวเปลือกที่เวลาถัดไปโดยแทนค่าต่าง ๆ ที่คำนวณได้จากขั้นตอนที่ (2) - (7) ในสมการ (4)
10. เพิ่มเวลาย้อนกลับไปคำนวณขั้น 2-9 จนจบเวลา



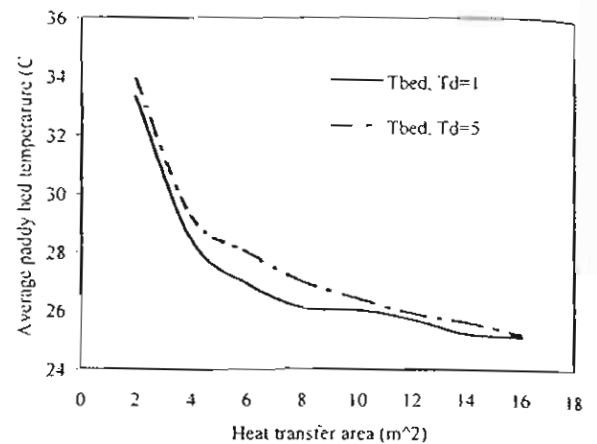
รูปที่ 1 การจำลองสมรรถนะระบบเก็บข้าวเปลือกด้วยท่อความร้อนร่วมกับการระบายอากาศ

4. ผลการจำลองสมรรถนะด้วยคอมพิวเตอร์

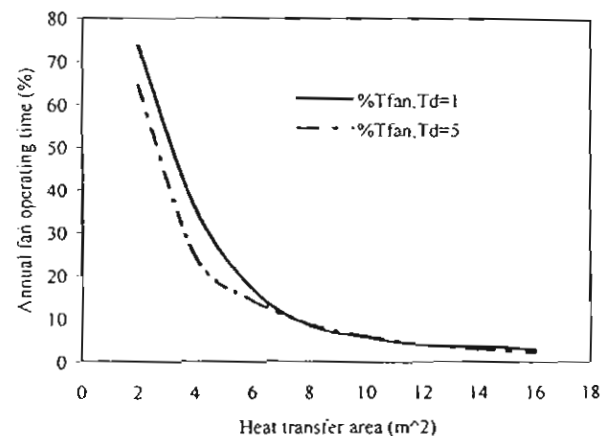
4.1 อิทธิพลของพื้นที่การถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 2 แสดงอุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกทั้งปีทั้งพื้นที่การถ่ายเทความร้อนส่วนอีวาพอเรเตอร์ค่าต่าง ๆ และเงื่อนไขการทำงานพัดลมที่อุณหภูมิข้าวเปลือกสูงกว่าอากาศแวดล้อม T_d มีค่า 1 และ 5°C จากการจำลองพบว่าถ้าต้องการอุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกทั้งปีต่ำกว่า 28°C พื้นที่อีวาพอเรเตอร์ควรมากกว่า 5 m^2 ซึ่งมีค่าชั่วโมงการทำงานพัดลมทั้งปี 29.82% ($T_d=1$) ดังแสดงในรูปที่ 3 แต่จากการจำลองยังพบอีกว่าถ้าผลต่างของอุณหภูมิข้าวเปลือกและอากาศแวดล้อมและพื้นที่การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นชั่วโมงการทำงานพัดลมจะลดลง แต่เมื่อพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มสูงถึง 8 m^2 พบว่าการเพิ่ม T_d ไม่ทำให้ชั่วโมงการทำงานลดลง ดังนั้นพื้นที่การทำงานที่เหมาะสมควรมีค่า 8 m^2 ซึ่งจะสามารถควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกเฉลี่ยทั้งปีได้ 26.1°C และ 27.0°C และมีค่าชั่วโมงการทำงานพัดลมประมาณ 8.4 และ 8.8 % ต่อปี ที่อุณหภูมิแตกต่างกันระหว่างข้าวเปลือกและอากาศแวดล้อม 1 และ 5°C ตามลำดับ เมื่อเปรียบเทียบค่าพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของท่อความร้อนส่วนอีวาพอเรเตอร์ที่เหมาะสมกับระบบควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกโดยใช้ท่อความร้อนอย่างเดียวยพบว่าการใช้ระบบการใช้งานท่อ

ความร้อนร่วมกับการระบายอากาศ สามารถลดพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของท่อความร้อนส่วนอีวาพอเรเตอร์ลงได้ 50 % (จาก 16 เหลือ 8 m^2)



รูปที่ 2 อุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกทั้งปีทั้งพื้นที่อีวาพอเรเตอร์ต่าง ๆ

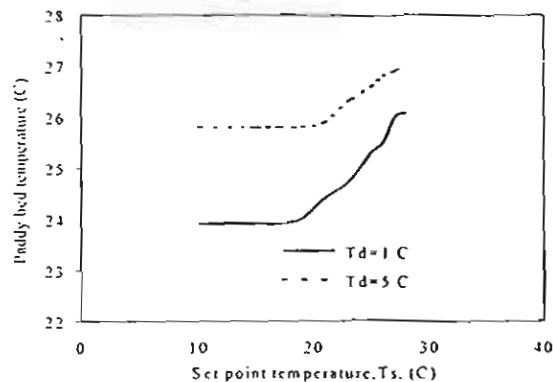


รูปที่ 3 เปอร์เซนต์การทำงานของพัดลมที่พื้นที่อีวาพอเรเตอร์ต่าง ๆ

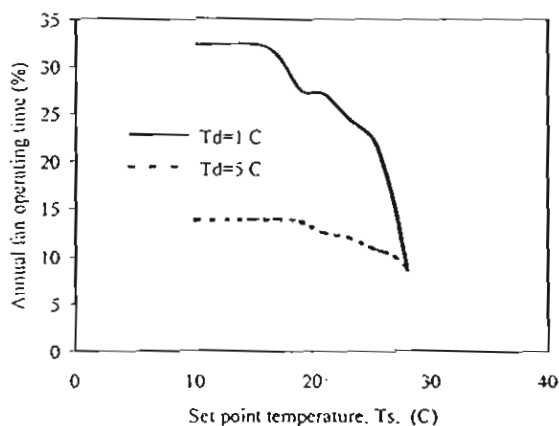
4.2 เงื่อนไขการเปิดปิดพัดลม

จากการจำลองสมรรถนะพบว่าถ้าพิจารณาเงื่อนไขที่ต้องการได้ อุณหภูมิข้าวเปลือกต่ำสุด โดยใช้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนเท่าเดิมตามที่เลือก 8 m^2 พบว่าเมื่อลดค่าอุณหภูมิ T_s ลงจะทำให้อุณหภูมิข้าวเปลือกที่ได้ต่ำลงด้วยและมีค่าต่ำสุดที่อุณหภูมิ T_s ประมาณ 19.0°C ดังแสดงในรูปที่ 4 ซึ่งจะได้อุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกทั้งปีต่ำสุดที่ 24.0°C ที่ $T_d=1^\circ\text{C}$ โดยมีเปอร์เซนต์การทำงานของพัดลม 27.4% ต่อปี เมื่อพิจารณาที่ $T_d=5^\circ\text{C}$ ค่าเปอร์เซนต์การทำงานของพัดลมจะลดลงเหลือ 13.6% ต่อปี โดยที่อุณหภูมิเฉลี่ยทั้งปีประมาณ 25.8°C ดังนั้นเงื่อนไขที่เหมาะสมของการทำงานของพัดลมเมื่อต้องการให้ได้อุณหภูมิข้าวเปลือกต่ำสุด คือตั้งอุณหภูมิ T_s 19°C และตั้งค่า T_d 1°C แต่ชั่วโมงการทำงานพัดลมค่อนข้างสูง แต่ถ้าต้องการการให้ชั่วโมงทำงานพัดลมต่ำสุดโดยที่อุณหภูมิไม่เกิน 28°C คือ คือตั้งอุณหภูมิ T_s 28°C และตั้งค่า T_d 5°C โดยจะมีค่าชั่วโมงทำงานพัดลม 8.8% ต่อปี ดังแสดงในรูปที่ 5 จากเงื่อนไขการทำงานของพัดลมดังกล่าวพบว่าชั่วโมงการทำงานของพัดลมต่อปีมีค่าลดลงเมื่อเทียบกับระบบการระบายอากาศอย่างเดียว ซึ่ง

จากการศึกษาของ Maier [1] พบว่าชั่วโมงการทำงานของพัดลมมีค่า 30-40 % ต่อปี



รูปที่ 4 อุณหภูมิข้าวเปลือกที่อุณหภูมิทำงานพัดลมต่าง ๆ



รูปที่ 5 เปอร์เซนต์การทำงานพัดลมต่อปีที่อุณหภูมิทำงานพัดลมต่าง ๆ

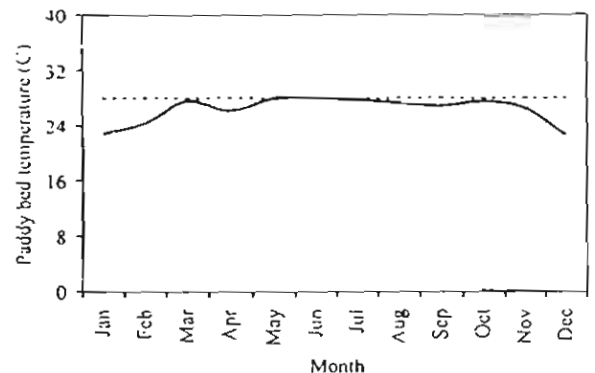
4.3 การเปิดปิดพัดลมแบบเป็นฤดูกาล

ในทางปฏิบัติการเลือกเงื่อนไขการทำงานของพัดลมควรพิจารณาความถี่ที่อุณหภูมิข้าวเปลือกต่ำสุดและชั่วโมงการทำงานต่อปีต่ำสุด ดังนั้นแนวทางที่เป็นไปได้คือการเลือกเงื่อนไขการทำงานของพัดลมตามฤดูกาล ซึ่งจากการจำลองพบว่าเงื่อนไขที่เหมาะสมคือ

- ช่วงเดือน ตุลาคม-มีนาคม (6 เดือน) ซึ่งเป็นช่วงฤดูหนาวที่อุณหภูมิแวดล้อมมีค่าต่ำ เลือกเงื่อนไขการทำงานของพัดลมที่สามารถทำให้ชั่วโมงการทำงานของพัดลมต่ำดังนี้
 $T_s = 28^{\circ}\text{C}$ และ $T_d = 5^{\circ}\text{C}$
- ช่วงเดือน เมษายน-กันยายน (6 เดือน) ซึ่งเป็นช่วงฤดูร้อน อากาศแวดล้อมมีอุณหภูมิสูง เลือกเงื่อนไขการทำงานของพัดลมให้สามารถลดอุณหภูมิข้าวเปลือกต่ำสุดดังนี้
 $T_s = 19^{\circ}\text{C}$ และ $T_d = 1^{\circ}\text{C}$

ซึ่งจากการเลือกเงื่อนไขการทำงานในลักษณะดังกล่าวสามารถควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกได้ตามต้องการโดยมีค่าชั่วโมงการทำงานของพัดลมต่อปีต่ำสุด จากเงื่อนไขการทำงานดังกล่าวสามารถควบคุม

อุณหภูมิข้าวเปลือกเฉลี่ยทั้งปีได้ 26.2°C ดังแสดงในรูปที่ 6 โดยเส้นประแสดงอุณหภูมิข้าวเปลือกที่ต้องการเส้นที่บอคืออุณหภูมิข้าวเปลือกที่ได้จากการจำลองสมรรถนะ โดยมีชั่วโมงทำงานพัดลมเฉลี่ยทั้งปี 20.2%



รูปที่ 6 อุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกทั้งปี

5. สรุปผล

การจำลองสมรรถนะด้วยคอมพิวเตอร์การควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกโดยใช้ท่อความร้อนร่วมกับการระบายอากาศ สามารถสรุปได้ดังนี้

1. การใช้งานท่อความร้อนร่วมกับการระบายอากาศสามารถลดพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนของท่อความร้อนส่วนอีวาเปอเรเตอร์ จาก 16 m^2 เหลือ 8 m^2

2. เงื่อนไขการเปิดปิดพัดลมที่เหมาะสมสำหรับภูมิอากาศจังหวัดเชียงใหม่คือ

ช่วงเดือน ตุลาคม-มีนาคม ตั้งค่า

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

ช่วงเดือน เมษายน-กันยายน ตั้งค่า

$T_s = 19^{\circ}\text{C}$ และ $T_d = 1^{\circ}\text{C}$

จากเงื่อนไขการทำงานดังกล่าวสามารถควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกเฉลี่ยทั้งปีได้ 26.2°C ดังแสดงในรูปที่ 6 โดยมีชั่วโมงทำงานพัดลมเฉลี่ยทั้งปี 20.2%

3. การใช้งานท่อความร้อนร่วมกับการระบายอากาศสามารถลดชั่วโมงการทำงานของพัดลมต่อปี จาก 30-40% เหลือ 10-20%

6. อักษรย่อและสัญลักษณ์

A_e = พื้นที่การถ่ายเทความร้อนด้านอีวาเปอเรเตอร์, m^2 .

C_{pb} = ความจุความร้อนจำเพาะข้าวเปลือก, $\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$.

C_{pa} = ความจุความร้อนจำเพาะท่อทองแดงส่วนอีวาเปอเรเตอร์, $\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$.

DML=มวลแห้งที่สูญเสีย, เศษส่วน

h_i = เอลล์ปีของอากาศก่อนเข้าข้าวเปลือก, J/kg .

h_o = เอลล์ปีของอากาศออกจากข้าวเปลือก, J/kg .

$\dot{m}_a$ = อัตราการไหลอากาศ, kg/s .

$\dot{m}_m$ = ปริมาณน้ำที่เพิ่มขึ้นในอากาศเนื่องจากการ

หายใจ, $\text{kg H}_2\text{O /s}$.

M_w = ความชื้นข้าวเปลือก,	% wb.
M_b = มวลของข้าวเปลือก,	kg.
M_e = มวลของท่อความร้อนส่วนอีวาพอเรเตอร์,	kg.
P_v = ความดัน,	kPa
P_{vs} = ความดันไออิ่มตัว,	kPa
$\dot{Q}$ = ความร้อนจากการหายใจ,	W.
T_b = อุณหภูมิข้าวเปลือก,	$^{\circ}\text{C}$.
T_e = อุณหภูมิท่อทองแดง,	$^{\circ}\text{C}$.
T_v = อุณหภูมิสารทำงาน,	$^{\circ}\text{C}$.
T_d = อุณหภูมิแตกต่างระหว่างข้าวเปลือกและอากาศ,	$^{\circ}\text{C}$.
T_s = อุณหภูมิข้าวเปลือกที่ให้ผลผลิตทำงาน,	$^{\circ}\text{C}$.
T_{max} = อุณหภูมิอากาศเฉลี่ยสูงสุด,	K.
T_{min} = อุณหภูมิอากาศเฉลี่ยต่ำสุด,	K.
T_{abs} = อุณหภูมิสมบูรณ์,	K.
t = เวลา = Time(hour) - 9 ,	h.
Δt = ช่วงเวลา,	s.
U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	$\text{W/m}^2\text{C}$.
W_i = อัตราส่วนความชื้นอากาศก่อนเข้าข้าวเปลือก,	kg H_2O /kg air.
W_o = อัตราส่วนความชื้นอากาศหลังออกจากข้าวเปลือก,	kg H_2O /kg air.

7. กิตติกรรมประกาศ

โครงการนี้ได้รับเงินสนับสนุนจากสำนักงานกองทุนสนับสนุนงาน (สกว) และศูนย์สาธิตและถ่ายทอดเทคโนโลยี พลังงานเพื่อการเกษตร มหาวิทยาลัยแม่โจ้ สนับสนุนพื้นที่ในการทดสอบระบบ

8. เอกสารอ้างอิง

- [1] Maier D.E., F.W. Bakker-Arkema and S.G. Ilangatileke. (1993). Ambient and chilled paddy aeration under Thai condition. Agricultural Engineering Journal. Vol 2(1&2), pp15-33.
- [2] Kiatsirirot T. and N. Dussadee.(2001). "Reduction of heat accumulated in a thermosyphon-paddy bulk storage". International Journal of Ambient Energy. Vol. 22, No. 1, pp. 12-18.
- [3] Dussadee N. and T. Kiatsirirot. (2003). "Performance analysis and economic evaluation of thermosyphon paddy bulk storage". International Journal of Applied Thermal Engineering. Accepted.
- [4] ณัฐวุฒิ สุขภูมิ และทองเกียรติ เกียรติ ศิริโรจน์, 2546, การวิเคราะห์สมรรถนะเทคนิคเทอร์โมไซฟอน-การเป่าอากาศในการเก็บข้าวเปลือก, การประชุมวิชาการเรื่องการถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน, ณ.ศูนย์ฝึกอบรมแม่มาะ การไฟฟ้าฝ่ายผลิต, จ.ลำปาง, 24-25 มีนาคม 2546, หน้า 6-13.
- [5] Seib, P.A., H.B. Pfost, A. Sukaboi, V.S. Rao and R.B. Burroughs (1980). Spoilage of rough rice as measured by Carbon dioxide evolution. Proceedings 3rd ASEAN Seminar on Grain Post-harvest Technology.

- [6] Wilhelm, L.R. (1976). Numerical calculation of psychometric properties in SI units. Trans. ASAE. 19(2):318-321,325.
- [7] Wachirapuvadom, S. (1996). An adapted model of passive roof solar collector for new house with respect to Thai style. Master Thesis of Science, Energy Technology Program, King Monkul's Institute of Technology Thonburi

การควบคุมอุณหภูมิและความชื้นในไซโลข้าวเปลือกโดยใช้การเป่าลมเย็น Temperature and Humidity Control in a Paddy Silo Using Chilled Aeration

นิภาพร ไชยมงคล

ธงชัย บันตรศรี

ทพงษ์เกียรติ เกียรติศิริโรจน์

สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงาน

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

อ.เมือง จ.เชียงใหม่ 50200

โทร (053)944144

บทคัดย่อ งานวิจัยฉบับนี้เป็นการศึกษาการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิและความชื้นของข้าวเปลือกในไซโลเก็บที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.25 เมตร สูง 1.45 เมตร ภายในบรรจุข้าวเปลือกที่มีความชื้นเริ่มต้น 18.12 %db. 850 kg โดยการลดอุณหภูมิของอากาศในไซโลโดยใช้ระบบการเป่าลมเย็นแบบไม่ต่อเนื่องอุณหภูมิ 22-26 °C เป่าลมในอัตรา 1.70 m³/min/m³ of paddy ได้ทำการแบ่งระดับข้าวเปลือกเป็น 5 ระดับ เพื่อศึกษาการกระจายอุณหภูมิและความชื้นของข้าวเปลือกแต่ละระดับแล้วนำผลการทดลองที่ได้มาเปรียบเทียบกับผลจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้นพบว่า การกระจายอุณหภูมิและความชื้นของข้าวเปลือกในไซโลเก็บทั้ง 5 ระดับจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาขึ้นสามารถทำนายได้ใกล้เคียงกับผลการทดลองและเมื่อเก็บข้าวเปลือกเป็นระยะเวลา 95 วันพบว่าความชื้นสุดท้ายของข้าวเปลือกเป็น 13.34 %db.

ABSTRACT The objective of this research is to study about temperature and humidity control in a paddy silo using chilled aeration and to study for a variation of temperature and humidity in a paddy silo with 1.25 m diameter and 1.45 m high. The paddy of 850 kg with 18.12 %dry basis is placed in a silo to ventilated uncontinuously by cool about 22-26 °C and an application of the air flow rate of 1.70 m³/min/m³ of paddy, which was used to reduce moisture content from 18.12 % to 13.34 %dry basis. To sectional 5 levels to study temperature and humidity diffusing. The paddy qualities are still in very good conditions even the storage time is more than 95 days. In addition, the mathematical model developed can be used to predict the paddy bed temperature and humidity very well.

1. ความสำคัญและที่มาของการวิจัย

ประเทศไทยเป็นประเทศกสิกรรม มีการปลูกข้าวเป็นอาชีพหลักและทำรายได้จากการขายส่งออกเป็นอันดับหนึ่งของประเทศ การปลูกข้าวของเกษตรกรจะปลูกสองครั้งต่อปี คือ ข้าวนาปี และข้าวนาปรัง การเก็บรักษาผลผลิตเพื่อใช้ในการบริโภคและเพื่อการพาณิชย์สิ่งที่ต้องคำนึงถึงคือ คุณภาพของข้าวเปลือกหลังการสี ปัญหาที่มักเกิดขึ้นกับเกษตรกรคือ ข้าวเปลือกหลังการเก็บเกี่ยวจะมีความชื้นสูงและถูกทำลายได้โดยง่ายเช่น เมล็ดข้าวเปลือกเสียเนื่องจากเชื้อรา เมล็ดข้าวเหลือง ข้าวเปลือกที่มีความชื้นสูง เป็นสาเหตุสำคัญที่ก่อให้เกิดการสูญเสีย โดยเฉพาะอย่างยิ่งเกษตรกรจะต้องขายข้าวเปลือกในราคาต่ำและคุณภาพของข้าวเสียไป ตัวแปรที่มีผลต่ออัตราการเสื่อมของข้าวได้แก่ ความชื้นของข้าวเปลือก ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ และลักษณะหรือรูปแบบของกองข้าวเปลือกที่มีผลต่อการระบายอากาศภายในกองข้าวเปลือก

โดยทั่วไปความชื้นของของข้าวเปลือกหลังการเก็บเกี่ยวจะอยู่ในช่วง 18.0%-26.0% มาตรฐานเปียก ซึ่งความชื้นระดับนี้จะถูกทำลายได้โดยง่ายจากเชื้อจุลินทรีย์โดยเฉพาะเชื้อรา และความชื้นที่เกิดขึ้นจากการหายใจของเมล็ดพืชโดยการเผาผลาญแป้งกับออกซิเจนทำให้เกิด

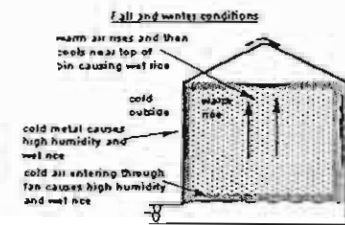
คาร์บอนไดออกไซด์ น้ำ และความร้อน ซึ่งความร้อนที่เกิดขึ้นเป็นสาเหตุหนึ่งที่ทำให้คุณภาพข้าวลดลง ระดับความชื้นของข้าวเปลือกที่เหมาะสมสำหรับการเก็บรักษาหรือก่อนนำไปสัอยู่ในช่วง 12.0%-14.0% มาตรฐานเปียก ดังนั้นข้าวเปลือกหลังการเก็บเกี่ยวจะต้องนำมาผ่านกระบวนการทำแห้ง เพื่อให้ได้ความชื้นที่เหมาะสมต่อการเก็บรักษา ปัจจุบันมีการนำเครื่องอบแห้งมาใช้เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการอบแห้งข้าวเปลือกอย่างกว้างขวางขีดความสามารถของเครื่องอบแห้งมีจำกัด ไม่สามารถอบแห้งข้าวเปลือกจำนวนมากให้หมดภายในเวลาที่ต้องการ ทำให้เกิดความเสียหายต่อข้าวเปลือกชั้นที่รอบอบแห้ง อันเนื่องมาจากเชื้อรา และความร้อนที่เกิดขึ้นและสะสมอยู่ในกองข้าวเปลือก ดังนั้นการเก็บรักษามลพิษในไซโลเหล็กลเป็นระยะเวลานานกว่า3เดือนในสภาพอากาศร้อนชื้นเช่นประเทศไทยเชื่อกันว่าจะเกิดปัญหาเรื่องการเสื่อมคุณภาพ เนื่องจากเชื้อราเข้าทำลายทำให้เกิดการเน่าเสียบริเวณส่วนบนที่พื้นและตรงกลางของไซโล

ปัญหาหนึ่งที่เกิดขึ้นกับการเก็บรักษาข้าวเปลือกในไซโลเหล็กลที่ไม่มีการระบายอากาศ

นิทัศน์ (2541) ได้สรุปว่าการเสื่อมสภาพของเมล็ดพืชระหว่างการเก็บรักษาในไซโลเกิดจากการหายใจของเมล็ดเอง เป็นผลทำให้เกิดสะสม

ความร้อนและความชื้นของบรรยากาศในไซโล ซึ่งกลั่นตัวเป็นหยดน้ำที่ผนังด้านในของไซโลเมื่ออุณหภูมิของอากาศภายนอกต่ำกว่าอุณหภูมิของอากาศในไซโลทำให้เมล็ดพืชที่ผนังไซโลเกิดเน่าเสีย

Nour, Chek and Abdullah (1988) พบว่าการเก็บรักษาข้าวเปลือกในกรณีที่ไม่มีการระบายอากาศ จะเกิดการควบแน่นของน้ำภายในกองข้าวเปลือก และเกิดเชื้อรา บ่อยครั้งมักพบแมลงทำลายเมล็ดข้าวด้วย



รูปที่ 1 แสดงการไหลของอากาศร้อนในไซโลขณะที่ไม่มีการระบายอากาศ (James F, 1998)

การระบายอากาศภายในกองข้าวเปลือกเป็นวิธีการหนึ่งที่สามารถลดความร้อนภายในกองข้าวเปลือกได้ โดยทั่วไปอากาศที่ใช้ในการระบายคือ อากาศแวดล้อม ทั้งนี้เนื่องจากช่วงอุณหภูมิไม่ค่อยสูงมากนักคือประมาณ $25^{\circ}\text{C} - 30^{\circ}\text{C}$ แต่เนื่องจากช่วงอุณหภูมินี้เหมาะต่อการเจริญและการทำลายจากพวกแมลง การใช้อากาศเย็นเป่าให้อุณหภูมิเฉลี่ยของข้าวเปลือกมีอุณหภูมิน้อยกว่า 25°C เป็นวิธีการหนึ่งซึ่งนอกจากจะลดอุณหภูมิภายในกองข้าวเปลือกแล้ว ยังสามารถลดเมื่อ

$$\text{TERM} = A(V/1000)^C \exp[D(1.8T_b - 28)] \exp[E(M_w - 0.14)]$$

$$A = 0.000914$$

$$C = 0.654$$

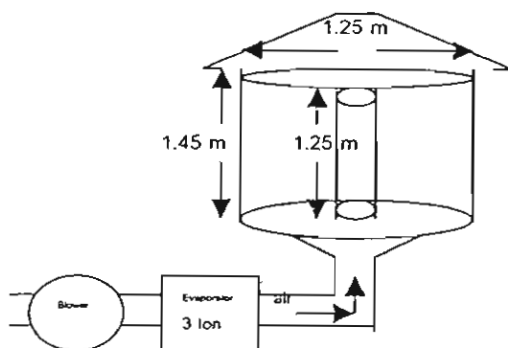
$$D = 0.03756$$

$$E = 33.61$$

$$\Delta T = \text{อุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น, } ^{\circ}\text{C}$$

$$t = \text{เวลา, ชั่วโมง}$$

ระบบ Chilled Aeration ที่ทำการศึกษามีลักษณะดังรูปที่ 2

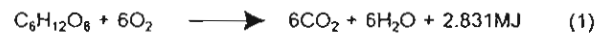


รูปที่ 2 ระบบ Chilled Aeration

การสูญเสียมวลแห้งของเมล็ดข้าว ลดการแตกหักของเมล็ดข้าว และลดการทำลายจากพวกแมลงได้ด้วย

2. การออกแบบการทดลอง

การออกแบบ Chilled Aeration สำหรับลดความร้อนสะสมและรักษาอุณหภูมิของข้าวเปลือกในถังเก็บนั้นจำเป็นต้องมีการศึกษาปริมาณความร้อนที่เกิดจากการหายใจที่จำเป็นต้องระบายออกจากข้าวเปลือก การหายใจของเมล็ดพืชสามารถเขียนในรูปปฏิกิริยาเคมีได้ดังนี้



กระบวนการหายใจจะต้องใช้สารอาหารซึ่งส่วนใหญ่เป็นแป้งเมื่อสารอาหารในรูปของมวลแห้ง 1 กิโลกรัม ถูกออกซิไดซ์ ด้วยออกซิเจน 1.07 กิโลกรัม จะได้คาร์บอนไดออกไซด์ 1.47 กิโลกรัม น้ำ 0.6 กิโลกรัม และพลังงานในรูปความร้อน 15.778 MJ

เมื่อข้าวเปลือกหายใจจะทำให้อุณหภูมิข้าวเปลือกในถังเก็บเพิ่มขึ้นอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นนั้นยังสามารถคำนวณได้จากการสูญเสียมวลแห้งขณะเก็บรักษา ดังรายงานของ Seib, et al. (1980)

DML คือ มวลแห้งที่สูญเสีย, เศษส่วน สามารถคำนวณได้จากสมการ มีรูปแบบดังนี้

$$\Delta T = \frac{15778(DML)}{c_p} \quad (2)$$

$$\text{DML} = 1 - \exp(-\text{TERM})$$

ระบบที่ศึกษาเป็นระบบ Chilled Aeration ซึ่งเป็นระบบทำความเย็นข้าวเปลือกในไซโลเก็บที่ไม่มีการหุ้มฉนวนขนาด 1 ตัน เส้นผ่านศูนย์กลาง 1.25 เมตร และสูง 1.45 เมตร และทำการดึงอากาศจากภายนอก (Air inlet) ผ่านพัดลมดูดอากาศ (Blower) แล้วผ่านเครื่องทำความเย็นขนาด 3 ตัน เพื่อทำให้อากาศเย็นถึง $22-26^{\circ}\text{C}$ ก่อนเข้าไซโลเก็บโดยผ่านท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.21 เมตร เป่าอากาศเย็นเข้าทางด้านล่างของไซโลด้วยอัตรา $0.5-3.0 \text{ m}^3/\text{min}/\text{m}^2$ of paddy ภายในไซโลบรรจุข้าวเปลือกที่มีความชื้น 18.12% db.หนัก 850 kg ทำการแบ่งระดับในการวัดอุณหภูมิและความชื้นของข้าวเปลือกเป็น 5 ระดับในการวัดอุณหภูมิจะทำการวัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งของบรรยากาศ, ที่ผ่านเครื่องทำความเย็นและที่ออกจากไซโล วัดอุณหภูมิทุกๆ 10 นาทีโดยใช้สายเทอร์โมคัปเปิลต่อเข้ากับ Data Logger ทำการเปิดพัดลมดูดอากาศและเครื่องทำความเย็นเป็นเวลา 12-14 ชั่วโมง ติดตั้งมิเตอร์ไฟฟ้าที่พัดลมดูดอากาศและเครื่องทำความเย็นเพื่ออ่านค่าไฟฟ้าที่ใช้

3. ทฤษฎีและหลักการ

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สร้างขึ้นโดยการทำสมดุลมวลและพลังงานโดยสมมติพลังงานที่เข้าระบบมีค่าเท่ากับผลรวมของพลังงานที่ออกจากระบบและพลังงานที่สะสมซึ่งจะได้รูปแบบของสมการดังนี้

$$T_b^{t+\Delta t} = T_b^t + \frac{15778(DML)}{c_{pw}} + \frac{UA(T_a - T_b)\Delta t}{m c_{pw}} - m_a c_a \frac{(T_f - T_a)\Delta t}{m c_{pw}} - m_b c_b \frac{(T_f - T_b)\Delta t}{m c_{pw}} \quad (3)$$

หาค่า w_f โดยการหาค่าสมดุลน้ำของระบบสมมติว่าความชื้นของอากาศที่เปลี่ยนไปเท่ากับน้ำที่ระเหยออกจากเมล็ดข้าวเปลือก จะได้สมการ

$$w_f = \frac{m_a w_o + m_b w_1}{m_a + m_b} + m_p \frac{(M_o - M_f)}{\Delta t (m_a + m_b)} \quad (4)$$

หาค่า M_f โดยใช้สมการการอบแห้งชิ้นบางของ Banazek and Sibenmorgen (1990) ซึ่งทำนายได้ดีในช่วงอุณหภูมิ 12.5-30.0°C RH ที่ 70-90% ดังสมการ

$$M_f = M_o + (M_o - M_{eq})d(\Delta t) \quad (5)$$

$$d = (\exp(-kt^n))(-knt^{n-1})$$

$$k = 0.003817715QM_o + 0.00818504T_o - 0.0389231415$$

$$n = 0.6792473107$$

หาค่า M_{eq} โดยใช้สมการกึ่งทฤษฎีที่นิยมใช้กันกับเมล็ดพืชคือสมการที่พัฒนาโดย Henderson(1952)

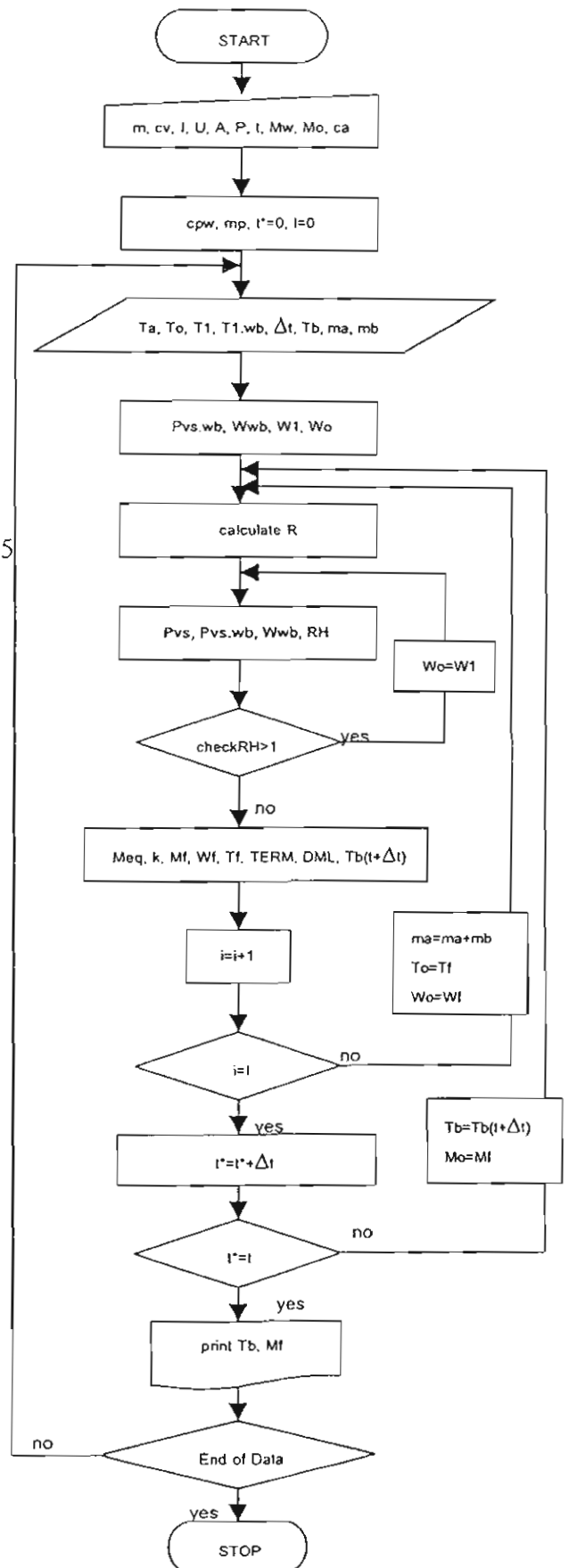
$$M_{eq} = \left[\frac{\ln(1 - RH)}{-7.87 \times 10^{-6} (1.8 \times T_o + 491.7) \times 100^{2.088}} \right]^{1/2.088} \quad (6)$$

คำนวณหาสภาวะอากาศภายหลังการเป่าด้วยอากาศเย็นหรือภายหลังลดความชื้นโดยอาศัยหลักการทรงพลังงาน โดยสมมติว่าผลรวมของความแตกต่างของเอนทัลปีของกระแสอากาศชั้นที่ไหลเข้าและออกปริมาณบังคับและการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในปริมาณบังคับเท่ากับศูนย์ จะได้รูปแบบสมการดังนี้

$$T_f = \frac{\left[m_a \left[(c_a + c_v w_o) T_o - 2503 (w_o - w_1) \right] + m_b \left[(c_a + c_v w_1) T_1 - 2503 (w_f - w_1) \right] + U A (T_o - T_b) + \frac{m}{\Delta t} R c_{pw} T_b \right]}{(m_a + m_b) (c_a + c_v w_f) + \frac{m}{\Delta t} R c_{pw}} \quad (7)$$

$$R = \frac{m_p}{\Delta t (m_a + m_b)} \quad (8)$$

ขั้นตอนในการคำนวณอุณหภูมิและความชื้นภายในไซโลเก็บสามารถเขียนได้ดังนี้

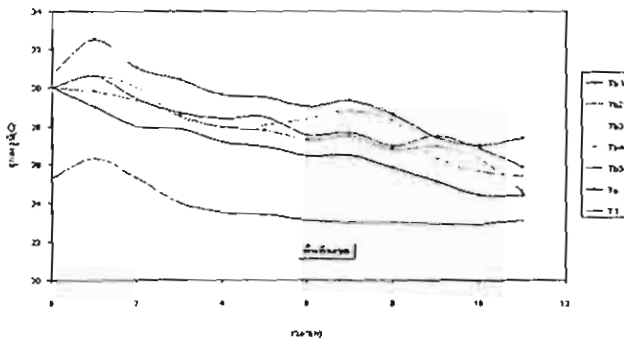


รูปที่ 3 แสดงผังโปรแกรมขั้นตอนการคำนวณอุณหภูมิและความชื้นข้าวเปลือก

4. ผลการทดลองและวิเคราะห์

การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของข้าวเปลือกในไซโลเก็บ

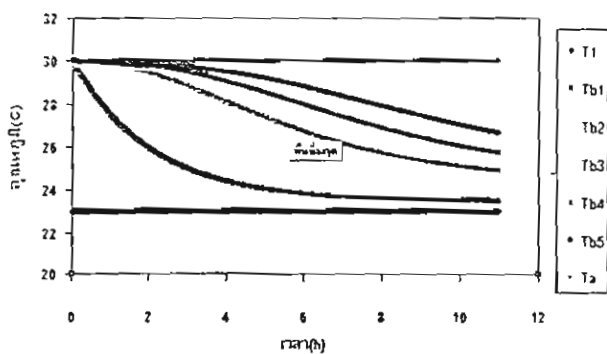
การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของข้าวเปลือกในไซโลเก็บที่มีการระบายด้วยอากาศเย็นประมาณ 23°C เมื่อเวลาผ่านไป 11 ชั่วโมง ข้าวเปลือกจะมีอุณหภูมิลดลงเหลือประมาณ $23-25^{\circ}\text{C}$ และพบว่าที่ชั้นบนสุด (ชั้นที่ 5) จะมีอุณหภูมิสูงกว่าชั้นอื่นๆ ส่วนชั้นที่ 1 จะมีอุณหภูมิต่ำที่สุด เรียงตามลำดับไปตามชั้น และลักษณะการกระจายอุณหภูมิของชั้นที่ 4 และชั้นที่ 5 จะไม่ค่อยมีทั้งนี้เนื่องจากมีการถ่ายเทความร้อนจากอากาศแวดล้อมสู่กองข้าวเปลือกอีกทั้งชั้นที่ 5 เป็นชั้นที่มีน้ำหนักข้าวน้อยกว่าชั้นอื่นๆ การกระจายอุณหภูมิแสดงดังรูปที่ 4



รูปที่ 4 แสดงการกระจายอุณหภูมิของข้าวเปลือกในไซโลจากการทดลอง

อุณหภูมิข้าวเปลือกจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ลักษณะการกระจายอุณหภูมิของข้าวเปลือกแต่ละชั้นเมื่อเป่าลมเย็น 23°C เป็นเวลา 11 ชั่วโมงพบว่า อุณหภูมิจะลดต่ำลงเรื่อยๆ ถึงอุณหภูมิ 23°C และอุณหภูมิของชั้นที่ 1 ก็มีค่าต่ำที่สุด เรียงตามลำดับ ทั้งนี้เนื่องจากในชั้นแรกๆ ข้าวเปลือกจะได้รับการเป่าลมเย็นส่วนชั้นหลังๆ อุณหภูมิที่เป่าผ่านจะมีค่าสูงขึ้นทำให้อุณหภูมิของข้าวเปลือกสูงขึ้นตาม การกระจายอุณหภูมิแสดงดังรูปที่ 5

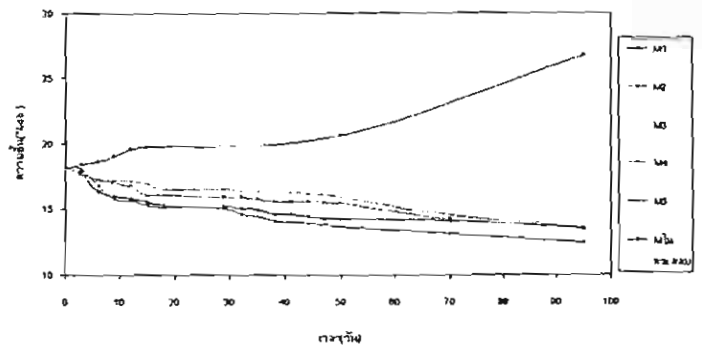


รูปที่ 5 แสดงการกระจายอุณหภูมิของข้าวเปลือกในไซโลโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

การเปลี่ยนแปลงความชื้นของข้าวเปลือกในไซโลเก็บ

การเปลี่ยนแปลงความชื้นของข้าวเปลือกในไซโลเก็บเป็นเวลา 95 วันพบว่า ข้าวเปลือกมีความชื้นเริ่มต้น $18.12\%\text{db}$. ระบายอากาศ

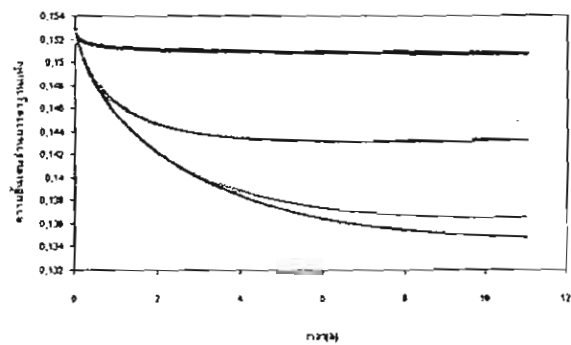
เย็นเป็นช่วงๆ จนได้ความชื้นเฉลี่ยทุกชั้นสุดท้าย $13.34\%\text{db}$. ความชื้นของชั้นที่ 5 มีค่าต่ำที่สุดรองลงมาคือชั้นที่ 1 ทั้งนี้เนื่องจากว่าชั้นที่ 5 มีอุณหภูมิที่สูงและเกิดการถ่ายเทมวลสสารได้ดีกว่าชั้นอื่นๆ และยังมีย่าน้ำหนักน้อยกว่าด้วย ส่วนชั้นที่ 1 นั้นได้รับการระบายอากาศ ดีกว่าชั้นอื่นๆ ทำให้เกิดการถ่ายเทมวลได้ดีเช่นกัน สำหรับชั้นที่ 3 และ 4 มีการกระจายความชื้นที่ค่อนข้างใกล้เคียงกัน และจะเห็นว่าหากไม่มีการระบายความร้อนของกองข้าวเปลือกจะทำให้ข้าวเปลือกมีความชื้นสูงขึ้นเรื่อยๆ จนนำไปสู่การขึ้นราในกระสอบดังแสดงในรูปที่ 6



รูปที่ 6 แสดงการกระจายความชื้นของข้าวเปลือกจากการทดลอง

ความชื้นของข้าวเปลือกจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

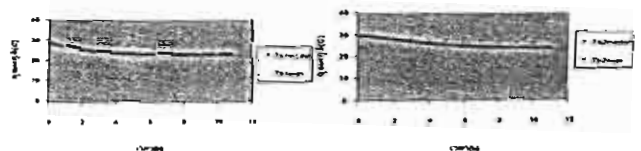
ความชื้นของข้าวเปลือกแต่ละชั้นจะมีค่าเรียงตามลำดับคือ ชั้นที่ 1 มีค่ามากที่สุดรองลงมาคือชั้นที่ 2, 3, 4 และต่ำที่สุดคือชั้นที่ 5 ทั้งนี้เนื่องจากอิทธิพลของอุณหภูมิที่ป้อนให้แต่ละชั้นโดยชั้นที่ 1 มีค่าต่ำที่



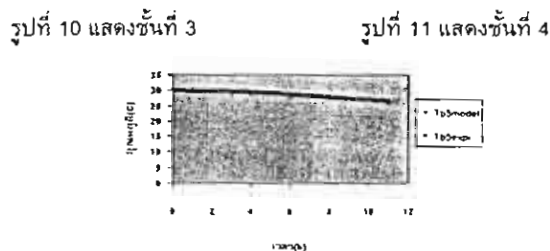
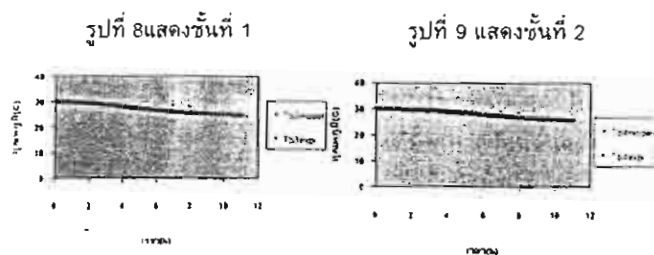
สุดท้ายทำให้มีการลดลงของความชื้นน้อยกว่าชั้นอื่นๆ ดังแสดงในรูปที่ 7

รูปที่ 7 แสดงการกระจายความชื้นของข้าวเปลือกโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

การเปรียบเทียบอุณหภูมิการกระจายข้าวเปลือกจากการทดลอง

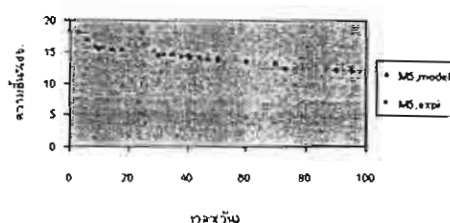


และจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์



รูปที่ 12 แสดงชั้นที่ 5

การเปรียบเทียบการกระจายความชื้นข้าวเปลือกจากการทดลอง
และจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์



รูปที่ 13 แสดงชั้นที่ 5

ผลวิเคราะห์จากการเปรียบเทียบการกระจายอุณหภูมิและความชื้นข้าวเปลือกในไซโลเก็บจากการทดลองและจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์พบว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้นสามารถทำนายการกระจายได้ใกล้เคียงกับผลการทดลองมาก

การใช้พลังงาน

ในการเป่าลมเย็นให้กับข้าวเปลือกในไซโลเก็บเป็นช่วงๆเป็นเวลา 95 วัน สำหรับระบบระบายอากาศในงานวิจัยนี้ได้ใช้กำลังไฟฟ้าประมาณ 1538.93 วัตต์ แต่อากาศเย็นที่ใช้จริงมีเพียง 611.80 วัตต์ คิดเป็น 39.75 % และในการลดอุณหภูมิและความชื้นให้เหลือ 13.34% db. โดยการเป่าอากาศเป็นช่วงๆคิดค่าใช้จ่ายทั้งหมดเป็น 387.35 บาท/ม³ ข้าวเปลือก หรือ 17.27 บาท/กิโลกรัมของน้ำที่ระเหยไป หากทำการเป่าอากาศเย็นแบบต่อเนื่องจะเสียค่าใช้จ่ายเป็น 4001.35 บาท/ม³ ข้าวเปลือก หรือ 178.43 บาท/กิโลกรัมของน้ำที่ระเหยไป (คิดค่าไฟหน่วยละ 1.65 บาท)

5. สรุปผลงานวิจัย

งานวิจัยนี้เป็นงานวิจัยที่เกี่ยวกับการระบายอากาศให้กับกองข้าวเปลือกเพื่อรักษาข้าวเปลือกให้มีคุณภาพที่ยอมรับได้โดยการเป่าลมเย็นอุณหภูมิเฉลี่ย 23°C ระยะเวลาในการเก็บ 95 วันความชื้นสุดท้ายเหลือ 13.34% db. ซึ่งการเก็บด้วยวิธีนี้เป็นวิธีที่เหมาะสมกับประเทศที่มีอากาศร้อนชื้นอย่างประเทศไทย อีกทั้งวิธีนี้เป็นวิธีที่สามารถเก็บรักษาข้าวเปลือกได้นานและสามารถเก็บข้าวเปลือกที่มีความชื้นเริ่มต้นสูงได้เป็นอย่างดีโดยไม่ทำให้ข้าวเกิดการเน่าเสียและคุณภาพการสีของข้าวเปลือกยังเป็นที่ยอมรับได้คือข้าวมี %ความขาวเป็น 38.02% และ%ข้าวสารเป็น 66.61% และจากการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์พบว่าแบบจำลองสามารถทำนายอุณหภูมิและความชื้นได้ค่อนข้างแม่นยำ

6. สัญลักษณ์และตัวห้อย

สัญลักษณ์

m = มวลของข้าวเปลือก, kg

c = ค่าความจุความร้อนจำเพาะ, kJ/kg °C

T = อุณหภูมิของข้าวเปลือก, °C

t = เวลา, ชั่วโมง

UA = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างอากาศและผนังไซโล, W/K

m⁰ = มวลของอากาศแห้ง, kg/h

Δt = ช่วงเวลา, h

w = อัตราส่วนความชื้นของอากาศ, kg H₂O/kg dry air

M = ความชื้น, เศษส่วนมาตรฐานแห้ง

RH = ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ, เศษส่วน

ตัวห้อย

b = ข้าวเปลือก, ที่ต่อลม

a = อากาศ

v = ไอน้ำ

pw = ข้าวเปลือก

o = ก่อนเป่าลมเย็น

f = หลังเป่าลมเย็น

1 = ชั้นที่ 1

eq = สมดุล

p = มวลแห้งของข้าวเปลือก

w = มาตรฐานเปียก

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Arboleda, J.R. and Manalo, A.S., 1974, *Paddy Drying*, Rice Production Training Program, Philippines, The International Rice Research Institute, 14 p.
- [2] อรรถพร อภิพัฒนานุกุล, 2538, *การชะลอความเสียหายของกองข้าวเปลือกขึ้นโดยการระบายอากาศ*, ภาควิชาวิศวกรรมอาหาร, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.

- [3] Bala, B.K., 1997, *Drying and Storage of Cereal Grains*, Science Publishers, Inc. USA.
- [4] นัทธัน ดั่งพินิจกุล, 2541, ไมตรี แฉาพนิช, วิจัยและพัฒนาเครื่องจักรกลการเกษตรและเทคโนโลยีเพื่อใช้ในการรักษาคุณภาพและเพิ่มมูลค่าผลผลิตการเกษตร, กองเกษตรวิศวกรรม, กรมวิชาการเกษตร.
- [5] ไมตรี แฉาพนิช, วิบูลย์ เทพนนท์, นัทธัน ดั่งพินิจกุล, พิมล วุฒิสันต์, สิริชัย สงเสริมพงษ์, สุภัทร หนูสวัสดิ์, ยงยุทธ คงชาน, 2537, การใช้ไซโลเหล็กเก็บรักษาข้าวเปลือก, ข้าวสารกองเกษตรวิศวกรรม, กุมภาพันธ์-พฤษภาคม.
- [6] Nour, D.M., Check, T.N. and Abdullah, R., 1988, *Bulk Storage Paddy Aeration in Concrete Silo, a Malaysian Experience*. In, Bulk handling and Storage of Grain in the Humid Tropic, ACIAR Proceeding, Vol. 22 No.1, 10 p.
- [7] Teter, N.C., 1979, *Grain Storage*, Southeast Asia Cooperative, Postharvest Research and Develop Program, Searca, Manilar, Philippines, 120 p.
- [8] Wang, C.Y. and R.P. Singh., 1978, *A Single Layer Equation for Rough Rice*, ASAE paper number 78-3001. ASAE, St. Joseph, MI.
- [9] Natthawcd Dussadee, 2001, *Design of heat pipe for reduction of heat accumulated in paddy bulk storage*, A Thesis submitted as a part of the requirements for the degree of doctor of philosophy in energy, The joint graduated school of energy and environment at King Mongkut's University of Technology Thonburi.
- [10] M.A. Basunia, 1996, *Simulation of temperature and moisture change during storage of rough rice in cylindrical bins owing to weather variability*, Journal of agricultural Engineering Research, Vol. 65, 223-233 p.

การประหยัดพลังงานในระบบระบายอากาศของไซโลเก็บข้าวเปลือก

โดยใช้ท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอน

ENERGY SAVING IN AERATION OF PADDY BULK STORAGE USING THERMOSYPHON HEAT PIPE

ธรรมศักดิ์ พันธุ์แสนศรี

ทองเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

สาขาวิศวกรรมพลังงาน

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

อ.เมือง จ. เชียงใหม่ 50200

โทรศัพท์ 053-944144 ต่อ 943

โทรสาร 053-944145

E-mail : lanong@dome.eng.cmu.ac.th

ณัฐวุฒิ คุชกุ

ภาควิชาพืชไร่ คณะผลิตกรรมการเกษตร

มหาวิทยาลัยแม่โจ้

อ. สันทราย จ. เชียงใหม่ 50290

โทรศัพท์ 053-498168

โทรสาร 053-498168

E-mail : Natthawu@mju.ac.th

บทคัดย่อ

การวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อ ศึกษาการทำงานของระบบระบายอากาศในไซโลเก็บข้าวเปลือกร่วมกับท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน การทำงานแบ่งออกเป็นได้ 3 ส่วนคือ ออกแบบและพัฒนาแบบเก็บข้าวเปลือกต้นแบบ การพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ สำหรับทำนายอุณหภูมิข้าวเปลือก และการทดสอบสมรรถนะของระบบ ท่อความร้อนที่ออกแบบมีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนด้านทำระเหยและด้านควบแน่น 38.8 m^2 และ 38.2 m^2 ตามลำดับใช้ R22 เป็นสารทำงาน ท่อความร้อนส่วนทำระเหยจมอยู่ในข้าวเปลือก ขณะที่ส่วนควบแน่นระบายความร้อนสู่อากาศ และมีพัดลมช่วยในการระบายอากาศจากด้านล่างของไซโลสู่ด้านบนด้วยอัตราเร็วลม 0.0216 kg/s ไซโลสามารถจุข้าวเปลือกได้ 5,000 กิโลกรัม

จากการจำลองการทำงาน พบว่า เงื่อนไขการเปิดปิดพัดลมที่เหมาะสมคือ ช่วงเดือน ตุลาคม-มีนาคม ตั้งค่าอุณหภูมิข้าวเปลือก $T_s = 28^\circ C$ และอุณหภูมิแตกต่างระหว่างข้าวเปลือกและอากาศแวดล้อม, $T_a = 5^\circ C$ และช่วงเดือนเมษายน - กันยายน ตั้งค่า $T_s = 28^\circ C$ $T_a = 1^\circ C$ โดยสามารถควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกเฉลี่ยทั้งปีได้ $27^\circ C$ โดยพัดลมทำงานเฉลี่ยทั้งปี 15.2 %

ผลการทดสอบการทำงานของระบบกับข้าวเปลือกความชื้น 14 % มาตรฐานเปียก ที่เงื่อนไขการทำงานของพัดลม $T_s = 28^\circ C$, $T_a = 1^\circ C$ เป็นเวลา 2 สัปดาห์ พบว่าสามารถควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกเฉลี่ยอยู่ที่ $26.6^\circ C$ โดยมีเปอร์เซ็นต์การทำงานของพัดลม 4.3 % ของช่วงเวลาที่ทดสอบ จากการทดสอบคุณภาพข้าวสารในแง่ของเปอร์เซ็นต์คืนข้าวภายหลังจากเก็บในระบบเป็นเวลา 1 เดือน พบว่าเปอร์เซ็นต์คืนข้าวลดลงจาก 55.9% เหลือ 54.9% ขณะที่ข้าวเปลือกที่เก็บในถังฉางของเกษตรกรที่ไม่มีการควบคุมใดๆ ลดลงจาก 55.6% เหลือ 52.9%

Abstract

The objective of this research study is to study performance of a hybrid aeration-thermosiphon paddy bulk storage. The study is divided into three parts; design and construction of a prototype of aeration-thermosiphon paddy bulk storage; development of mathematical model for predicting paddy temperature in a silo; and performance test.

The thermosiphon heat pipe having 38.8 m^2 evaporator area is embedded in the 5,000 kg paddy silo. The condenser area of 38.2 m^2 is exposed to ambient air. R22 is the working fluid inside the heat pipe. The ambient air of 0.0216 kg/s is fed upward through the paddy bed.

From the simulated results, during October-March in Chiang Mai, the on-off condition of the blower should be performed when the temperature difference between the bed temperature and the ambient T_a is $5^\circ C$ (on when $T_a \geq 5^\circ C$) to control the bed temperature to be less than $28^\circ C$ and during April-September T_a is $1^\circ C$. It could be found that the annual bed temperature is maintained at $27^\circ C$ and the percentage of fan operating time is 15.2% annually.

With 2 week experiments, the paddy at 14 %wb with $T_a = 1^\circ C$ and the bed temperature is set to be $28^\circ C$, the operating time of the blower is 4.3%. The rice quality in term of head rice yield drops from 55.9% to 54.9% for one month storage compared with 55.6% to 52.9% for the normal storage.

1. บทนำ

ปัญหาการเสื่อมสภาพของข้าวเปลือกในขณะเก็บรักษาจากความชื้นสูง อันเนื่องมาจากความชื้นที่เกิดจากการหายใจของข้าวเปลือกและจุลินทรีย์ต่าง ๆ นั้น ในปัจจุบันได้มีการศึกษาหาแนวทางการจัดการที่เหมาะสม ซึ่งแนวทางที่นิยมได้แก่การระบายอากาศออกเป็นช่วง ๆ แต่การระบายอากาศถึงแม้ว่าจะควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกให้ใกล้เคียงอากาศแวดล้อม แต่ก็ต้องใช้พัดลมในการระบายอากาศเป็นเวลานาน สำหรับการศึกษาในประเทศไทยพบว่า บางครั้งอาจสูงถึง 30 - 40% ต่อปี (Miear, 1993) เนื่องจากประเทศไทยเป็นประเทศในเขตร้อนชื้น นอกจากนี้แล้วการระบายอากาศยังทำให้เกิดอุณหภูมิข้าวเปลือกในระดับต่าง ๆ แตกต่างกันไป ซึ่งทำให้ข้าวเปลือกที่ได้มีคุณภาพไม่สม่ำเสมอ

ปัจจุบันได้มีการศึกษาเทคนิคใหม่ในการระบายความชื้นสูงในไซโลเก็บข้าวเปลือกโดยใช้ความร้อนแบบเทอร์โมไฮฟอน ซึ่งนำเสนอครั้งแรกโดย Kiatsirimal and Dussadee (2001) การทำงานจะใช้ท่อความร้อนส่วนที่ระเหยฝังอยู่ในไซโลข้าวเปลือก และส่วนควบแน่นระบายความชื้นสู่อากาศ จากการศึกษาพบว่าระบบดังกล่าวสามารถควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกความชื้น 26.9% มาตรฐานเปียกอยู่ที่ 37 - 38°C ในขณะที่ยังไม่มีการควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกอุณหภูมิสูงถึง 65°C สามารถชะลอความเสียหายของข้าวเปลือกหลังการเก็บเกี่ยวในช่วงที่มีความชื้นสูงและรอบการอบแห้งได้ถึง 7 - 10 วัน โดยคุณภาพข้าวสารที่ได้ยังเป็นที่ยอมรับ สำหรับการเก็บรักษากับข้าวเปลือกความชื้นต่ำที่ระดับ 13.5% มาตรฐานเปียก ท่อความร้อนสามารถควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกอยู่ที่ 28-29°C ในขณะที่ยังไม่มีการควบคุมใดๆ อุณหภูมิอยู่ที่ 31 - 32°C ต่อมา Dussadee and Kiatsirimal (2004) ศึกษาเปรียบเทียบระบบดังกล่าวเปรียบเทียบกับระบบระบายอากาศพบว่า ภายหลังจากการเก็บรักษาข้าวเปลือกเป็นเวลา 4 เดือน พบว่าคุณภาพข้าวภายหลังการสีในแง่ความขาวและเปอร์เซ็นต์คั่วมีค่าใกล้เคียงกัน แต่ระบบการลดความชื้นสูงโดยใช้ท่อความร้อนไม่จำเป็นต้องใช้พลังงานภายนอกจึงประหยัดพลังงานมากกว่า และยังพบอีกว่าอุณหภูมิแตกต่างกันระหว่างชั้นน้อยมากเมื่อเทียบกับการระบายอากาศ ทำให้คุณภาพข้าวที่ได้ค่อนข้างสม่ำเสมอมากกว่า แต่การใช้ท่อความร้อนจำเป็นต้องใช้พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนสูง ซึ่งจากการศึกษาดังกล่าวถ้าต้องการควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกให้อยู่ในระดับ 28°C จะต้องใช้พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนอย่างต่ำ 16 m² สำหรับข้าวเปลือก 1,000 kg เนื่องจากสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างข้าวเปลือกและสารทำงานมีค่าค่อนข้างต่ำ ขณะเดียวกันการใช้วิธีการระบายอากาศก็ค่อนข้างจะต้องใช้ระยะเวลาในการระบายอากาศต่อปีสูง

ดังนั้นจึงมีแนวความคิดที่จะใช้ข้อดีของระบบการลดความชื้นสูงในข้าวเปลือกด้วยการระบายอากาศและท่อความร้อน ซึ่งเมื่อนำมาใช้งานร่วมกันก็จะลดพื้นที่การถ่ายเทความร้อนและเวลาในการระบายอากาศได้ โดยการใช้งานร่วมกันของระบบท่อความร้อนกับการระบายอากาศ จากการศึกษาเบื้องต้นกับไซโลขนาด 1,000 กิโลกรัม พบว่ามีความเป็นไปได้ที่จะควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกโดยใช้ความร้อนร่วมกับการระบายอากาศ แต่ต้องมีการศึกษาช่วงเวลาการเปิดปิดพัดลมที่เหมาะสม นอกจากนี้จากการจำลองการทำงานด้วย

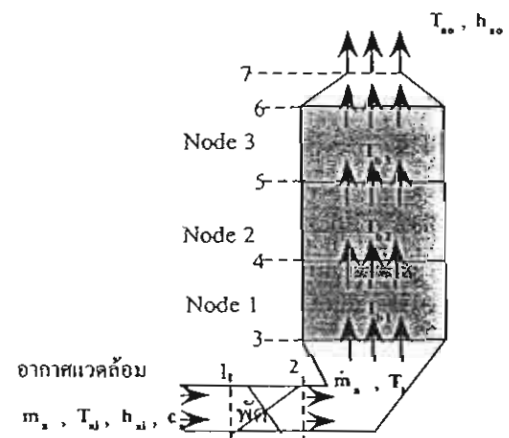
คอมพิวเตอร์พบว่าระบบดังกล่าวสามารถลดพื้นที่ท่อความร้อนส่วนอีวาเพอเรเตอร์จาก 16 m² เหลือ 8 m² และลดชั่วโมงการทำงานของพัดลมต่อปีจาก 30 - 40 % เหลือ 10 - 20 % (ณัฐภูมิ และ ทนงเกียรติ (2546), ณัฐภูมิ และ คณะ (2546))

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์ที่จะศึกษาสมรรถนะการทำงานของระบบระบายอากาศร่วมกับท่อความร้อนในการลดความชื้นสูงของข้าวเปลือกในไซโล ในสภาพการใช้งานจริงกับไซโลเก็บข้าวเปลือกขนาด 5,000 กิโลกรัม โดยใช้ชุด Controller เป็นตัวควบคุมการเปิดปิดพัดลมระบายอากาศ เปรียบเทียบผลกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

2. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

2.1 แบบจำลองอุณหภูมิข้าวเปลือก

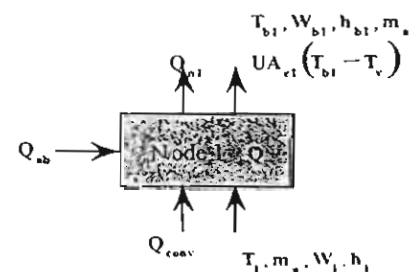
การศึกษานี้จะแบ่งข้าวเปลือกในไซโลออกเป็น 3 ชั้นดังแสดงในรูปที่ 1 โดยจะพิจารณาการถ่ายเทความร้อนและมวลในแต่ละชั้นดังนี้



รูปที่ 1 แสดงการถ่ายเทความร้อนของการระบายอากาศในไซโลข้าวเปลือก

พิจารณา Node 1

จากหลักการอนุรักษ์พลังงาน การเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในของข้าวเปลือกและท่อความร้อนส่วนอีวาเพอเรเตอร์เท่ากับความร้อนที่ถ่ายเทระหว่างระบบและสิ่งแวดล้อมดังรูปที่ 2 ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการได้ว่า



รูปที่ 2 แสดงการถ่ายเทความร้อนของข้าวเปลือกใน Node 1

$$M_b C_{pd} \frac{dT_{b1}}{dt} + M_e C_{pe} \frac{dT_e}{dt} \quad (1)$$

$$= \dot{Q} + Q_{ab} + Q_{conv} + \dot{m}_a (h_i - h_{b1}) - Q_{n1} - UA_{e1} (T_{b1} - T_v)$$

ถ้าสมมติให้เกิดสมดุลความร้อนระหว่างข้าวเปลือกและท่อความร้อนส่วนที่ระเหย ($T_e = T_{b1}$) สามารถเขียนสมการหาอุณหภูมิข้าวเปลือกที่ node 1 T_{b1} ในรูปสมการเชิงตัวเลขที่เวลาใด ๆ ได้ดังนี้

$$T_{b1}^{t+\Delta t} = T_{b1}^t + \frac{\Delta t}{M_b C_{pb} + M_e C_{pe}} \quad (2)$$

$$(\dot{Q} + Q_{ab} + Q_{conv} + \dot{m}_a (h_i - h_{b1}) - Q_{n1} - UA_{e1} (T_{b1} - T_v))'$$

สำหรับ Node 2 และ Node 3 เมื่อพิจารณาโดยใช้หลักสมดุลพลังงานและสมดุลมวลเช่นเดียวกับ Node 1 จะสามารถหาอุณหภูมิข้าวเปลือกในรูปสมการเชิงตัวเลขได้ดังนี้ตามลำดับ

Node 2

$$T_{b2}^{t+\Delta t} = T_{b2}^t + \frac{\Delta t}{M_b C_{pb} + M_e C_{pe}} \quad (3)$$

$$(\dot{Q} + Q_{ab} + Q_{n1} + \dot{m}_a (h_{b1} - h_{b2}) - Q_{n2} - UA_{e2} (T_{b2} - T_v))'$$

Node 3

$$T_{b3}^{t+\Delta t} = T_{b3}^t + \frac{\Delta t}{M_b C_{pb} + M_e C_{pe}} \quad (4)$$

$$(\dot{Q} + Q_{ab} + Q_{n2} + \dot{m}_a (h_{b2} - h_{b3}) - Q_{n3} - UA_{e3} (T_{b3} - T_v))'$$

เมื่อ

Q_{n1} = ความร้อนที่ถ่ายเทออกจาก Node 1, W

Q_{n2} = ความร้อนที่ถ่ายเทออกจาก Node 2, W

Q_{n3} = ความร้อนที่ถ่ายเทออกจาก Node 3, W

Q_{ab} = ความร้อนที่ถ่ายเทระหว่างอากาศและผนังไซโล, W

Q_{conv} = ความร้อนที่ถูกลบไปโดยอากาศ, W

M_b = มวลของข้าวเปลือก, kg

M_e = มวลของข้าวที่ความชื้นส่วนที่ระเหย, kg

C_{pb} = ความจุความร้อนจำเพาะของข้าวเปลือก, J/kg °C

C_{pe} = ความจุความร้อนจำเพาะที่ท่อทองแดงส่วนที่ระเหย, J/kg °C

T_e = อุณหภูมิข้าวเปลือก, °C

T_v = อุณหภูมิที่ท่อทองแดง, °C

dt = ช่วงเวลา, s

T_v = อุณหภูมิสารทำงาน, °C

$\dot{Q}$ = ความร้อนจากการหายใจ, W

$\dot{m}_a$ = อัตราการไหลอากาศ, kg/s

h_i = เอนทัลปีของอากาศก่อนเข้าข้าวเปลือก, J/kg

h_o = เอนทัลปีของอากาศหลังจากออกจากข้าวเปลือก, J/kg

U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่าง

ข้าวเปลือกและสารทำงาน, W/m² °C

A_e = พื้นที่การถ่ายเทความร้อนด้านที่ระเหย, m²

จากการทดสอบพบว่าอุณหภูมิสารทำงาน T_v มีค่าใกล้เคียงอุณหภูมิเฉลี่ยอากาศแวดล้อมและอุณหภูมิของข้าวเปลือก ค่าเอนทัลปีของอากาศก่อนเข้าและหลังจากออกจากข้าวเปลือกสามารถคำนวณได้จาก

$$h_i = 1.0048T_i + W_i(2501.64 + 1.88T_i) \quad (5)$$

$$h_o = 1.0048T_o + W_o(2501.64 + 1.88T_o) \quad (6)$$

เมื่อ W_i = อัตราส่วนความชื้นอากาศก่อนเข้าถังเก็บ

ข้าวเปลือก, kg H₂O/kg dry air.

W_o = อัตราส่วนความชื้นอากาศก่อนออกจากถังเก็บ

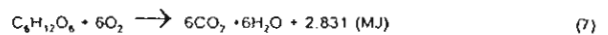
ข้าวเปลือก, kg H₂O/kg dry air.

T_i = อุณหภูมิอากาศก่อนเข้าถังเก็บข้าวเปลือก, °C

T_o = อุณหภูมิอากาศก่อนออกจากถังเก็บข้าวเปลือก, °C

2.2 แบบจำลองการหายใจข้าวเปลือก

ความร้อนที่เกิดขึ้นเนื่องจากการหายใจของข้าวเปลือกสามารถหาได้จากปฏิกิริยาเคมี ดังนี้



โดยในการหายใจ เมื่อข้าวเปลือกหายใจจะใช้น้ำและก๊าซออกซิเจน ถ้าในการหายใจใช้น้ำไป 1 kg จะต้องใช้ก๊าซออกซิเจน 1.07 kg จะให้ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ 1.47 kg น้ำ 0.6 kg และปลดปล่อยความร้อนออกมา 15.78 MJ ดังนั้นปริมาณความร้อนที่เกิดขึ้นจากการหายใจจึงสามารถคำนวณหาได้จากปริมาณน้ำที่หายใจไปจากการหายใจ เมื่อข้าวเปลือกหายใจจะทำให้อุณหภูมิข้าวเปลือกในถังเก็บเพิ่มขึ้น อุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นนั้นยังสามารถคำนวณได้จากการสูญเสียมวลแห้งขณะเก็บรักษา และความร้อนที่เกิดขึ้นจากการหายใจของข้าวเปลือกสามารถคำนวณได้จากสมการของ Seib, et al. (1980) ดังนี้

$$\Delta T = \frac{15778(DML)}{C_{pb}} \quad (8)$$

หรือ

$$\dot{Q} = \frac{15778(DML)(M_b)}{\Delta t} \quad (9)$$

เมื่อ DML = การสูญเสียมวลแห้ง, เศษส่วน

Δt = ช่วงเวลาการเก็บรักษา, s

การสูญเสียมวลแห้ง (DML) ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิและความชื้นสามารถเขียนได้ดังนี้ (Seib, et al. 1980)

$$DML = 1 - \exp(-TERM) \quad (10)$$

$$\text{เมื่อ } TERM = A \left(\frac{t}{1000} \right)^C e^{0.101t - 20} e^{(M_a - 0.14)}$$

$$A = 0.000914$$

$$C = 0.654$$

D	=	0.03756
E	=	33.61
t	=	เวลา, h
M _w	=	ความชื้นข้าวเปลือก, %wt basis

พิจารณาสมมูลมวลของอากาศและไอน้ำในอากาศในไซโลเก็บข้าวเปลือก ถ้าสมมติว่าข้าวเปลือกในไซโลเก็บไม่ลดความชื้นออกมาเนื่องจากบรรยากาศในถังข้าวเปลือกด้วยอากาศแวดล้อมที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิข้าวเปลือกและด้วยอัตราการไหลอากาศต่ำและสมมติด้วยว่าความชื้นจากการหายใจข้าวเปลือกจะถูกพาออกจากข้าวเปลือกด้วยการระบายอากาศทั้งหมด ดังนั้นปริมาณน้ำที่เพิ่มขึ้นในอากาศจะเกิดเนื่องจากน้ำที่เกิดจากการหายใจเท่านั้นสามารถเขียนเป็นสมมูลมวลได้ว่า

$$\dot{m}_w W_i + \dot{m}_m = \dot{m}_w W_o \quad (11)$$

เมื่อ $\dot{m}_m$ = ปริมาณน้ำที่เพิ่มขึ้นในอากาศเนื่องจาก
การหายใจ, kg H₂O / s

ดังนั้นอัตราส่วนความชื้นอากาศหลังจากออกจากข้าวเปลือกสามารถเขียนใหม่ได้ดังนี้

$$W_o = W_i + \frac{\dot{m}_m}{\dot{m}_a} \quad (12)$$

ปริมาณน้ำในอากาศที่เพิ่มขึ้นจากการหายใจ $\dot{m}_m$ ในช่วงเวลา Δt สามารถหาได้จาก

$$\dot{m}_m = \frac{0.6(DML)(M_o)}{\Delta t} \quad (13)$$

2.3 คุณสมบัติอากาศ

คุณสมบัติอากาศที่ใช้ในการควบคุมอุณหภูมิในระบบระบายอากาศของไซโลเก็บข้าวเปลือกโดยใช้ท่อความร้อนร่วมสามารถแสดงได้ดังนี้

$$\phi = \frac{P_v}{P_{vs}} = \frac{101.325W}{(0.622P_{vs} + W P_{vs})} \quad (14)$$

เมื่อ P_{vs} คือความดันไออิ่มตัว สามารถคำนวณได้จากสมการของ
Williem ดังนี้

$$P_{vs} = e^{\left(52.576 - \left(\frac{6796.5}{T_m}\right) - (5.028 \ln T_m)\right)} \quad (15)$$

$$273.15K < T_{abs} < 393.15K$$

T_{abs} คืออุณหภูมิสัมบูรณ์ ค่าอัตราส่วนความชื้นอากาศสามารถคำนวณได้ตามความสัมพันธ์ดังนี้

$$W = \frac{0.622 \phi P_{vs}}{P_v - P_{vs}} \quad (16)$$

ในการจำลองสมรรถนะระบบจะใช้ข้อมูลอากาศเฉลี่ยรายเดือนจังหวัดเชียงใหม่ ปี 2546 จากอุณหภูมิเฉลี่ยรายเดือนนำมาปรับเป็น

อุณหภูมิเฉลี่ยรายชั่วโมงของเดือนนั้นๆ ได้โดยใช้สมการของ
Wachirapuvadon (1996) ดังนี้

$$T_{amb}(t) = \left[\frac{(T_- + T_+) + (T_- - T_+) \sin\left(\frac{2\pi t}{24}\right)}{2} \right] \quad (17)$$

เมื่อ T_{max} = อุณหภูมิอากาศเฉลี่ยสูงสุด, K

T_{min} = อุณหภูมิอากาศเฉลี่ยต่ำสุด, K

t = Time(hour) - 9, hr.

2.4 สมประสิทธิภาพถ่ายเทความร้อนระหว่างข้าวเปลือกและสารทำงาน

สมประสิทธิภาพถ่ายเทความร้อนระหว่างข้าวเปลือกและสารทำงานในส่วนนิวาปอเรเตอร์ของท่อความร้อน สามารถคำนวณได้จากสมการของ ณัฐวุฒิและทองเกียรติ (2546) ดังนี้

$$U = 9.716 M_w^{0.1714} \quad (18)$$

3. การทำนายอุณหภูมิข้าวเปลือกด้วยแบบจำลอง

จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับทำนายอุณหภูมิข้าวเปลือกในไซโลของระบบการทำงานร่วมระหว่างท่อความร้อนและระบบระบายอากาศ นำมาพัฒนาโปรแกรมการจำลองการทำงานด้วยคอมพิวเตอร์ เพื่อช่วยในการทำนายและวิเคราะห์การทำงานของระบบระบายอากาศของไซโลเก็บข้าวเปลือกโดยใช้ท่อความร้อนร่วม โดยมีเงื่อนไขการเปิดปิดพัดลม และขั้นตอนการคำนวณดังนี้

3.1 เงื่อนไขการเปิดปิดพัดลม

การเปิดปิดพัดลมจะใช้การควบคุมแบบเปรียบเทียบ 2 จุด โดยมีเงื่อนไขการทำงานของระบบและการเปิดปิดพัดลมดังนี้

เงื่อนไข 1 ($T_c - T_a \geq T_d$) และ ($T_c > T_d$) เป็นจริง

ระบบท่อความร้อนและการระบายอากาศทำงาน

ถ้าอุณหภูมิข้าวเปลือกจากการตรวจวัด (T_b) สูงกว่าอุณหภูมิข้าวเปลือก (T_s) ที่ตั้งค่าและในเวลานั้นผลต่างของอุณหภูมิข้าวเปลือกและอากาศแวดล้อม ($T_b - T_a$) ต้องมากกว่าหรือเท่ากับค่า (T_d) ที่ตั้งค่าไว้ ถ้าเงื่อนไขเป็นจริงระบบท่อความร้อนและการระบายอากาศจะทำงานพร้อมกัน

ถ้าเงื่อนไข 1 เป็นเท็จโปรแกรมจะเข้าไปตรวจสอบเงื่อนไข 2

เงื่อนไข 2 ($T_c - T_a < T_d$) และ ($T_c > T_d$) เป็นจริง

พัดลมระบายอากาศไม่ทำงานแต่ท่อความร้อนทำงาน

ถ้าอุณหภูมิข้าวเปลือกจากการตรวจวัด (T_b) สูงกว่าอุณหภูมิข้าวเปลือก (T_s) ที่ตั้งค่าและในเวลานั้นผลต่างของอุณหภูมิข้าวเปลือกและอากาศแวดล้อม ($T_b - T_a$) ต้องน้อยกว่า (T_d) ที่ตั้งค่าไว้เป็นจริง พัดลมระบายอากาศจะไม่ทำงานแต่ท่อความร้อนทำงานทำงานอย่างเดียว

ถ้าเงื่อนไข 2 เป็นเท็จ โปรแกรมจะทำตามเงื่อนไข 3

เงื่อนไข 3 ($T_c < T_s$) เป็นจริง

พัดลมระบายอากาศและท่อความร้อนไม่ทำงาน

ถ้าอุณหภูมิข้าวเปลือกต่ำกว่าอากาศแวดล้อมทั้งระบบท่อความร้อนและการระบายอากาศจะไม่ทำงาน

3.2 ขั้นตอนการคำนวณอุณหภูมิข้าวเปลือก

จากเงื่อนไขขอบเขตการควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกและเงื่อนไขการเปิดพัดลม สามารถแสดงขั้นตอนการคำนวณได้ดังแสดงใน Flow chart ในรูปที่ 3 ซึ่งมีรายละเอียดการคำนวณดังนี้

รายละเอียดการคำนวณ

- กำหนดค่าเริ่มต้น ($M_{a1}, M_{a2}, M_{a3}, M_{a4}, M_{a5}, M_{a6}, C_{pa}, U, A_{a1}, A_{a2}, A_{a3}, \Delta P, C_a, \rho_a, \eta_{fan}, r_a, r_s, k_{wa}, L, h_a, A_a, \Delta X, \dot{m}_a, M_w$)
- คำนวณ $T_a, T_s, TERM$ และ DML จากสมการ (17 และ 10 ตามลำดับ)
- คำนวณความร้อนจากการหายใจแต่ละช่วงเวลาจากสมการ (9)
- คำนวณเอนทัลปีอากาศก่อนเข้าถังเก็บข้าวเปลือกจากสมการ (5) โดยใช้ T_s และ w_s ของอากาศก่อนเข้าถังข้าวเปลือก
- คำนวณปริมาณน้ำที่เพิ่มขึ้นในอากาศเนื่องจากการหายใจจากสมการ (13)
- คำนวณอัตราส่วนความชื้นอากาศออกจากข้าวเปลือก, w_a จากสมการ (12)
- คำนวณเอนทัลปีอากาศออกจากข้าวเปลือกโดยสมมติให้อากาศออกจากข้าวเปลือกมีอุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิข้าวเปลือกที่ช่วงเวลาก่อนหน้านั้น จากสมการ (6)
- คำนวณ Q_{conv}, Q_{a1}
- ตรวจสอบเงื่อนไขการเปิดพัดลม
- คำนวณอุณหภูมิข้าวเปลือกใน Node 1 ที่เวลาถัดไปโดยแทนค่าต่าง ๆ ที่คำนวณได้จากข้อ 2 ถึง 8 ในสมการ (2)
- คำนวณอุณหภูมิข้าวเปลือกใน Node 2 โดยใช้ข้อมูลที่คำนวณได้ในการหาอุณหภูมิข้าวเปลือกใน Node 1 โดยแทนค่าต่าง ๆ ที่คำนวณได้จากข้อ 2 ถึง 8 ในสมการ (3)
- คำนวณอุณหภูมิข้าวเปลือกใน Node 3 โดยใช้ข้อมูลที่คำนวณได้ในการหาอุณหภูมิข้าวเปลือกใน Node 2 โดยแทนค่าต่าง ๆ ที่คำนวณได้จากข้อ 2 ถึง 8 ในสมการ (4)

4. อุปกรณ์และวิธีการทดสอบ

ในการทดสอบระบบระบายอากาศร่วมกับท่อความร้อนในไซโลเก็บข้าวเปลือกขนาด 5 ตัน มีวิธีการดังนี้

- แบ่งระดับข้าวเปลือกในไซโลเป็น 3 ระดับ
- การวัดอุณหภูมิมีทั้งหมด 31 จุด โดยวัดอุณหภูมิอากาศ 3 จุด อุณหภูมิข้าวเปลือก 18 จุด อุณหภูมิน้ำยา 6 จุด และอุณหภูมิที่ทวบนั่น 4 จุด

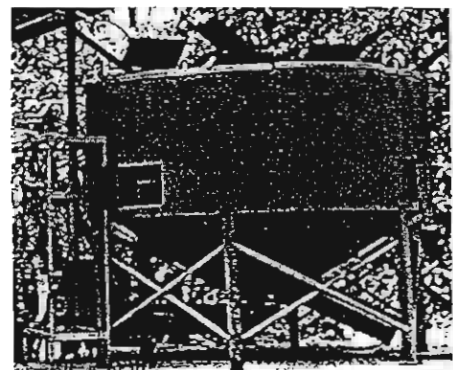
3. การวัดอุณหภูมิข้าวเปลือกจะวัดในแต่ละระดับและในแนวรัศมีที่ 0.60 และ 120 cm

4. ระยะเวลาทดสอบ 1 เดือน แล้วนำข้อมูลไปวิเคราะห์และหาคุณภาพข้าว

อุปกรณ์ที่ใช้มีรายละเอียดดังตารางที่ 1 และท่อความร้อนพร้อมติดตั้งในไซโลข้าวเปลือก แสดงในรูปที่ 4

ตารางที่ 1 แสดงคุณลักษณะของท่อความร้อนและรายละเอียดอุปกรณ์ที่ใช้ทดสอบ

อุปกรณ์	รายละเอียด
1. ท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอน รูปสี่เหลี่ยม 5 ชุด รูปสามเหลี่ยม 4 ชุด พื้นที่ในส่วนท่อบน พื้นที่ในส่วนท่อบน อัตราการไหลอากาศเชิงมวล สารทำงาน ปริมาณสารทำงานรวม	ขนาด 85x85x110 cm. 38.8 m ² 38.2 m ² 0.0216 kg/s R22 78.3 kg
2. ข้าวเปลือกพันธุ์เจ้าหอมสุพรรณ	5,000 kg
3. ไซโลเก็บข้าวเปลือกความจุ 5 ตัน	เส้นผ่าศูนย์กลาง 3.2 m. สูง 1.6 m.
4. ชุดควบคุมการทำงานพัดลม	
5. พัดลมแบบแรงเหวี่ยงชนิดศูนย์กลาง ขนาด 1hp	
6. เครื่องบันทึกและแสดงผลการวัดอุณหภูมิ (Data logger)	



รูปที่ 4 การติดตั้งท่อความร้อนกับไซโลข้าวเปลือก

5. ผลการทดลองและวิเคราะห์

5.1 ผลการจำลองสมรรถนะของระบบระบายอากาศร่วมกับท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนในไซโลเก็บข้าวเปลือกขนาด 5 ตัน

จากการจำลองสมรรถนะโดยพิจารณาเงื่อนไขที่ต้องการได้ อุณหภูมิข้าวเปลือกต่ำสุด พบว่าเมื่อลดค่าอุณหภูมิ T_s ลงจะทำให้ อุณหภูมิข้าวเปลือกที่ได้ต่ำลงและมีค่าต่ำสุดที่อุณหภูมิ T_s ประมาณ 24.0 °C ดังแสดงในรูปที่ 5 จะได้อุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกทั้งปีต่ำสุดที่ 26.5 °C ที่ $T_d = 1$ °C โดยมีเปอร์เซ็นต์การทำงานของพัดลม 38.5% ต่อปี ซึ่งการทำงานของพัดลมมีเปอร์เซ็นต์ที่สูง ดังนั้นจึงพิจารณา อุณหภูมิ T_s ที่ 28.0 °C จะได้อุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกทั้งปีต่ำสุดที่ 26.9 °C ที่ $T_d = 1$ °C โดยมีเปอร์เซ็นต์การทำงานของพัดลมเพียง 18.4% ต่อปี และเมื่อพิจารณาที่ $T_d = 5$ °C ค่าเปอร์เซ็นต์การทำงานของ

ของพัลลมจะลดลงเหลือ 8.2% ต่อปี ดังแสดงในรูปที่ 6 โดยที่อุณหภูมิเฉลี่ยทั้งปีประมาณ 27.3°C ดังนั้นเงื่อนไขที่เหมาะสมของการทำงานของพัลลมเมื่อต้องการให้ได้อุณหภูมิข้าวเปลือกต่ำ คือตั้งอุณหภูมิ $T_s = 28^{\circ}\text{C}$ และ $T_d = 1^{\circ}\text{C}$ แต่ถ้าต้องการให้ชั่วโมงทำงานพัลลมต่ำสุดโดยที่อุณหภูมิไม่เกิน 28°C คือ คือตั้งอุณหภูมิ $T_s = 28^{\circ}\text{C}$ และ $T_d = 5^{\circ}\text{C}$ โดยจะมีค่าชั่วโมงทำงานพัลลม 8.2% ต่อปี

ในทางปฏิบัติการเลือกเงื่อนไขการทำงานของพัลลมควรพิจารณาความถี่ที่อุณหภูมิข้าวเปลือกและชั่วโมงการทำงานของพัลลมต่อปี ดังนั้นแนวทางที่เป็นไปได้คือการเลือกเงื่อนไขการทำงานของพัลลมตามฤดูกาล ซึ่งจากการจำลองพบว่า เงื่อนไขที่เหมาะสมคือ

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

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

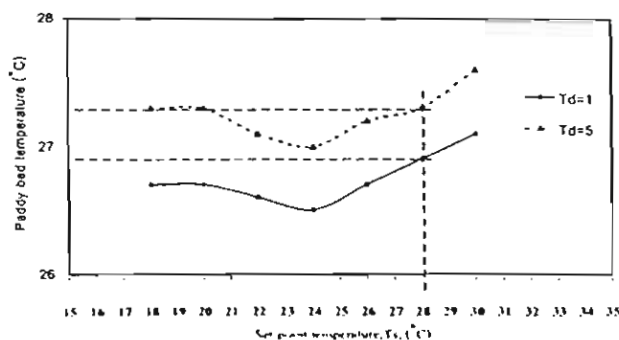
2. ช่วงเดือน เมษายน-กันยายน (6 เดือน) ซึ่งเป็นช่วงฤดูร้อนอากาศแวดล้อมมีอุณหภูมิสูง เลือกเงื่อนไขการทำงานของพัลลมให้สามารถลดอุณหภูมิข้าวเปลือกได้ต่ำ ดังนี้

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

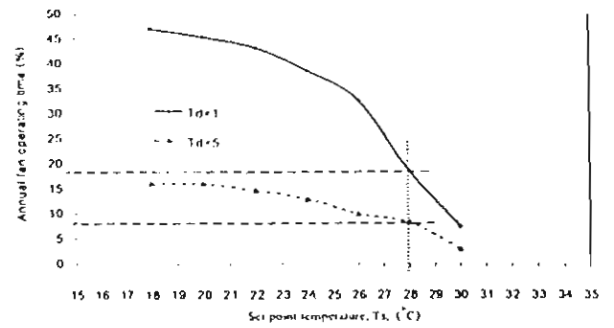
ซึ่งจากการเลือกเงื่อนไขการทำงานในลักษณะดังกล่าว สามารถควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกได้ตามต้องการโดยมีค่าชั่วโมงการทำงานของพัลลมต่อปีต่ำสุด โดยสามารถควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกเฉลี่ยทั้งปีได้ 27.0°C ดังแสดงในรูปที่ 7 โดยเส้นประแสดงอุณหภูมิข้าวเปลือกที่ต้องการ เส้นทึบคืออุณหภูมิข้าวเปลือกที่ได้จากการจำลองสมรรถนะ และมีชั่วโมงทำงานของพัลลมเฉลี่ยทั้งปี 15.2% (ใช้ข้อมูลอากาศเชียงใหม่ปี 2546)

5.2 ผลการทดสอบต่อความร้อนในไซโลเก็บข้าวเปลือก

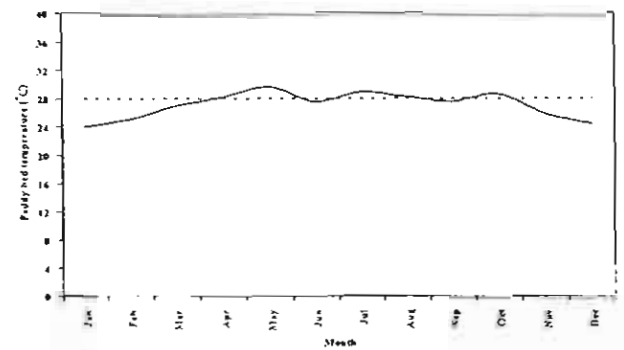
จากการทดสอบต่อความร้อนในไซโลเก็บข้าวเปลือก โดยปิดระบบระบายอากาศ พบว่าอุณหภูมิข้าวเปลือกในแต่ละ node ไม่แตกต่างกันมากนัก อุณหภูมิมีการแกว่งขึ้นลงตามอุณหภูมิอากาศแวดล้อมและอุณหภูมิข้าวเปลือกเฉลี่ยอยู่ที่ 26.9°C เมื่อนำมาเปรียบเทียบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ พบว่าอุณหภูมิที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สามารถทำนายอุณหภูมิข้าวเปลือกได้ใกล้เคียงกับที่ทดสอบวัดจริงคือ 26.9°C ดังรูปที่ 8 และ 9



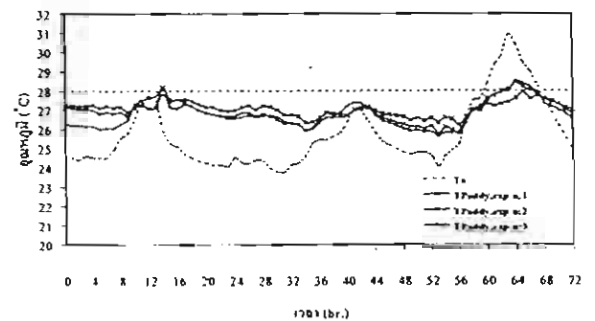
รูปที่ 5 อุณหภูมิข้าวเปลือกที่ได้จากแบบจำลองที่อุณหภูมิทำงานพัลลมต่างๆ



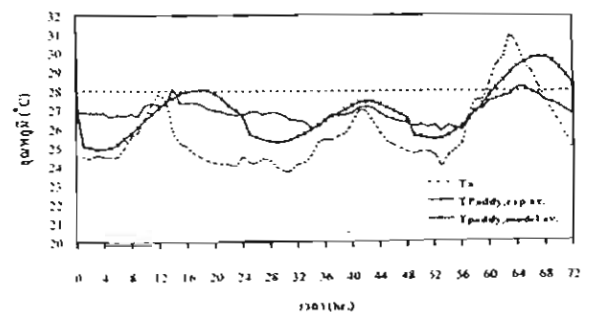
รูปที่ 6 เปอร์เซนต์การทำงานของพัลลมต่อปีจากแบบจำลองที่อุณหภูมิทำงานพัลลมต่างๆ



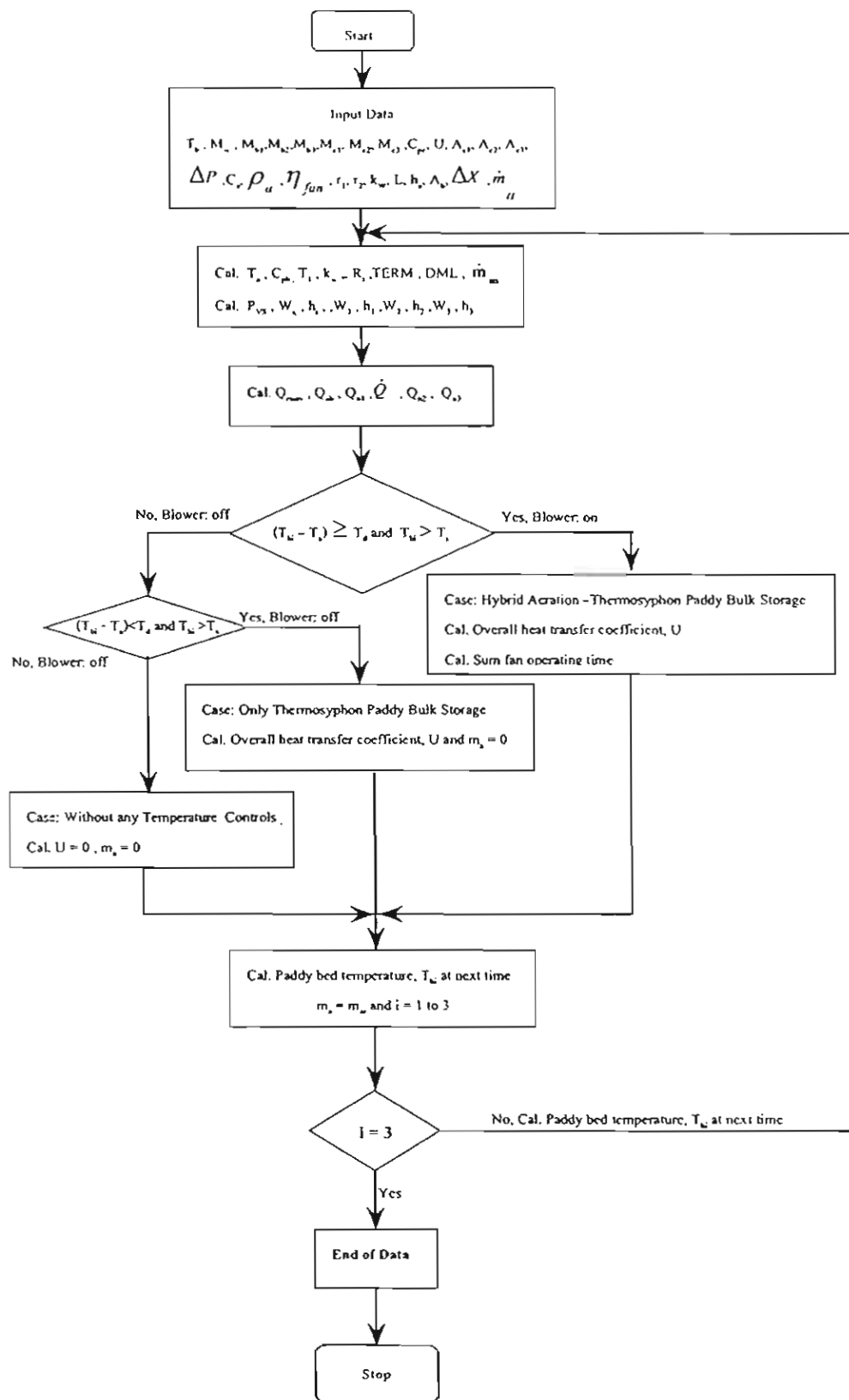
รูปที่ 7 อุณหภูมิเฉลี่ยข้าวเปลือกทั้งปีจากแบบจำลอง (ข้อมูลอากาศเชียงใหม่ปี 2546)



รูปที่ 8 อุณหภูมิข้าวเปลือกในแต่ละ node ในการทดสอบต่อความร้อนเพียงอย่างเดียว(28-30/06/47)



รูปที่ 9 อุณหภูมิข้าวเปลือกจากการทดสอบต่อความร้อนอย่างเดี่ยวและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (28-30/06/47)

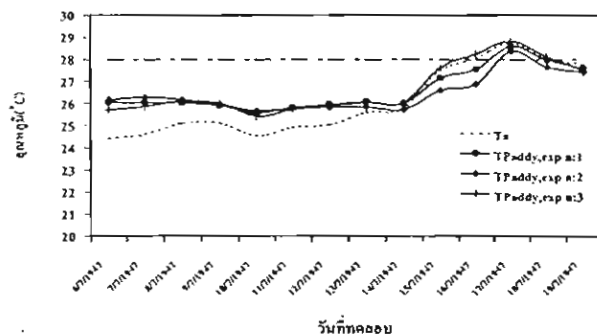


รูปที่ 3 แสดงผังโปรแกรมการคำนวณอุณหภูมิข้าวเปลือกในระบบระบายอากาศของไซโลเก็บข้าวเปลือกโดยใช้ท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอน

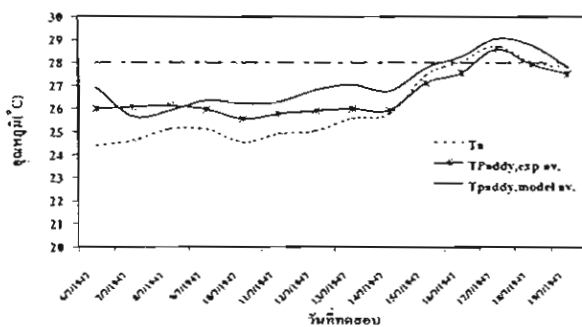
5.3 ผลการทดสอบระบบระบายอากาศร่วมกับท่อความร้อนเทอร์โมโซฟอนในไซโลเก็บข้าวเปลือกขนาด 5 ตัน

จากการทดสอบเงื่อนไขการทำงานของพัดลม ตามเงื่อนไขที่เหมาะสมสำหรับไซโลขนาด 5 ตัน โดยตั้งค่า $T_s = 28^\circ\text{C}$ และ $T_d = 1^\circ\text{C}$ โดยทำการทดสอบเป็นระยะเวลา 2 สัปดาห์ พบว่า สามารถควบคุมอุณหภูมิของข้าวเปลือก ให้มีอุณหภูมิเฉลี่ยประมาณ 26.6°C และมีการกระจายอุณหภูมิในไซโลของข้าวเปลือกในแต่ละชั้นใกล้เคียงกัน ดังแสดงในรูปที่ 10 โดยมีแนวโน้มเปลี่ยนไปตามอุณหภูมิอากาศแวดล้อม

จากการเปรียบเทียบอุณหภูมิข้าวเปลือกจากการทดสอบและค่าจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ พบว่า แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สามารถทำนายอุณหภูมิของข้าวเปลือกได้ใกล้เคียงกับอุณหภูมิข้าวเปลือกที่วัดได้ โดยอุณหภูมิข้าวเปลือกที่วัดจริงและที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ มีอุณหภูมิเฉลี่ยที่ 26.6°C และ 27.1°C ตามลำดับ ดังรูปที่ 11



รูปที่ 10 อุณหภูมิข้าวเปลือกเฉลี่ยของแต่ละ node ช่วง 2 สัปดาห์ของการทดสอบ ($T_s = 28^\circ\text{C}$ และ $T_d = 1^\circ\text{C}$)



รูปที่ 11 อุณหภูมิข้าวเปลือกจากการทดสอบและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ($T_s = 28^\circ\text{C}$ และ $T_d = 1^\circ\text{C}$)

5.4 การใช้พลังงานของระบบระบายอากาศร่วมกับท่อความร้อนเทอร์โมโซฟอนในไซโลเก็บ ข้าวเปลือกขนาด 5 ตัน

จากการทดสอบที่เงื่อนไข การทำงานของพัดลม ที่ $T_s = 28^\circ\text{C}$ และ $T_d = 1^\circ\text{C}$ เป็นเวลา 2 สัปดาห์ พบว่า ชั่วโมงการทำงานของพัดลมลดลง โดยพิจารณาจาก Wall-hour meter สามารถคิดชั่วโมงการทำงานของพัดลมได้ 14.4 ชั่วโมง หรือคิดเป็น 4.3% ของเวลาที่ใช้ทดสอบ และเมื่อนำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มาคิดเทียบ ปรากฏ

ว่าชั่วโมงการทำงานของพัดลมเป็น 20 ชั่วโมง หรือ 5.9% ของเวลาที่ใช้ทดสอบ จะเห็นว่าเปอร์เซ็นต์การทำงานของพัดลมมีค่าใกล้เคียงกัน และยังสามารถลดชั่วโมงการทำงานของพัดลมลงจาก 30-40 % (Maier, 1993) เหลือเพียง 4.3% ของเวลาที่ใช้ทดสอบ

5.5 การตรวจสอบคุณภาพข้าว

การเปลี่ยนแปลงของเปอร์เซ็นต์ดินข้าว

ตารางที่ 2 แสดงการเปรียบเทียบคุณภาพข้าวสารที่ได้จากไซโลที่มีการใช้การระบายอากาศร่วมกับท่อความร้อน และข้าวสารที่ได้จากถังจางของเกษตรกรที่ไม่มีการระบายอากาศ พบว่าหลังจากทดสอบเป็นเวลา 1 เดือน เปอร์เซนต์ดินข้าวของไซโลที่ทดสอบมีแนวโน้มลดลงน้อยกว่าข้าวเปลือกที่เก็บในถังจางของเกษตรกรที่ไม่มีการระบายอากาศ และเมื่อเปรียบเทียบระหว่าง Node พบว่าเปอร์เซ็นต์ดินข้าวไม่มีความแตกต่างกัน

ตารางที่ 2 คุณภาพข้าวเปลือกกระหว่างไซโลทดสอบและถังจางเกษตรกร

ดัชนี	ไซโลทดสอบ	ถังจางเกษตรกร
เปอร์เซ็นต์ดินข้าวเริ่มต้น	55.9%	55.6%
เปอร์เซ็นต์ดินข้าวหลังทดสอบ 1 เดือน	54.9%	52.9%

6. สรุปผล

1. จากการจำลองการทำงานของระบบ พบว่า เงื่อนไขการเปิดปิดพัดลมที่เหมาะสมสำหรับระบบระบายอากาศร่วมกับเทอร์โมโซฟอน สำหรับไซโลขนาด 5 ตัน ภายใต้คุณสมบัติอากาศจังหวัดเชียงใหม่ คือ

ช่วงเดือน ตุลาคม-มีนาคม ตั้งค่า $T_s = 28^\circ\text{C}$ และ $T_d = 5^\circ\text{C}$

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

จากเงื่อนไขการทำงานของพัดลมสามารถควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกเฉลี่ยทั้งปีได้ 27.0°C และมีชั่วโมงทำงานพัดลมเฉลี่ยทั้งปี 15.2%

2. การระบายความร้อนด้วยระบบระบายอากาศร่วมกับท่อความร้อนเทอร์โมโซฟอน โดยใช้เงื่อนไขการทำงานของพัดลม $T_s = 28^\circ\text{C}$ และ $T_d = 1^\circ\text{C}$ สามารถควบคุมอุณหภูมิข้าวเปลือกเฉลี่ยที่ 26.6°C

3. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบระบายอากาศร่วมกับท่อความร้อนเทอร์โมโซฟอน สามารถทำนายอุณหภูมิของข้าวเปลือกได้ใกล้เคียงกับอุณหภูมิข้าวเปลือกที่วัดจริง โดยอุณหภูมิข้าวเปลือกที่วัดจริงและจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ที่เงื่อนไข $T_s = 28^\circ\text{C}$ และ $T_d = 1^\circ\text{C}$ มีอุณหภูมิเฉลี่ยที่ 26.6°C และ 27.1°C ตามลำดับ และอุณหภูมิข้าวเปลือกในแต่ละ ชั้นมีอุณหภูมิใกล้เคียงกัน

บทความและวารสารที่ตีพิมพ์ : การจัดการด้านความร้อนของชิป
อิเล็กทรอนิกส์เพื่อเพิ่มความสามารถ
ในการระบายความร้อน

**Air Cooling Enhancement in Entrance Region with Delta Winglet Vortex
Generators Set at the First Row of In-Line Array of Electronic Module**

Suriyon Chomdee and Tanongkiat Kiatsiriroat*

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai
University, Chiang Mai 50200, Thailand

*Corresponding author. Email: tanong@dome.eng.cmu.ac.th

ABSTRACT

The objective of this study was to experimentally investigate the heat transfer enhancement by delta winglet vortex generators for air cooling in entrance region of in-line array of electronic modules. The study had been carried out when the winglet pairs were placed in front of the first row of the array. Each module had a dimension of 1.8 cm x 5.8 cm x 0.6 cm and each one generated heat at 5 W. The adiabatic heat transfer coefficients and the thermal wake for the modules with and without the generators were considered at different values of Reynolds number. It was evident that the vortex generators could enhance the adiabatic heat transfer coefficients, reduce the thermal wake function and the module temperature, especially for the first row. Moreover, the correlations to predict the heat transfer data had been developed when the vortex generators were integrated and the predicted module temperatures agreed very well with those of the experiments.

Key words: Electronic cooling, Vortex generator, Heat transfer enhancement

INTRODUCTION

There are many techniques for the thermal management but the convective air cooling is still the most common for electronic cooling because of its low maintenance and low investment cost. However, the common forced-air cooling is not sufficient in case of high power dissipation, especially, for the complex electronic components.

Heat transfer enhancement of air cooling by vortex generator is one passive method that generates streamwise vortices which creates high turbulence in fluid flow over heat transfer surfaces. Delta winglet vortex generator is one of the promising techniques to integrate in compact heat exchangers and shows a very good heat transfer performance. There was a report (Wroblewski and Eibeck, 1991) which showed that the longitudinal vortices imbedded into turbulent boundary layers could enhance the heat transfer. Some researchers (Fiebig et al., 1986, 1993; Fiebig, 1998) had studied the influences of different types of vortex generators on heat transfer performance such as delta wing, rectangular winglet, and delta winglet and the best performance was found in the delta winglet type.

Vortex generators have also been applied to enhance heat transfer in electronic modules. There was a report (Garimella and Eibeck, 1991) which investigated heat transfer enhancement by installing a row of half-delta wing vortex generators upstream of a heated copper chip array. The study used water as a coolant and two heights of the vortex generators (one and two times of the chip's height).

Thermal wake and pressure drop characteristics in a set of electronic modules when there were different shapes and sizes of ribs fixed to the array board had also

been studied(Jubran and Al-Saleymeh, 1999). The thermal wake function of the chips downstream could be reduced significantly.

The present study aimed to experimentally investigate the entrance heat transfer performance of in-line electronic module array with the presence of delta winglet vortex generators integrated in front of the first row of the array.

EXPERIMENTAL PROCEDURE

The experiments were performed in a small wind turbine with a test section as shown in Figure 1. The air flow rate could be controlled and the height of the air channel could be adjusted. There was a flow straightener to keep the uniform airflow before entering the test section.

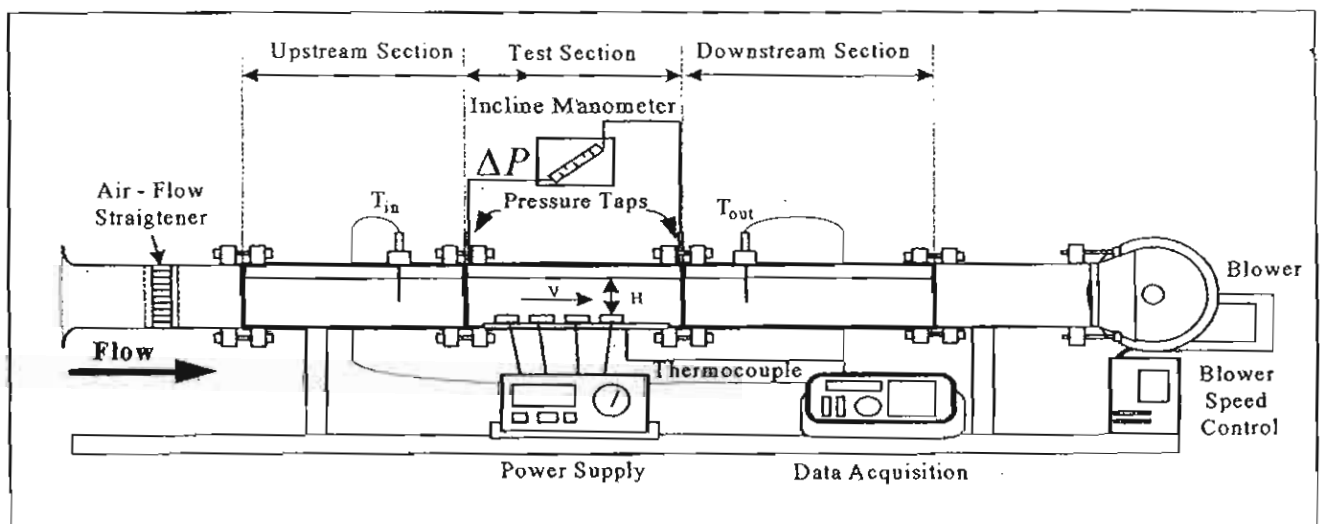


Figure 1. The experimental setup.

The modules of the study were artificial elements each of 1.8 cm x 5.8 cm x 0.6 cm having a 5 W electrical foil-heater inside. The module dimensions were similar to those of the real 64 pin electronic chip and they were attached on an epoxy board. Each artificial module was polished aluminum and because of its high thermal conductivity, the radiation effect could then be neglected (Rodgers et al., 2003). Between the module and an epoxy board there was an insulator tape and the epoxy board was also insulated at the back, thus the heat conduction to the board was rather small. The modules were arranged in 4 in-line rows, each contained 4 elements. The delta winglet vortex generators were also integrated into the board as shown in Figure 2. The temperatures of the chips and the inlet air temperature were measured by a set of K-type thermocouples having $\pm 1^{\circ}\text{C}$ accuracy, the rate of heat generated in each chip was read directly from a wattmeter with ± 0.1 W accuracy and the air inlet velocity was monitored by a hot-wire anemometer with ± 0.1 m/s accuracy. The data at steady-state conditions are used to derive the heat transfer coefficients and the thermal wake function. The experimental test conditions are given in Table 1.

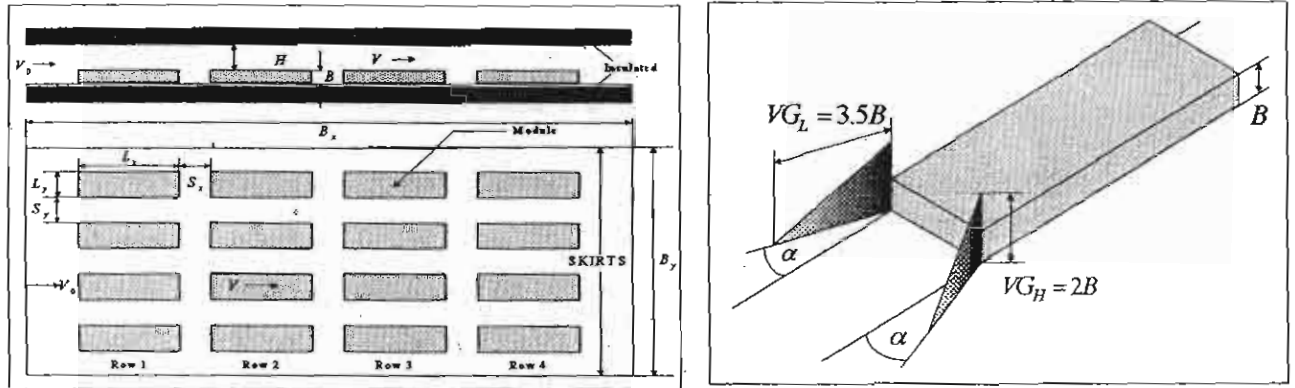


Figure 2. The chip module array and the vortex generator.

Table 1: The test conditions.

variables	values
Re_H	3600 / 5400 / 7200 / 9000
H	0.018 m.
B	0.006 m.
L_x	0.058 m.
L_y	0.018 m.
S_x	0.019 m.
S_y	0.018 m.
B_x	0.420 m.
B_y	0.160 m.
VG_H	0.012 m.
VG_L	0.021 m.
α	20 degree
q_k	5 Watt / module
$k_{(PCB),Epoxy}$	2 W/m ⁰ K
T_0	27 °C

DATA REDUCTION

The temperature rise in electronic module, for convective effect, comes from its heat generation and thermal wake which results in heat release from the upstream components.

When the thermal radiation effect is neglected, the temperature rise in each electronic chip can be calculated by (Arvisu and Moffat, 1982)

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

q_k is the internal heat generation in the k^{th} chip, A_k is the heat transfer area and h_k is adiabatic heat transfer coefficient which can be calculated from

$$h_k = \frac{q_k}{A_k (T_k - T_0)} \Big|_{\text{only } q_k \neq 0}. \quad (2)$$

θ_k is thermal wake function which is the fraction temperature increase of the k^{th} component due to heat release from the other elements. The function can be calculated by

$$\theta_{k-i} = \frac{T_k - T_0}{T_i - T_0} \Big|_{q_i \neq 0, q_k = 0}. \quad (3)$$

EXPERIMENTAL RESULTS

Adiabatic Heat Transfer Coefficient

(a) No vortex generator

Figure 3 shows the adiabatic heat transfer coefficient in terms of the Nusselt number at different positions when there is no vortex generator. The results of the first to the third rows which are in the entrance region are similar to those of other researchers (Anderson and Moffat, 1990).

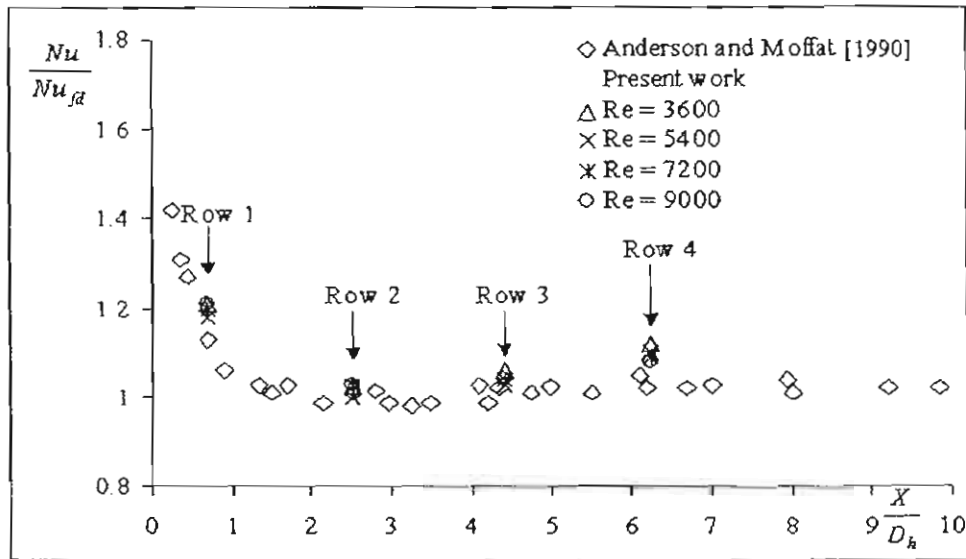


Figure 3. The ratio of adiabatic Nusselt number at different positions to that at the first row at various values of x/D_h . No vortex generator.

From Figure 3 the Nusselt number can be set in a form as

$$\frac{Nu}{Nu_{fd}} = 1 + 0.0786 \left(\frac{X}{D_h} \right)^{-1.099} \quad (4)$$

where

$$Nu_{fd} = 0.3434 Re_H^{0.607} \left(\frac{H}{L_X} \right)^{-0.670} \left(\frac{S_X}{L_X} \right)^{0.295} \quad (5)$$

It can be seen that the second row got the poorest heat transfer coefficient, followed by the third row because there was a recirculation perpendicular to the secondary air flow existing in the inter-block gaps. The last-chip heat transfer coefficient was higher than those of the second and the third elements because the air could move more freely.

Figure 4 also shows the value of the Nusselt number at various positions compared with that at the first row when there was no vortex generator.

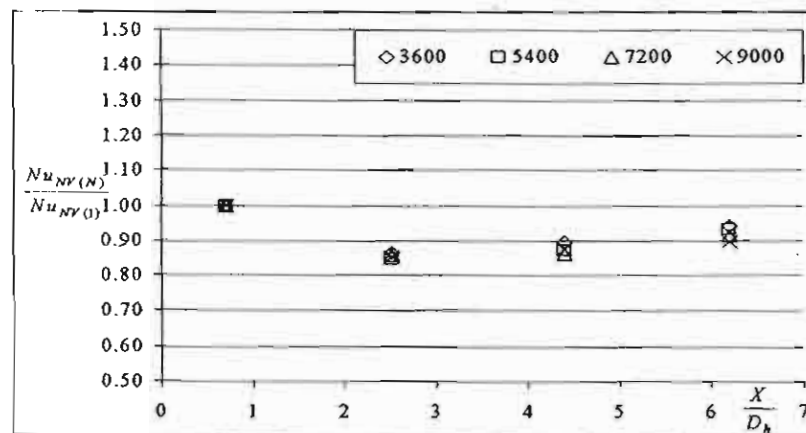


Figure 4. The ratio of adiabatic Nusselt number at different positions to that at the first row at various values of $\frac{X}{D_h}$. No vortex generator.

From the figure, it can be seen that the value of Reynolds number slightly affects the ratio of the Nusselt number at different positions to that at the first row. For the entrance region(row 1 to row 3), a correlation can be performed as

$$\frac{Nu_{(NV)(N)}}{Nu_{NV(1)}} = 0.82959 Re_H^{-0.0122919} \left(\frac{X}{D_h} \right)^{-0.081162} \quad (6)$$

The correlation gives $\pm 6\%$ error from the experimental data.

(b) With vortex generators

When a set of vortex generators were installed only in front of the first row, the chip modules at the first row got a strong effect of the longitudinal flow thus high heat transfer enhancement was obtained as shown in Figure 5. The vortex generators also enhanced the heat transfer in the next rows. It could also be found that the Reynolds number did not give the strong effect on the heat transfer enhancement.

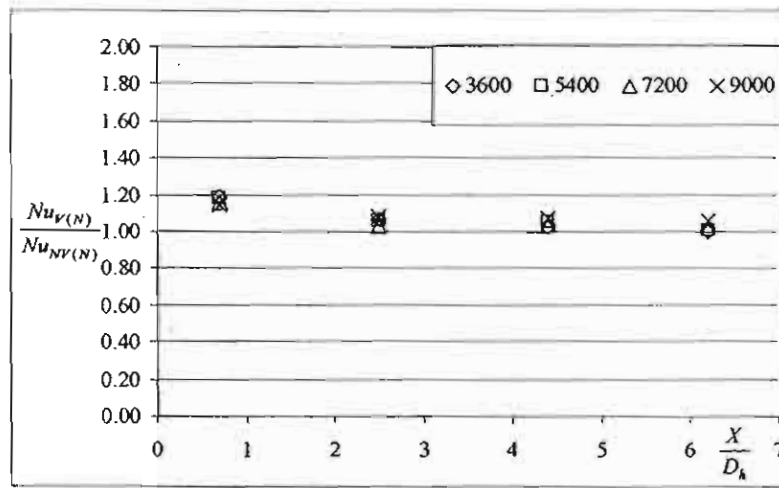


Figure 5. The heat transfer enhancement in terms of adiabatic Nusselt numbers with and without vortex generators. The vortex generators were integrated in front of the first row only. The attack angle was 20 degree.

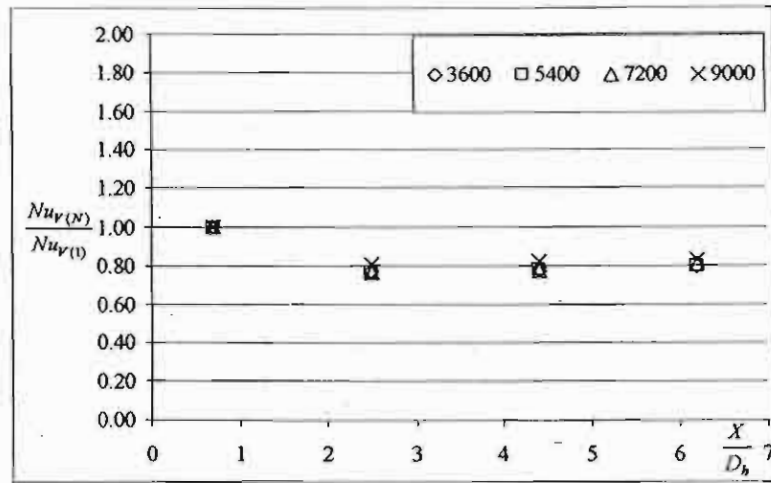


Figure 6. The ratio of adiabatic Nusselt number at different positions to that at the first row at various values of $\frac{X}{D_h}$ and different attack angles. There was a set of vortex generators integrated in front of the first row only.

Figure 6 also shows the ratio of adiabatic Nusselt number at different positions at 20° attack angle with that at the first row when there was a set of vortex generators at the first row and the parameters related can be correlated as

$$\frac{Nu_{v(N)}}{Nu_{v(1)}} = 0.46392 \text{Re}^{-0.027878} \left(\frac{X}{D_h} \right)^{-0.14385} \quad (7)$$

The correlation gives $\pm 9\%$ error from the experimental data.

To generate a relation between the heat transfer data of the modules with and without the vortex generators, a correlation between the Nusselt numbers in the first row and the Reynolds number is given as

$$\frac{Nu_{V(1)}}{Nu_{NV(1)}} = 1.6588 Re^{-0.0402} \quad (8)$$

The correlation gives $\pm 2\%$ from the experimental data. The results are also given in Figure 7.

From the above correlations, the adiabatic Nusselt number of the modules with integrated vortex generators can be evaluated from that without the vortex generator as

$$\frac{Nu_{V(N)}}{Nu_{NV(N)}} = \left(\frac{Nu_{V(N)}}{Nu_{V(1)}} \right) \times \left(\frac{Nu_{V(1)}}{Nu_{NV(1)}} \right) \times \left(\frac{Nu_{NV(1)}}{Nu_{NV(N)}} \right) \quad (9)$$

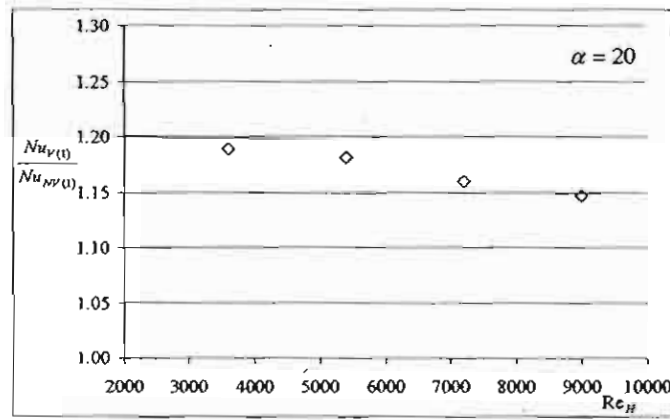


Figure 7. The ratio of the adiabatic Nusselt numbers of the first row with and without vortex generators. The vortex generators were integrated only in front of the first row.

Thermal Wake Function

(a) No vortex generator

When one row of electronic modules is heated, the temperatures of the modules downstream will also get this heating result which is called the thermal wake effect. Figure 8 shows the results of thermal wake function of the module immediately

downstream from the first heating module when there was no vortex generator. Figure 9 shows the thermal wake functions for other downstream modules. It can be seen that the thermal wake functions of the modules are similar to that described by other researchers (Faghri et al., 1996; Jubran and Al-Saleymeh, 1999) of which the correlations of the thermal wake functions are

$$\frac{\theta_{NV(N)}}{\theta_{NV(1)}} = 0.20756 \text{Re}_H^{0.17935} N^{-0.76936}, \quad (10)$$

where

$$\theta_{NV(1)} = 4.9065 \text{Re}_H^{-0.3571}. \quad (11)$$

The correlation gives $\pm 10\%$ from the experimental data. An example of the calculation at $\text{Re}_H = 5400$ compared to the literature data (Jubran and Al-Saleymeh, 1999) is also shown in Figure 10.

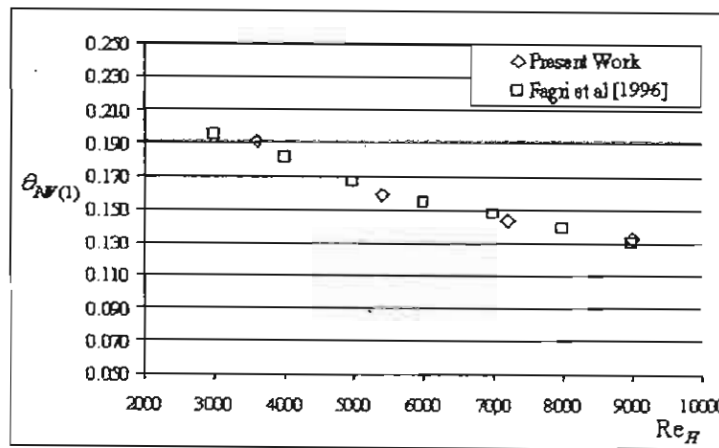


Figure 8. Thermal wake function for the first adiabatic module. No vortex generator.

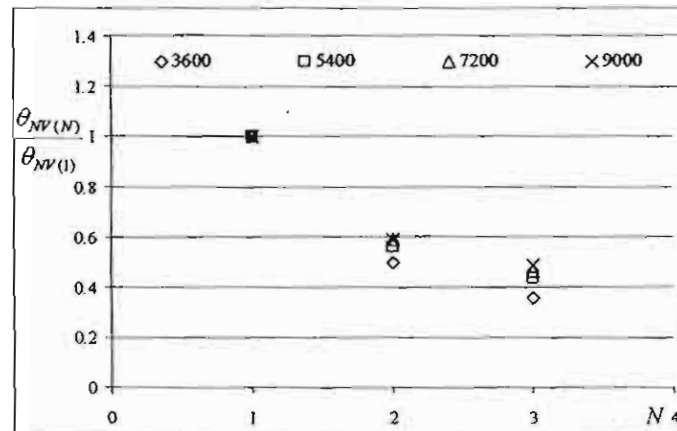


Figure 9. The thermal wake functions for other downstream modules. No vortex generator.

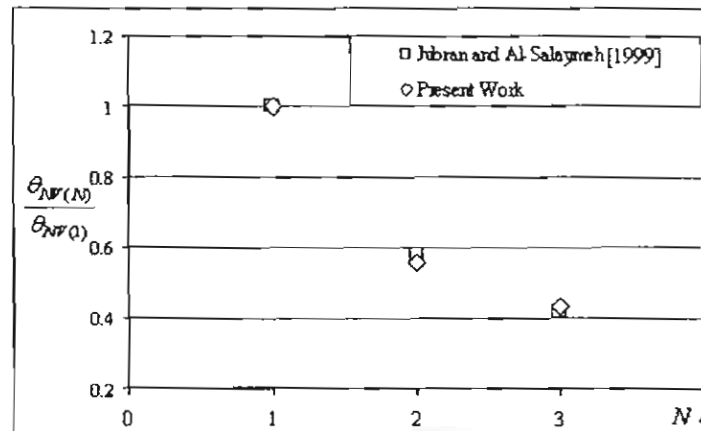


Figure 10. The thermal wake functions for other downstream modules compared with the data of Jubran and Al-Salaymeh, 1999. No vortex generator.

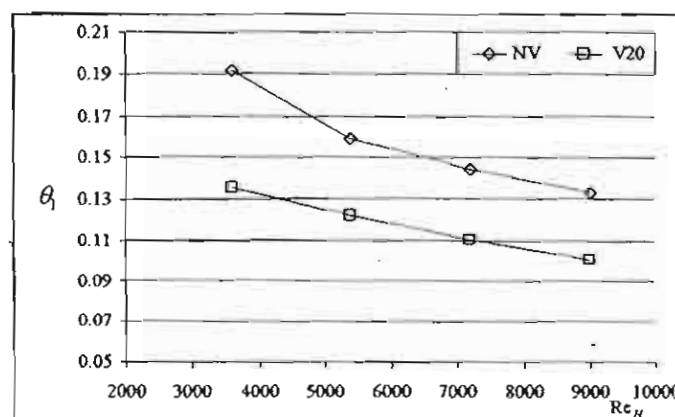


Figure 11. Thermal wake function for the first adiabatic module. Vortex generators were integrated in front of the first row.

$$\frac{\theta_{V(N)}}{\theta_{NV(N)}} = \left(\frac{\theta_{V(N)}}{\theta_{V(1)}} \right) \times \left(\frac{\theta_{V(1)}}{\theta_{NV(1)}} \right) \times \left(\frac{\theta_{NV(1)}}{\theta_{NV(N)}} \right). \quad (14)$$

Module Temperatures

Figure 14 shows the module temperatures when the vortex generators were integrated at the first row of the module array. It could be seen that when the array was integrated with vortex generators, the module temperatures were lower than those without the devices. The calculated results of the module temperatures from the technique described agreed very well with those of the measured data.

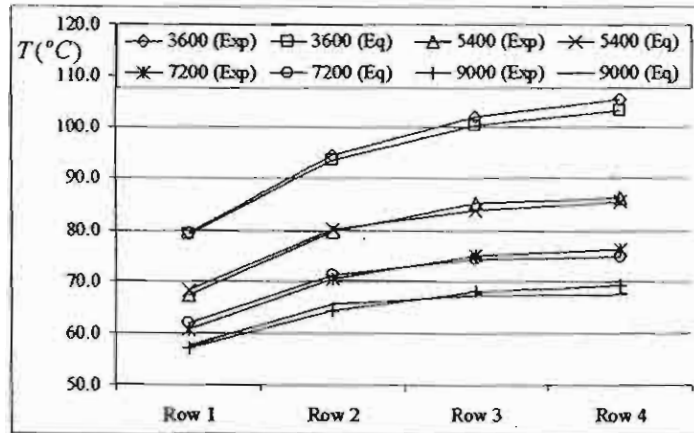


Figure 14. The module temperatures when the vortex generators were integrated.

Pressure Drop

The pressure drop of air flow in the channel having the electronic modules with and without vortex generators was found to be nearly the same. The results are shown in Figure 15

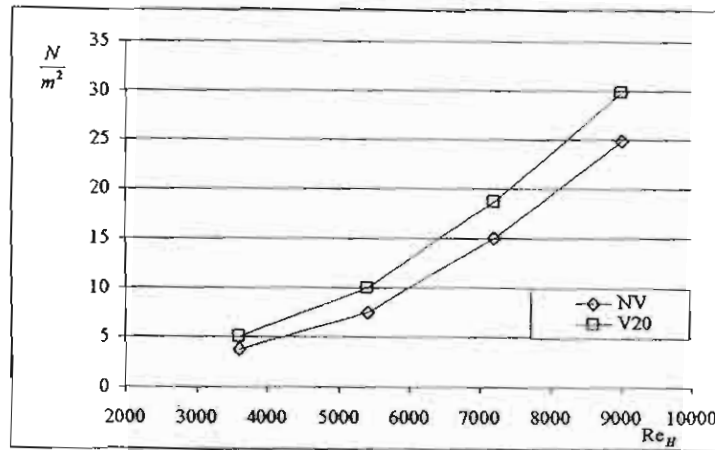


Figure 15. Pressure drop in air flow.

CONCLUSION

From this study, it can be concluded that

1. The vortex generators could enhance the heat transfer significantly for the modules in the first row.
2. The pressure drop in air flow when the vortex generators were included was very close to that without the generators.
3. The method developed could be used to predict the module temperature very well.

ACKNOWLEDGEMENT

The authors would like to express gratitude to the Thailand Research Fund for supporting this research work.

REFERENCES

- Anderson, A.M., and R. J. Moffat. 1990. A new type of heat transfer correlation for air cooling of regular arrays of electronic components, Proc. ASME Annual Meet.27-39.
- Arvizu, D. E. and R. J. Moffat. 1982. The use of superposition in calculating cooling requirements for circuit board mounted electronic components, IEEE paper CH1781-4/48-0133.
- Faghri, M., M. Molki, and Y. Asako. 1996. Entrance design correlations for circuit boards in forced-air cooling. p. 47-80. In J. K. Sung and W. L. Sang(eds) Air cooling technology for electronic equipment. CRC Press.
- Fiebig, M., P. Kallweit, and N. K. Mitra. 1986. Wing type vortex generators for heat transfer enhancement, Proceeding of the 8th Int. Heat Transfer Conference, San Francisco, 6 : 2909-2913.
- Fiebig, M. 1998. Vortices, generators and heat transfer, Trans.IChemE76 (Part A), 108-123.
- Fiebig, M., A. Valencia and N. K. Mitra. 1993. Wing-type vortex generators for fin-and- tube heat exchangers, Exp. Thermal Fluid Sci., 7 : 287-295.
- Garimella, S. V. and P.A. Eibeck, P. A. 1991. Enhancement of single phase convective heat transfer from protruding elements using vortex generators, Int. J. Heat Mass Transfer, 34(9) : 2431-2433.
- Jubran, B. A. and A.S. Al-Saleymeh. 1999. Thermal wakes measurement in electronic modules in the presence of heat transfer enhancement devices, Applied Thermal

Engineering, 19 : 1081-1096.

Rodgers, P. J., V. C. Eveloy, and M. R. D. Davies. 2003. An experimental assessment of numerical predictive accuracy for electronic component heat transfer in forced convection- Part 1: Experimental methods and numerical modeling, ASME J. Electronic Packaging, 125 : 67-75.

Wirtz, R.A. 1996. Forced air cooling of low-profile package arrays. p. 81-95. In J. K. Sung and W. L. Sang(eds) Air cooling technology for electronic equipment. CRC Press.

Wroblewski, D.E., and P. A. Eibeck. 1991. Measurements of the turbulent heat transport in a boundary layer with an embedded streamwise vortex, Int. J. Heat Mass Transfer, 34 : 1617-1631.

NOMENCLATURES

A_k	surface area of the chip module, m^2
B	module height, m
B_x	length of PCB, m
B_y	width of PCB, m
D_h	hydraulic diameter $\left(\frac{2W(H+B)}{(W+H+B)} \right)$
h_k	heat transfer coefficient, $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$
H	space between the module and the opposite wall of the air channel, m
k_{PCB}	thermal conductivity of PCB, $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$
L_x	module length, m
L_y	module width, m
N	adiabatic block situated downstream of the heated block
Nu	Nusselt Number $\left(\frac{h_k L_x}{k} \right)$

q_k	heat generated from the k^{th} module, W
Re_H	Reynolds number, $\left(\frac{VL_x}{\nu}\right)$
S_X	module spacing in X direction, m
S_Y	module spacing in Y direction, m
T_i	temperature of the module before the considered one, $^{\circ}C$
T_k	temperature of the considered module, $^{\circ}C$
T_0	inlet air temperature, $^{\circ}C$
V_0	inlet air velocity, (m/s)
V	air velocity over the module, (m/s)
VG_H	height of vortex generator, m
VG_L	length of vortex generator, m
X	length from the leading edge of the first module, m
θ	thermal wake function
α	attack angle

Suffices

$V(1)$	with vortex(row 1)
$NV(1)$	no vortex(row 1)
$V(N)$	with vortex(row N)
$NV(N)$	no vortex(row N)
fd	fully developed flow

**Enhancement of air cooling in staggered array of electronic modules by integrating delta
winglet vortex generators**

S. Chomdee, T. Kiatsiriroat*

Department of Mechanical Engineering, Chiang Mai University,
Chiang Mai 50200, Thailand.

Abstract

This study is to experimentally investigate the heat transfer enhancement by delta winglet vortex generators in air cooling of a staggered array of rectangular electronic modules. The winglet vortex generators are placed in front of 3 x 5 modules with 20° attack angle. Each module has dimensions of 1.8 mm x 5.4 mm x 0.6 mm and each one generates heat at 2.5 W. The adiabatic heat transfer coefficients, the thermal wake functions and the module temperatures for the modules with and without the vortex generators are considered. The study has been carried out at different values of Reynolds number including the module density. It could be seen that the vortex generators could enhance the adiabatic heat transfer coefficients and reduce the thermal wake functions and the module temperatures significantly. The thermal wake functions also depend strongly on the module density. A set of correlations to estimate the heat transfer coefficients and the thermal wake functions are also created. The module temperatures predicted by the superposition of the convective effect due to the module heat generations and the module thermal wakes are fitted very well with the measured data.

*Corresponding Author :

Prof. T. Kiatsiriroat

Department of Mechanical Engineering,

Chiang Mai University, Chiang Mai 50200, Thailand.

Tel. 6653-944144 Fax 6653-944145

e-mail: tanong@dome.eng.cmu.ac.th

tanongkiat_k@yahoo.com

1. Introduction

Use of vortex generator for heat transfer enhancement of air cooling is one passive method that generates streamwise vortices which creates high turbulence in fluid flow over heat transfer surfaces. Delta winglet vortex generator is one of the promising techniques to integrate in compact heat exchangers and shows a very good heat transfer performance [Wroblewski and Eibeck(1991)] because the longitudinal vortices disturb the boundary layers and enhance the heat transfer. Some works [Fiebig et al(1986) and Fiebig(1998)] had studied the influences of different types of vortex generators on heat transfer performance which were delta wing, rectangular winglet, and delta winglet and the best performance was the delta winglet type. Fiebig et al (1993) also used vortex-induced device in finned tube banks and they found that the heat transfer coefficient increased by 55 – 65 % for in-line tube arrangement and by 9 % for staggered arrangement. Kwak et al(2003) also studied the heat transfer and pressure loss penalty of staggered finned-tube bundles with delta winglet pairs set in the front row of the tube bundle at low Reynolds number(350-2100) and better heat transfer performance was also taken.

Vortex generators have also been applied to enhance heat transfer in electronic modules. Garimella and Eibeck(1991) investigated heat transfer enhancement by installing a row of delta wing vortex generators upstream of a heated copper chip in an in-line chip array. The study used water as coolant and two heights of the vortex generators(one and two times of the chip height) were considered. The maximum heat transfer enhancement were found at the second row. The significant heat transfer enhancement was found in laminar region and the addition effect due to the vortex generator was rather small in turbulent zone. The pressure across the array was found to be close to that without the vortex generator. Higher the generator height also gave better thermal performance.

The present study aims to experimentally investigate the heat transfer performance of electronic modules with the presence of a delta winglet vortex generator integrated in front of each electronic module. The electronic modules are arranged in staggered array.

2. Experimental Procedure

The experiments are performed in a small wind turbine with a test section as shown in Fig.

1. The air flow rate could be controlled and the height of the air channel could be adjusted. There is a flow straightener to keep a uniform air flow before entering the test section.

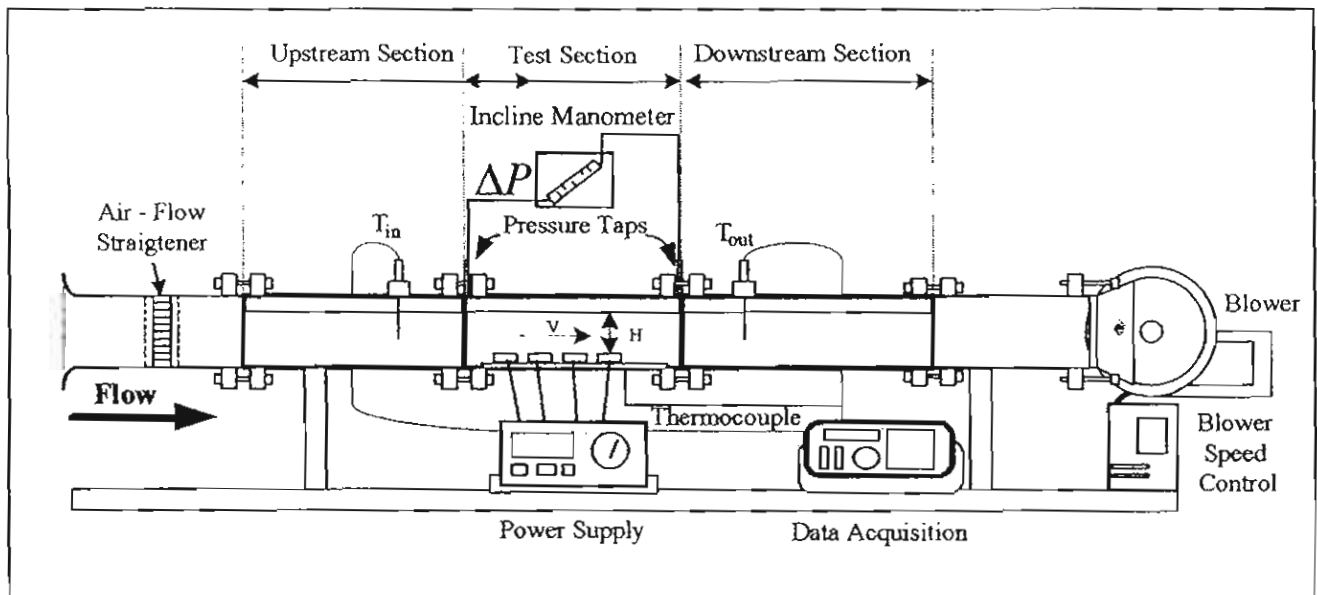
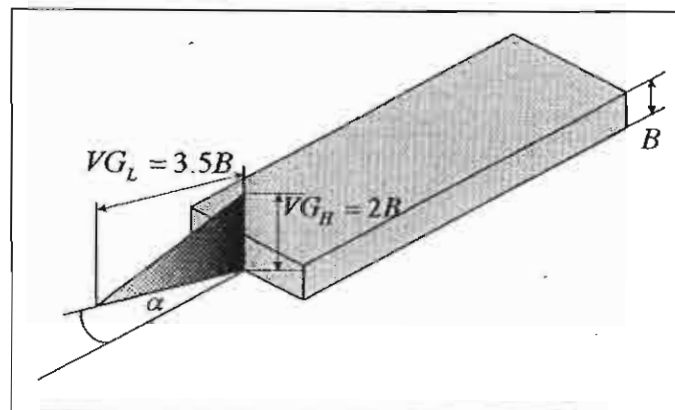


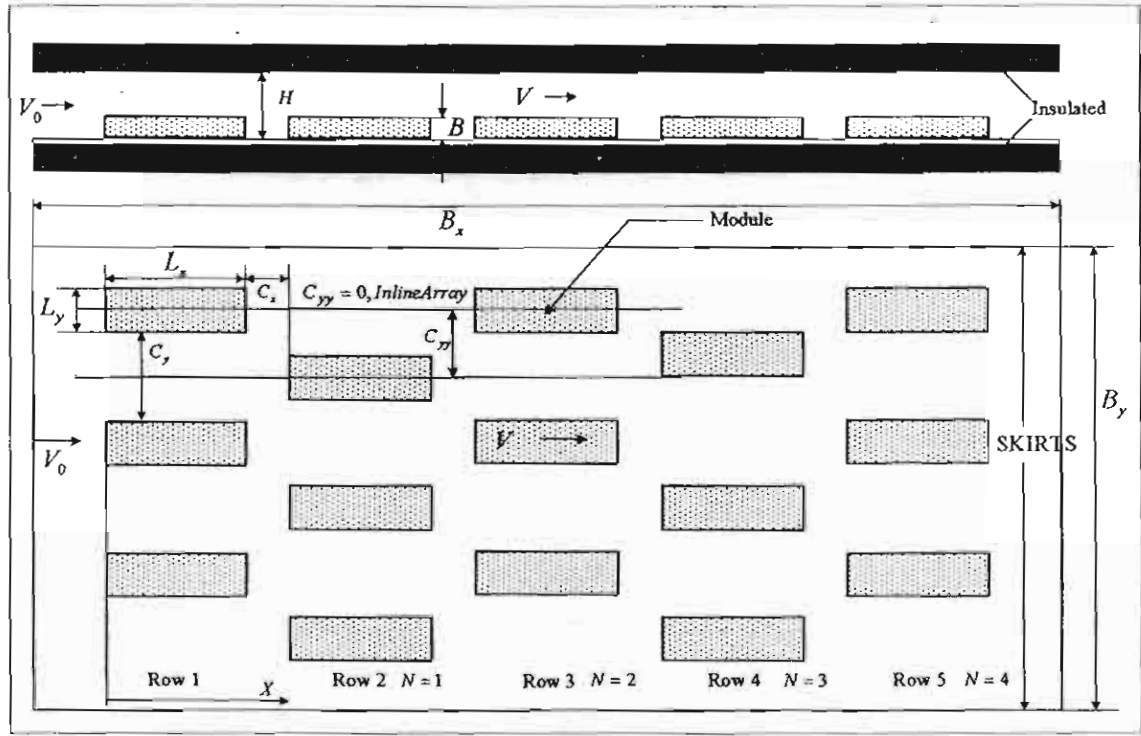
Fig. 1. The wind tunnel for the experimental test.

The chips of the study are artificial elements each of 1.8 cm x 5.4 cm x 0.6 cm having 2.5 W electrical foil-heater inside. The chip dimensions are similar to those of the real 64 pins electronic chip. The artificial chip surface is polished aluminum surface thus the radiation effect could be neglected[Rodgers et al 2003]. The chip number is 15 which is arranged in staggered

array and fixed to an epoxy printed circuit board of which the back is well insulated. There is an insulating tape between the module and the epoxy board thus the heat conduction to the board is rather small. The delta winglet vortex generators are also integrated into the board as shown in Fig. 2. The temperatures of the chips and the inlet air temperature are measured by a set of K-type thermocouples having $\pm 0.5^\circ\text{C}$ accuracy, the rate of heat generated in each chip is read directly from a wattmeter with $\pm 0.1\text{ W}$ accuracy and the air inlet velocity are monitored by a hot wire anemometer with $\pm 0.05\text{ m/s}$ accuracy. The data at steady-state conditions are used to derive the heat transfer coefficients and the thermal wake function.



(a) A vortex generator installed in front of an electronic module.



(b) The electronic module arrangement.

Fig.2. Configurations of the winglet vortex generator and the electronic modules on the circuit

board . The chip density is D where $D = \frac{L_x L_y}{(L_x + C_x)(L_y + C_y)}$

Table 1. The test conditions.

Variables	values
Re_H	3400 / 5100 / 6800
H	0.024 m
B	0.006 m
L_x	0.058 m
L_y	0.018 m
C_x	0.019 m
C_y	0.018 m(D1) / 0.036 m / 0.054 m(D2)
B_x	0.420 m
B_y	0.160 m
VG_H	0.012 m
VG_L	0.021 m
α	20 degree
q_k	2.5 W/ module
$k_{(PCB),Epoxy}$	2 W/mK
T_0	27 °C

3. Data Reduction

The temperature rise in electronic module, for convective effect, comes from its heat generation and thermal wake which results to heat release from the upstream components.

When the thermal radiation effect is neglected, the temperature rise in each electronic chip could be calculated by [Arvizu and Moffat, 1982]

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

q_k is the internal heat generation in the k th chip, A_k is the heat transfer area and h_k is adiabatic heat transfer coefficient which could be calculated from

$$h_k = \frac{q_k}{A_k (T_k - T_0)} \Big|_{\text{only } q_k \neq 0} \quad (2)$$

θ_k is thermal wake function which is the fraction temperature increase of the k^{th} component due to heat release from the other elements. The function could be calculated by

$$\theta_{k-i} = \frac{T_k - T_0}{T_i - T_0} \Big|_{q_i \neq 0, q_k = 0} \quad (3)$$

4. Experimental Results

In our experiment, to reduce the thermal effect from the lateral modules (y-direction), all the modules in the same row will be on/off when the adiabatic heat transfer coefficient and the thermal wake function are considered.

4.1 Adiabatic Heat Transfer Coefficient

No vortex generator

Fig. 3 shows the adiabatic heat transfer coefficient in term of Nusselt number ($Nu_{NV} = \frac{h_{ad} L_X}{k}$)

at different module positions and Reynolds number ($Re = \frac{V(2H)}{\nu}$) when there is no vortex

generator. The heat transfer coefficient in term of Nusselt number is the highest at the first row and the values in rows 2 and 3 slightly drop due to the flow blockage of the consecutive module which creates a flow recirculation between the modues [Meinders and Hanjalic(2002)]. The data in rows 3 and 4 are nearly constant which means that around this region the fully developed flow occurs. The heat transfer coefficient in the 5th module also increases since the air could flow through the module more freely and the result at this module is not taken in account.

Wirtz and Colban(1996) gave an experimental value of channel Nusselt number with channel Reynolds number in fully developed region. It could also be seen that our experiments at the 4th row also agree very well with the data of Wirtz and Colban(1996) in the fully developed region. The comparison is shown in Fig. 4.

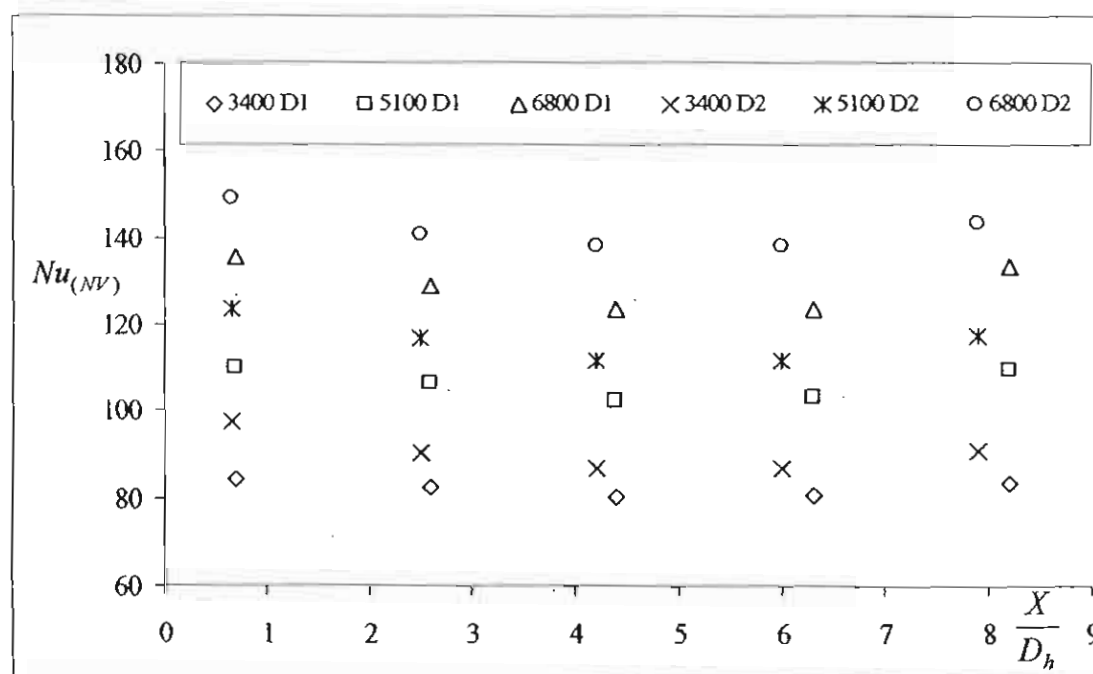


Fig. 3. The adiabatic heat transfer coefficient in term of Nusselt number at different positions of the chip modules and Reynolds number. No vortex generator is integrated.

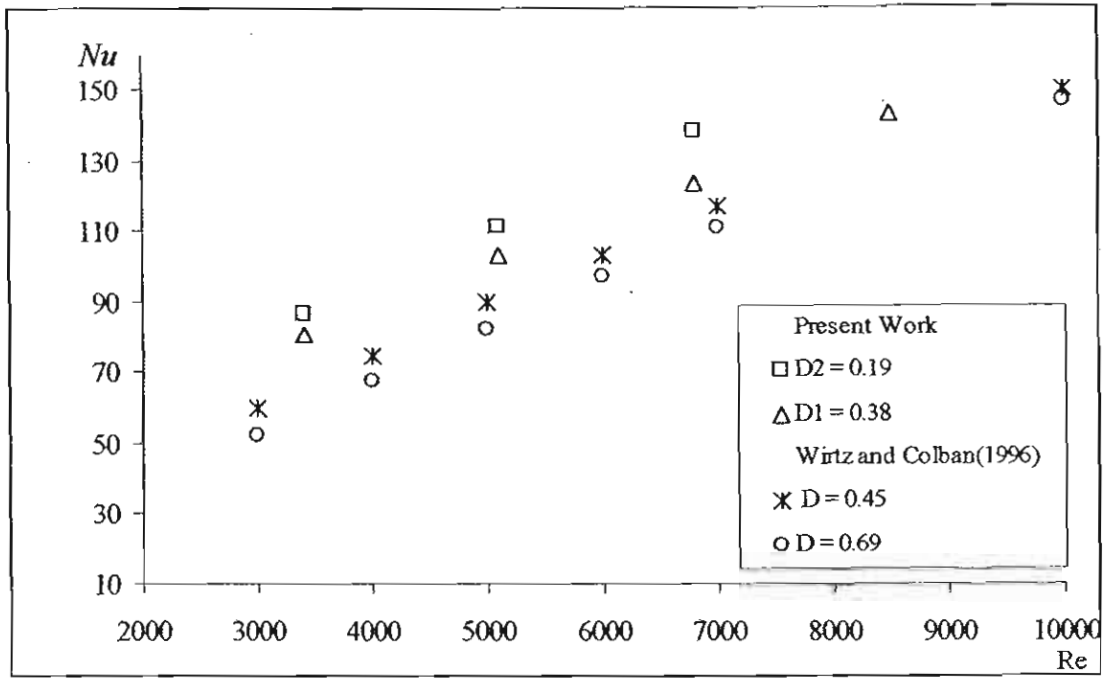


Fig. 4. The value of $Nu = \frac{h_{ad} L_x}{k}$ at fully developed region with $Re = \frac{V(2H)}{\nu}$ in case of staggered module array[Wirtz and Colban(1996)]. No vortex generator. D is chip density,

At fully developed flow region(the 4th module); the fully developed Nusselt number(Nu_{fd}) could be correlated as

$$Nu_{fd(NV)} = 0.39745 Re^{0.63705} D^{-0.12706} \quad (4)$$

The correlation gives $\pm 5\%$ error from the experimental data.

Fig. 5 gives the ratio of the Nusselt number at any position with the fully developed Nusselt number [$Nu_{NV}(x)/Nu_{fd,NV}$].

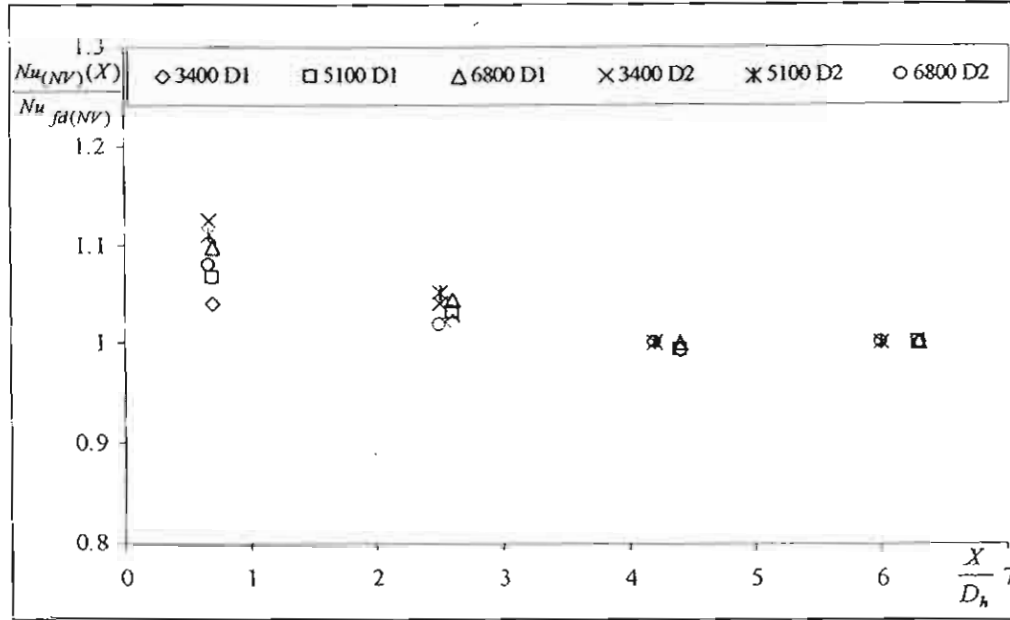


Fig. 5. The ratio of the Nusselt number at any position with the fully developed Nusselt number at different Reynolds number. No vortex generator.

From the figure, the ratio for the entrance region(rows 1-4) could also be correlated with the related parameters as

$$\frac{Nu_{(NV)}(X)}{Nu_{fd(NV)}} = 1.0205 \text{Re}^{0.0036243} \left(\frac{X}{D_h} \right)^{-0.040368} D^{-0.01233} \quad (5)$$

The correlation gives $\pm 5\%$ error from the experimental data.

(b) With vortex generators

Fig. 6 shows the adiabatic heat transfer coefficients when there are vortex generators integrated in front of all chip modules. Since the longitudinal vortices are performed in the fluid flow by the vortex generators then the heat transfer coefficients in all rows could be increased up to 10% more than the previous case. The Reynolds number and the chip density do not give strong effects to the heat transfer augmentation. The angle is not recommended to be over 20° because the vortex generator will block the flow and create high pressure drop.

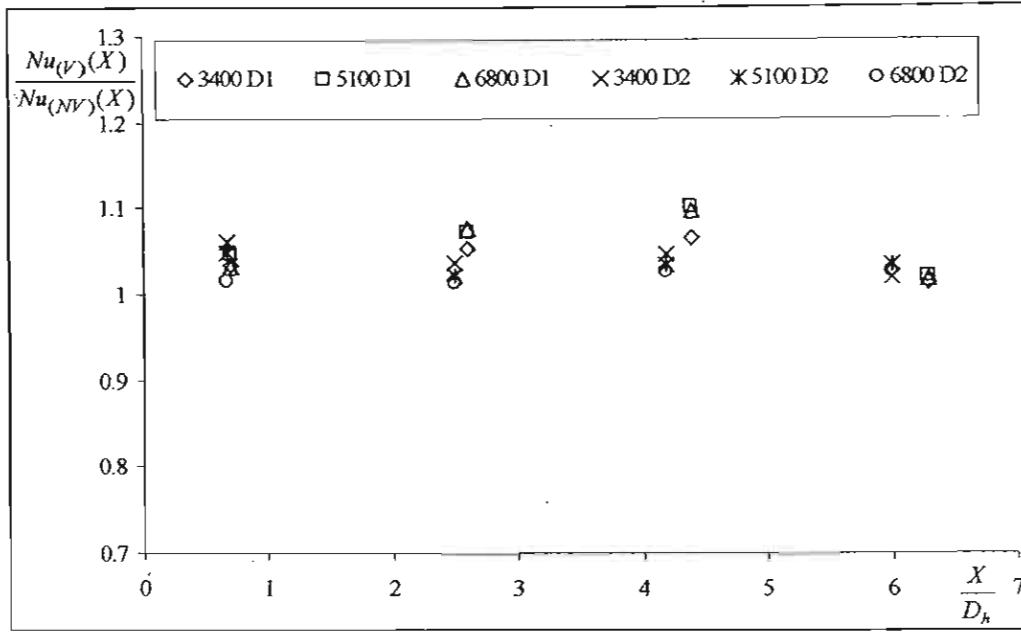


Fig. 6. The heat transfer enhancement in term of Nusselt numbers with and without vortex generators. The vortex generators are integrated in front of all modules. The attack angle is 20 degree.

The ratio of adiabatic Nusselt numbers with and without vortex generators at different positions could be correlated as

$$\frac{Nu_{(V)}(X)}{Nu_{(NV)}(X)} = 1.1178 \text{Re}^{-0.0037823} \left(\frac{X}{D_h} \right)^{-0.0019423} D^{0.028072} \quad (6)$$

The correlation gives $\pm 5\%$ error from the experimental data.

From the above correlations, the adiabatic Nusselt number of the modules with integrated vortex generators could be evaluated from that without the vortex generator as

$$Nu_{(V)}(X) = \frac{Nu_{(V)}(X)}{Nu_{(NV)}(X)} \times \frac{Nu_{(NV)}(X)}{Nu_{fa}(NV)} \times Nu_{fa}(NV). \quad (7)$$

The results from eqn(7) agree very well with those from the measured data as shown in Fig. 7.

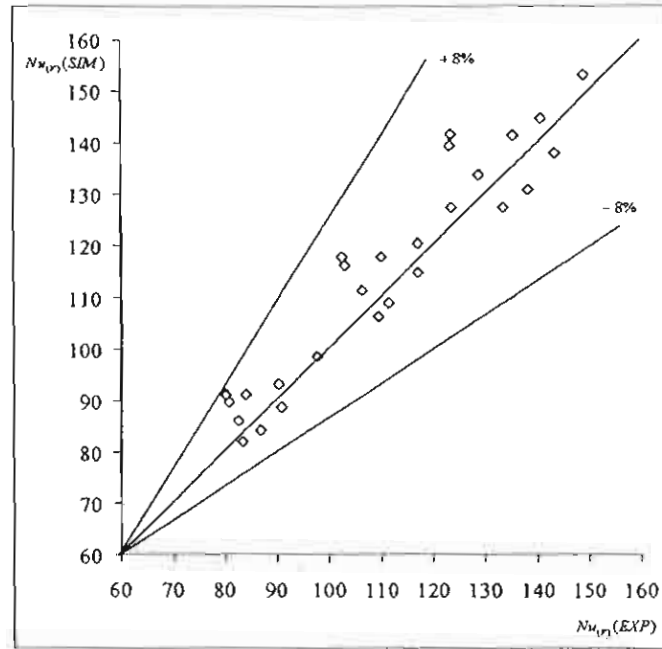


Fig. 7. Comparison of the calculated adiabatic Nusselt number of the modules having vortex generators from eqn(7) with the experimental data.

4.2 Thermal Wake Function

(a) No vortex generator

When one row of electronic modules is heated, the temperatures of the modules downstream will also get this heating result which is called the thermal wake effect. Fig. 8 shows the results of thermal wake function of the module immediately downstream from the first heating module when there is no vortex generator. It could be seen that the value of thermal wake function is rather high when the modules are aligned with the heat source element. The value is less when bigger spacing, C_{yy} , from the heat source alignment of the downstream module is obtained.

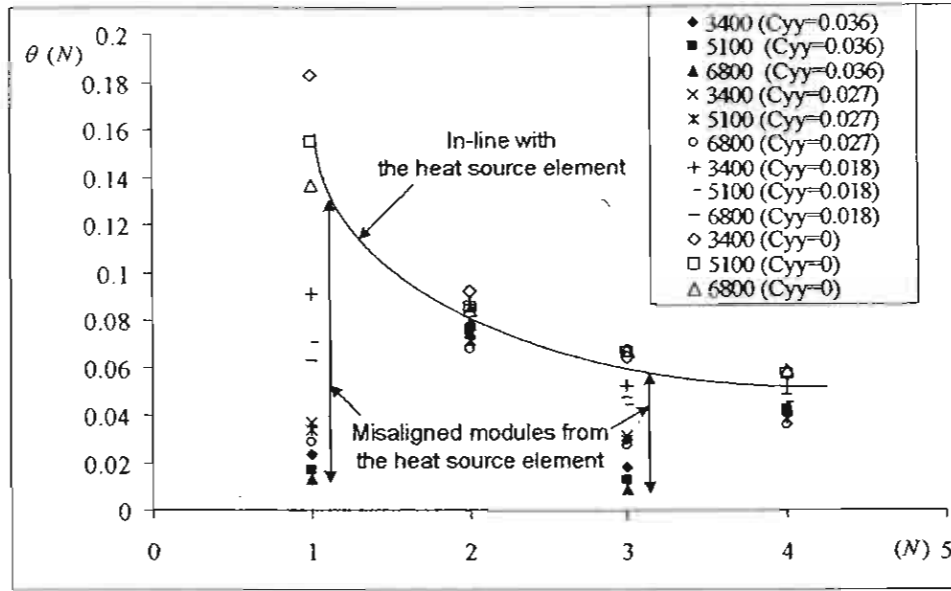


Fig. 8. Thermal wake function for any adiabatic module. No vortex generator.

The thermal wake function of the downstream modules in the same line as the heat source element could be set in a form as

$$\theta_{IN(NV)}(N) = 0.36708 \text{Re}^{-0.10762} N^{-0.84855} \quad (8)$$

The value for the misaligned modules could also be calculated from

$$\theta_{MN(NV)}(N) = \theta_{IN(NV)}(N) - 0.078107 \text{Re}^{-0.0044852} \left(\frac{C_{yy}}{L_y} \right)^{1.1157} N^{-1.1160} \quad (9)$$

The correlations gives $\pm 15\%$ from the experimental data.

(b) With vortex generators

Figs. 9 shows the thermal wake functions of the modules when there is a set of vortex generators installed in front of all modules. It could be seen that the technique could reduce the thermal wake function due to the continuous longitudinal vortices promotion by the vortex generators.

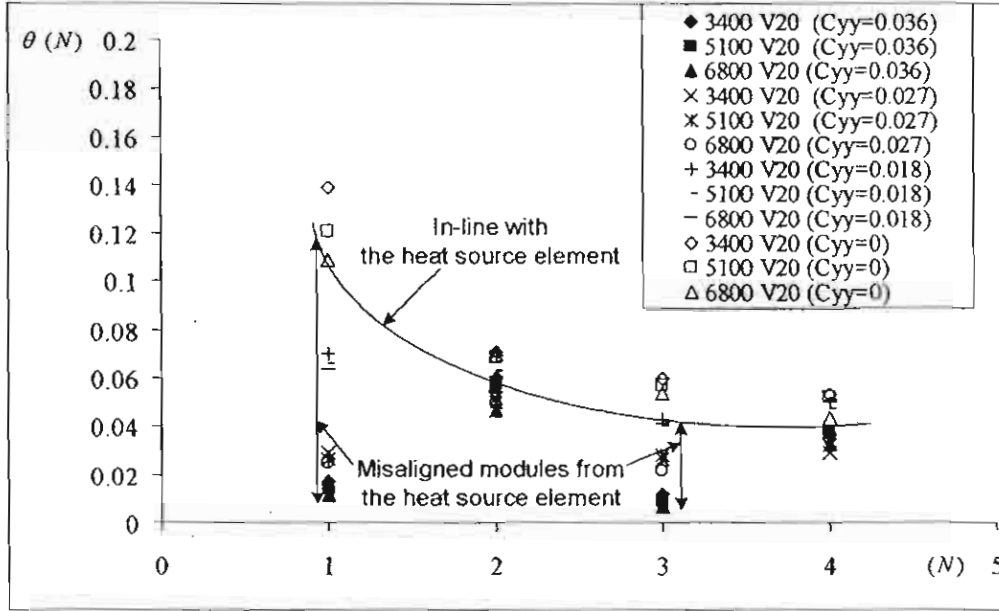


Fig.9. Thermal wake function for any adiabatic module. Vortex generators are integrated in front of all modules.

Similarly, a correlation of the thermal wake function with the related parameters for the modules alining with the heat source module could be written in a form as

$$\theta_{IN(V)}(N) = 0.3672 \text{Re}^{-0.13879} N^{-0.60461} \quad (10)$$

The correlation gives $\pm 15\%$ error from the experimental data.

For the misalined modules, a correlation could be set in a form as

$$\theta_{MN(V)}(N) = \theta_{FN(V)}(N) - 0.54463 \text{Re}^{-0.27758} \left(\frac{C_{yy}}{L_y} \right)^{1.3073} N^{-0.96804} \quad (11)$$

The correlation gives $\pm 15\%$ error from the experimental data.

4.3 Module Temperatures

Fig. 10 shows the average module temperature in each row when there is no vortex generator and Fig. 11 gives the value when the vortex generators are integrated to the module array

at the attack angle of 20° . The values of C_x and C_y are *19 and 18 mm (D1)*, respectively. It could be seen that for the latter case, the peak module temperatures are less than those without the devices, significantly. The calculating results of the module temperatures from the technique described agree very well with those of the measuring data in both cases.

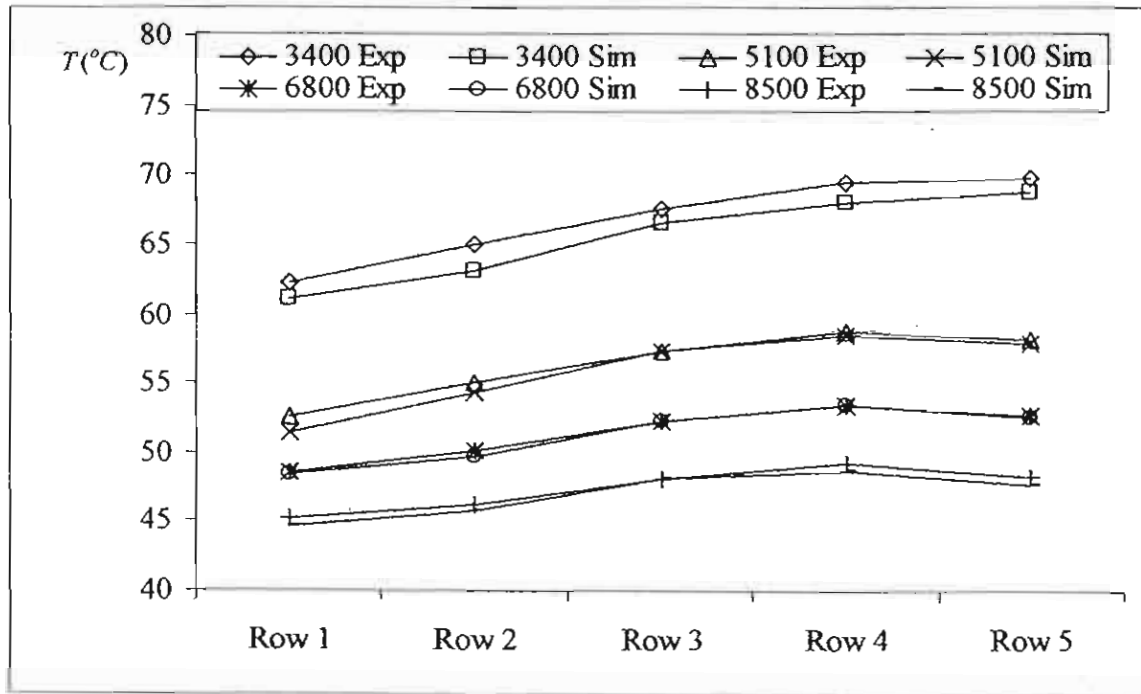


Fig. 10. The average modules temperature when there is no vortex generator.

(The average temperature in each row has a maximum uncertainty of 7 %).

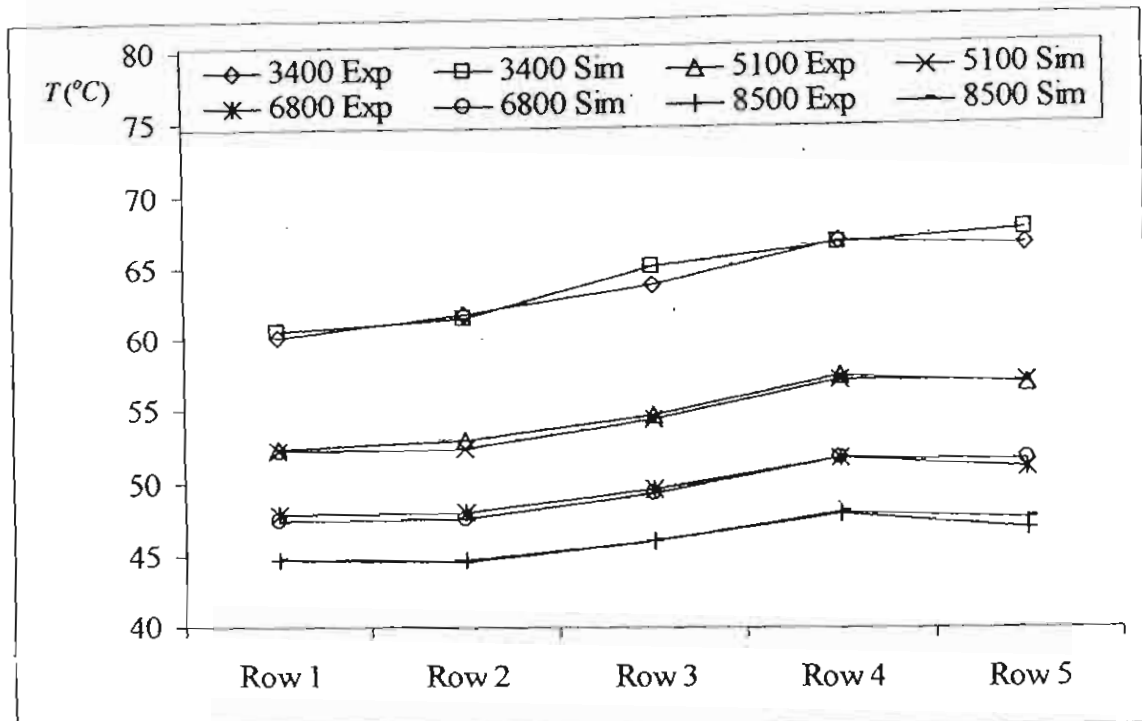


Fig. 11. The modules temperature when the vortex generators are integrated.

(The average temperature in each row has a maximum uncertainty of 4 %).

4.4 Pressure Drop

Fig. 12 shows the pressure drop in fluid flow for the modules with and without vortex generators. The pressure drop increases around 25 % at Re around 3,400 and could be up to 38 % at Re around 6,800 when the vortex generators are integrated.

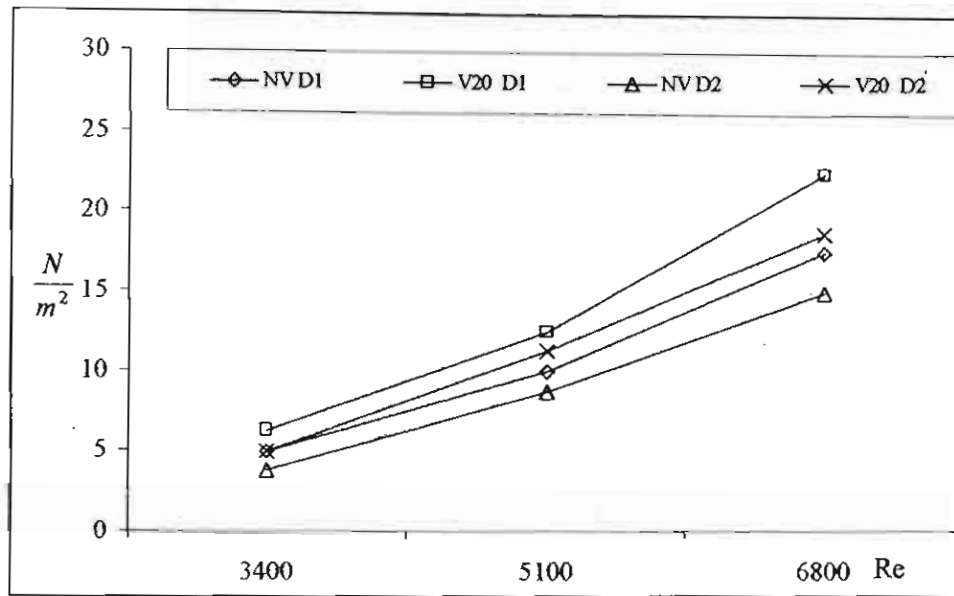


Fig. 12. The pressure drop in air flow .

5. Conclusion

From the study, it could be concluded that

1. The delta winglet vortex generators could enhance the adiabatic heat transfer coefficient and reduce the thermal wake function including the module temperature effectively for the staggered module array.
2. The developed heat transfer models could be used to predict the heat transfer data and the thermal wake functions for the modules with and without the vortex generators with good agreement with the experimental data.
3. The superposition method with the developed heat transfer correlations could be used to predict the module temperatures very well.
4. When the vortex generator is integrated, higher value of Reynolds number results in higher the pressure drop in fluid flow.

References

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.

Faghri, M., Molki, M. and Asako, Y.,(1996), Entrance design correlations for circuit boards 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.

Fiebig, M., Vortices, generators and heat transfer, Trans.IChemE76 (Part A), pp. 108-123.

Fiebig, M., Kallweit, P. And Mitra, N.K.(1986), Wing type vortex generators for heat transfer enhancement, Pro. 8th Int. Heat Transfer Conference, San Francisco, vol. 6, pp. 2909-2913.

Fiebig, M. Valencia, A. And Mitra, N.K.(1993), Wing-type vortex generators for fin-and-tube heat exchangers, Exp. Thermal Fluid Sci., vol. 7, pp. 287-295.

Garimella, S. V. and Eibeck, P. A.(1991), Enhancement of single phase convective heat transfer from protruding elements using vortex generators, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 34, no. 9, pp. 2431-2433.

Jubran, B. A. And Al-Saleymeh, A. S., Thermal wakes measurement in electronic modules in the presence of heat transfer enhancement devices, Applied Thermal Engineering, vol. 19, pp. 1081-1096.

Kwak, K. M. Torii, K. And Nishino, K.(2003), Heat transfer and pressure loss penalty for the number of tube rows of staggered finned-tube bundles with a single transverse row of winglets, Int. J. Heat Mass transfer, vol. 46, pp. 175-180.

Meinders, E. R. And Hanjalic, K.(2002), Experimental study of the convective heat transfer from in-line and staggered configurations of two wall-mounted cubes, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, vol. 45, pp. 465- 482.

Rodgers, P. J., Eveloy. V. C., and Davies, M. R. D.(2003), An experimental assessment of numerical predictive accuracy for electronic component heat transfer in forced convection- Part 1: Experimental methods and numerical modeling, *ASME J. Electron. Packag.* Vol. 125, pp. 67-75.

Wirtz, R.A.(1996), Forced air cooling of low-profile package arrays, in *Air Cooling Technology of Electronic Equipment* edited by Sung, J. K. and Sang, W. L., CRC Press.

Wirtz, R. A. and Colban, D. M.(1996), Comparison of the cooling performance of staggered and in-line arrays of electronic packages, *Journal of Electronic Packaging*, vol. 118, pp. 27-30.

Wroblewski, D.E., and Eibeck, P. A.(1991), Measurements of the turbulent heat transport in a boundary layer with an embedded streamwise vortex, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 34, pp. 1617-1631.

Acknowledgement

The authors would like to express gratitude to the Thailand Research Fund for supporting this research work.

Nomenclature

A_k surface area of the chip module, m^2

B module height, m

B_x	length of PCB, m
B_y	width of PCB, m
D	chip density $\frac{L_x L_y}{(L_x + C_x)(L_y + C_y)}$
D_h	hydraulic diameter $\left(\frac{2W(H)}{(W + H)} \right), m$
h_k	heat transfer coefficient, $\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$
H	air channel height, m
k_{PCB}	thermal conductivity of PCB, $\frac{W}{m \text{ } ^\circ C}$
L_x	module length, m
L_y	module width, m
Nu	Nusselt Number $\left(\frac{h_k L_x}{k} \right)$
q_k	heat generated from the kth module, W
Re_H	Reynolds number, $\left(\frac{V(2H)}{\nu} \right)$
C_x	module spacing in X direction, m
C_y	module spacing in Y direction, m
C_{yy}	misaligned spacing in Y direction from the heating module, m
T	temperature, $^\circ C$
V_0	inlet air velocity, (m/s)
V	air velocity over the module, (m/s)
VG_H	height of vortex generator, m

VG_L length of vortex generator, m

Suffices

$V(1)$ with vortex(row 1)

$NV(1)$ no vortex(row 1)

$V(N)$ with vortex(row N)

$NV(N)$ no vortex(row N)

V_{20} with vortex(20° attack angle)

fd fully developed flow

**Air Cooling Enhancement in Entrance Region with Delta Winglet Vortex
Generators Set at the First Row of In-line Electronic Module Array**

Suriyon Chomdee and Tanongkiat Kiatsiriroat*

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai
University, Chiang Mai 50200, Thailand

**Corresponding author. Email: tanong@dome.eng.cmu.ac.th*

ABSTRACT

The objective of this study is to experimentally investigate the heat transfer enhancement by delta winglet vortex generators for air cooling in entrance region of in-line array of electronic modules. The study has been carried out when the winglet pairs are placed in front of the first row of the array. Each module has a dimension of 1.8 cm x 5.8 cm x 0.6 cm and each one generates heat at 5 W. The adiabatic heat transfer coefficients and the thermal wake for the modules with and without the generators are considered at different values of Reynolds number. It could be seen that the vortex generators could enhance the adiabatic heat transfer coefficients, reduce the thermal wake function and the module temperature especially for the first row. Moreover, the correlations to predict the heat transfer data have been developed when the vortex generators are integrated and the predicted module temperatures agree very well with those of the experiments.

Keywords: Electronic cooling, Vortex generator, Heat transfer enhancement

INTRODUCTION

There are many techniques for the thermal management and the convective air cooling is still the most common for electronic cooling because of its low maintenance and low investment. However, the common forced air cooling is not sufficient in case of high power dissipation, especially, for the complex electronic components.

Heat transfer enhancement of air cooling by vortex generator is one passive method that generates streamwise vortices which creates high turbulence in fluid flow over heat transfer surfaces. Delta winglet vortex generator is one of the promising techniques to integrate in compact heat exchangers and shows a very good heat transfer performance. There was a report (Wroblewski and Eibeck, 1991) showed that the longitudinal vortices imbedded into turbulent boundary layers and enhanced the heat transfer. Some researchers (Fiebig et al, 1986, 1993 and Fiebig, 1998) had studied the influences of different types of vortex generators on heat transfer performance such as delta wing, rectangular winglet, and delta winglet and the best performance was the delta winglet type.

Vortex generators have also been applied to enhance heat transfer in electronic modules. There was a report (Garimella and Eibeck, 1991) investigated heat transfer enhancement by installing a row of half-delta wing vortex generators upstream of a heated copper chip array. The study used water as coolant and two heights of the vortex generators (one and two times of the chip height).

Thermal wake and pressure drop characteristics in a set of electronic modules when there were different shape and sizes of ribs fixed to the array board were also

studied(Jubran and Al-Salaymeh, 1999). The thermal wake function of the chips downstream could be reduced significantly.

The present study aims to experimentally investigate the entrance heat transfer performance of in-line electronic module array with the presence of delta winglet vortex generators integrated in front of the first row of the array.

EXPERIMENTAL PROCEDURE

The experiments are performed in a small wind turbine with a test section as shown in Figure 1. The air flow rate could be controlled and the height of the air channel could be adjusted. There is a flow straightener to keep a uniform airflow before entering the test section.

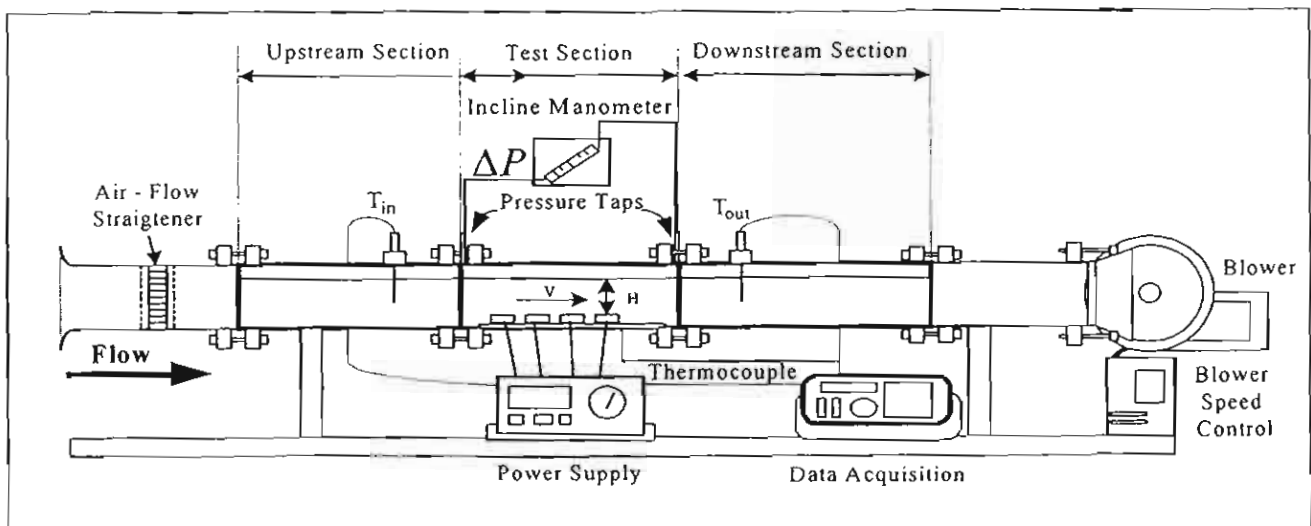


Figure 1. The experimental setup.

The modules of the study are artificial elements each of 1.8 cm x 5.8 cm x 0.6 cm having a 5 W electrical foil-heater inside. The module dimensions are similar to those of the real 64 pins electronic chip and they are attached on an epoxy board. Each artificial module is polished aluminum and because of its high thermal conductivity then the radiation effect could be neglected (Rodgers et al, 2003). Between the module and an epoxy board there is an insulator tape and the epoxy board is also insulated at the back thus the heat conduction to the board is rather small. The modules are arranged in 4 in-line rows each contain 4 elements. The delta winglet vortex generators are also integrated into the board as shown in Figure 2. The temperatures of the chips and the inlet air temperature are measured by a set of K-type thermocouples having $\pm 1^{\circ}\text{C}$ accuracy, the rate of heat generated in each chip is read directly from a wattmeter with ± 0.1 W accuracy and the air inlet velocity are monitored by a hot wire anemometer with ± 0.1 m/s accuracy. The data at steady-state conditions are used to derive the heat transfer coefficients and the thermal wake function. The experimental test conditions are given in Table 1.

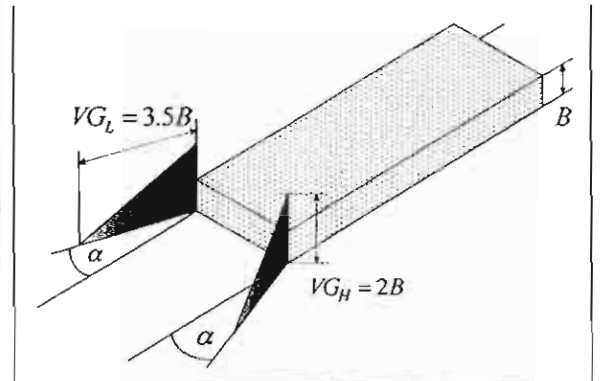
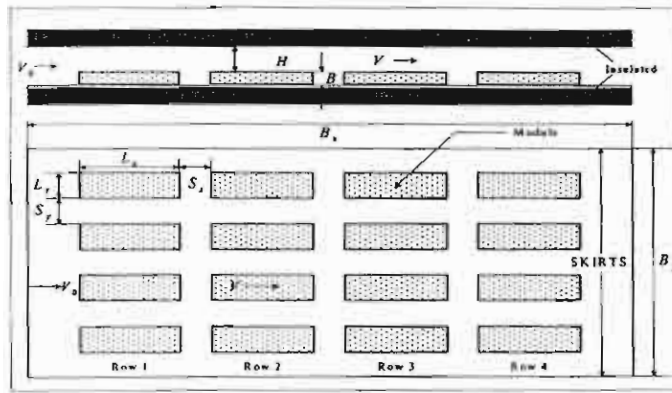


Figure 2. The chip module array and the vortex generator.

Table 1. The test conditions.

variables	values
Re_H	3600 / 5400 / 7200 / 9000
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	160 mm.
VG_H	12 mm.
VG_L	21 mm.
α	20 degree
q_k	5 Watt / Module
$k_{(PCB),Epoxy}$	2 W/m ⁰ K
T_0	27 °C

DATA REDUCTION

The temperature rise in electronic module, for convective effect, comes from its heat generation and thermal wake which results to heat release from the upstream components.

When the thermal radiation effect is neglected, the temperature rise in each electronic chip could be calculated by (Arvisu and Moffat, 1982)

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

q_k is the internal heat generation in the k^{th} chip, A_k is the heat transfer area and h_k is adiabatic heat transfer coefficient which could be calculated from

$$h_k = \left. \frac{q_k}{A_k (T_k - T_0)} \right|_{\text{only } q_k \neq 0}. \quad (2)$$

θ_k is thermal wake function which is the fraction temperature increase of the k^{th} component due to heat release from the other elements. The function could be calculated by

$$\theta_{k-i} = \left. \frac{T_k - T_0}{T_i - T_0} \right|_{q_i \neq 0, q_k = 0}. \quad (3)$$

EXPERIMENTAL RESULTS

Adiabatic Heat Transfer Coefficient

(a) No vortex generator

Fig. 3 shows the adiabatic heat transfer coefficient in term of entrance Nusselt number at different positions when there is no vortex generator. The results of the first to the third rows which are in the entrance region are similar to those of other researchers(Anderson and Moffat, 1990).

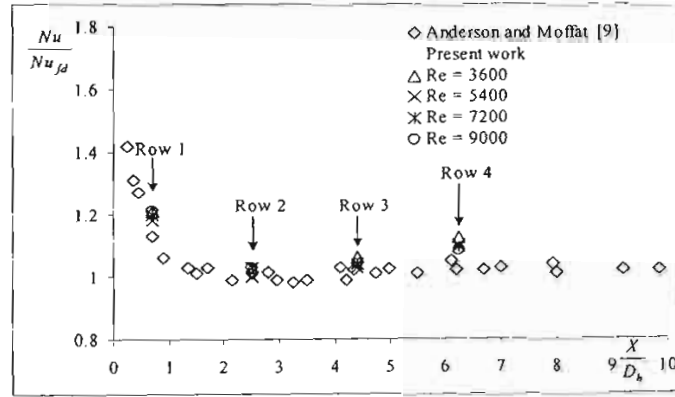


Figure 3. The ratio of adiabatic Nusselt number at different positions to that at the first row at various values of x/D_h . No vortex generator.

From Fig. 3 the Nusselt number could be set in a form as

$$\frac{Nu}{Nu_{fd}} = 1 + 0.0786 \left(\frac{X}{D_h} \right)^{-1.099} \quad (4)$$

where

$$Nu_{fd} = 0.3434 Re_H^{0.607} \left(\frac{H}{L_X} \right)^{-0.670} \left(\frac{S_X}{L_X} \right)^{0.295} \quad (5)$$

(b) With vortex generators

Figures 11 show the thermal wake functions of the modules when there is a set of vortex generators in front of the first row. It could be seen that the technique could reduce the thermal wake function effectively due to the longitudinal vortices promotion by the vortex generators. Figure 12 also gives the ratio of the thermal wake functions for other downstream modules to that for the first row.

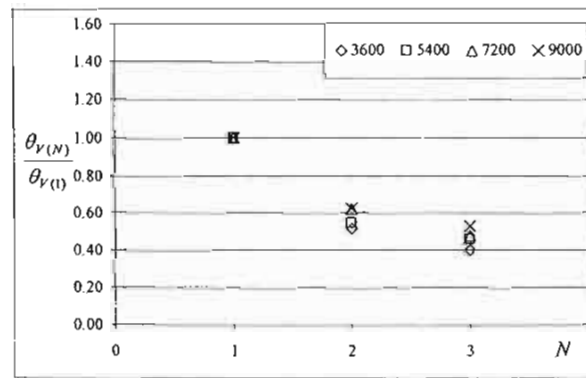


Figure 12. The thermal wake functions for other downstream modules. Vortex generators are integrated in front of the first row.

A correlation of the thermal wake function with the related parameters could be written in a form as

$$\frac{\theta_{V(N)}}{\theta_{V(1)}} = 0.22506 \text{Re}_H^{0.1697} N^{-0.71125}. \quad (12)$$

The correlation gives $\pm 10\%$ error from the experimental data.

Similarly, to relate the equation of the modules having a set of vortex generators to that without the generators, a correlation of the thermal wake functions in the first row could be written in a form as

$$\frac{\theta_{V(1)}}{\theta_{NV(1)}} = 0.0156 Re_H^{0.4236}. \quad (13)$$

The correlation gives $\pm 8\%$ error from the experimental data. The results are also shown in Figure 13.

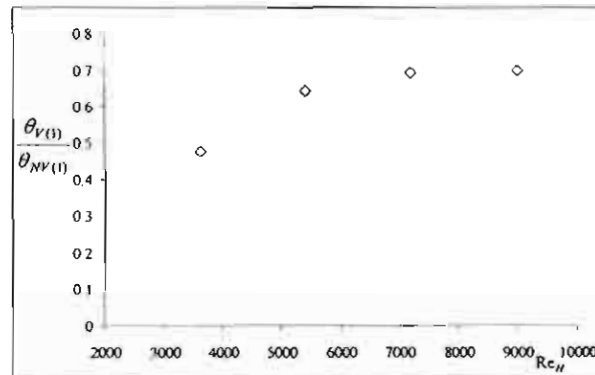


Figure 13. The ratio of thermal wake functions of the modules with and without vortex generator at the first row.

The thermal wake function of the modules with integrated vortex generators could be evaluated from that without the vortex generator as

$$\frac{\theta_{V(N)}}{\theta_{NV(N)}} = \left(\frac{\theta_{V(N)}}{\theta_{V(1)}} \right) \times \left(\frac{\theta_{V(1)}}{\theta_{NV(1)}} \right) \times \left(\frac{\theta_{NV(1)}}{\theta_{NV(N)}} \right). \quad (14)$$

Module Temperatures

Figure 14 shows the module temperatures when the vortex generators are integrated at the first row of the module array. It could be seen that when the array is integrated with vortex generators the module temperatures are less than those without the devices. The calculating results of the module temperatures from the technique described agree very well with those of the measuring data.

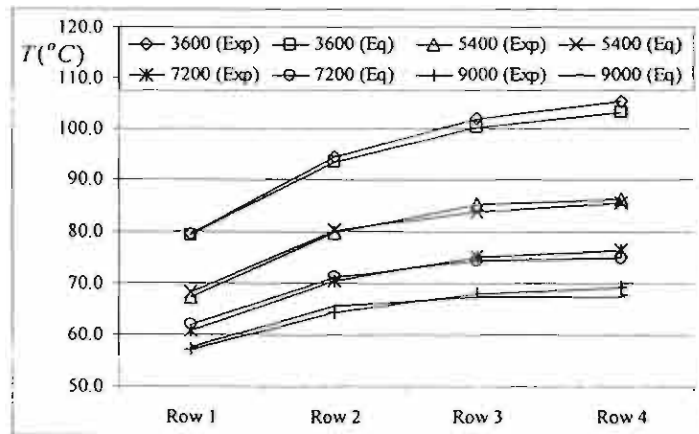


Figure 14. The modules temperature when the vortex generators are integrated.

Pressure Drop

The pressure drop of air flow in the channel having the electronic modules with and without vortex generators are found to be nearly the same. The results are shown in Figure 15

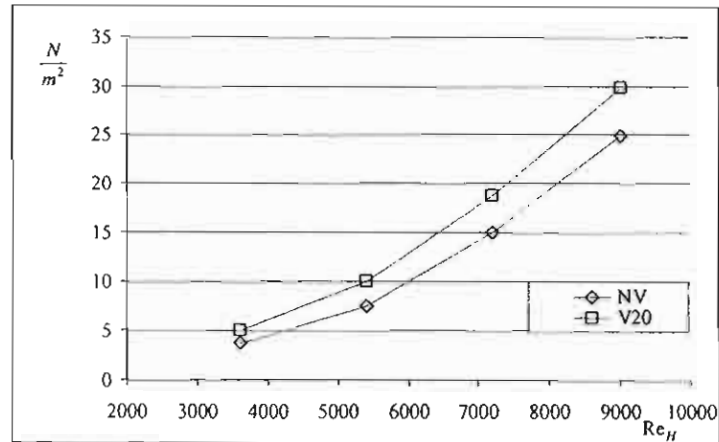


Figure 15. Pressure drop in air flow.

CONCLUSION

From the study, it could be concluded that

1. The vortex generators could enhance the heat transfer significantly for the modules in the first row.
2. The pressure drop in the air flow when the vortex generators are included is very close to that without the generators.
3. The method developed could be used to predict the module temperature very well.

ACKNOWLEDGEMENT

The authors would like to express gratitude to the Thailand Research Fund for supporting this research work.

REFERENCES

- Wroblewski, D.E., and P. A. Eibeck. 1991. Measurements of the turbulent heat transport in a boundary layer with an embedded streamwise vortex, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 34 : 1617-1631.
- Fiebig, M., P. Kallweit, and N. K. Mitra. 1986. Wing type vortex generators for heat transfer enhancement, *Proceeding of the 8th Int. Heat Transfer Conference*, San Francisco, 6 : 2909-2913.
- Fiebig, M. 1998. Vortices, generators and heat transfer, *Trans. IChemE76 (Part A)*, 108-123.
- Fiebig, M., A. Valencia and N. K. Mitra. 1993. Wing-type vortex generators for fin-and-tube heat exchangers, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 7 : 287-295.
- Garimella, S. V. and P.A. Eibeck, P. A. 1991. Enhancement of single phase convective heat transfer from protruding elements using vortex generators, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 34(9) : 2431-2433.
- Jubran, B. A. and A.S. Al-Saleymeh. 1999. Thermal wakes measurement in electronic modules in the presence of heat transfer enhancement devices, *Applied Thermal Engineering*, 19 : 1081-1096.
- Rodgers, P. J., V. C. Eveloy, and M. R. D. Davies. 2003. An experimental assessment of numerical predictive accuracy for electronic component heat transfer in forced convection- Part 1: Experimental methods and numerical modeling, *ASME J. Electronic Packaging*, 125 : 67-75.
- Arvizu, D. E. and R. J. Moffat. 1982. The use of superposition in calculating cooling

requirements for circuit board mounted electronic components, IEEE paper CH1781-4/48-0133.

Anderson, A.M., and R. J. Moffat. 1990. A new type of heat transfer correlation for air cooling of regular arrays of electronic components, Proc. ASME Annual Meet.,27-39.

Faghri, M., M. Molki, and Y. Asako. 1996. Entrance design correlations for circuit boards in forced-air cooling, in Air Cooling Technology for Electronic Equipment edited by J. K. Sung and W. L. Sang, CRC Press, pp. 47-80.

Wirtz. R.A. 1996. Forced air cooling of low-profile package arrays, in Air Cooling Technology of Electronic Equipment edited by J. K. Sung and W. L. Sang, CRC Press.

NOMENCLATURES

A_k	surface area of the chip module, m^2
B	module height, m
B_x	length of PCB, m
B_y	width of PCB, m
D_h	Hydraulic diameter $\left(\frac{2W(H+B)}{(W+H+B)} \right)$
h_k	heat transfer coefficient, $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$
H	space between the module and the opposite wall of the air channel, m
k_{PCB}	thermal conductivity of PCB, $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$
L_x	module length, m
L_y	module width, m
N	adiabatic block situated downstream of the heated block
Nu	Nusselt Number $\left(\frac{h_k L_x}{k} \right)$
q_k	heat generated from the k^{th} module, W

Re_H	Reynolds number, $\left(\frac{VL_x}{\nu}\right)$
S_X	module spacing in X direction, m
S_Y	module spacing in Y direction, m
T_i	temperature of the module before the considered one, $^{\circ}C$
T_K	temperature of the considered module, $^{\circ}C$
T_0	inlet air temperature, $^{\circ}C$
V_0	inlet air velocity, (m/s)
V	air velocity over the module, (m/s)
V_{G_H}	height of vortex generator, m
V_{G_L}	length of vortex generator, m
X	length from the leading edge of the first module, m
θ	thermal wake function
α	attack angle

Suffices

$V(1)$	with vortex(row 1)
$NV(1)$	no vortex(row 1)
$V(N)$	with vortex(row N)
$NV(N)$	no vortex(row N)
fd	fully developed flow

Proceedings of The 9th Tri-University International Joint Seminar & Symposium 2002

Role of Asia in the world -Population, Food, Energy and Environment-

October 28-October 31, 2002
Jiangsu University, Zhenjiang
CHINA

Editor-in-Chief: Yuan Shouqi

Edited by Chen Weiping
Division of International Cooperation and
Exchange, Jiangsu University

Published by
Jiangsu University

All right reserved. No part of this publication may be reproduced or transmitted by any means, i. e., electronic or mechanical; including photocopy, recording, and any information storage and retrieval system, without permission from the copyright holders.

ISSN 1671-6604
CN 32-1655/C

Printed by Magazine House, Jiangsu University

5/20/06

**The 9th Tri-University International Joint Seminar and Symposium
2002**

**Mie University, Chiang Mai University, Kasetsart University,
Khon Kaen University, Guangxi University,
Southern Yangtze University, Jiangsu University**

**Role of Asia in the World
-Population, Food, Energy and Environment-**

Organizing Committee

Chairman

Dr. Yuan Shouqi, Professor, Vice-President, Jiangsu University

Vice-Chairman

**Professor Luo Xinmin, Director, Division of International Cooperation
and Exchange, JU**

**Associate Professor Chen Weiping, Deputy Director, Division of
International Cooperation and Exchange, JU**

Member

Sha Zhiping, Director, President's Office, JU

Mao Hanping, Professor, Director, Division of Graduate Studies, JU

Cheng Xiaonong, Professor, Director, Division of Scientific Research, JU

Guo Lihua, Director, Division of Student's Affairs, JU

Gao Ming, Director, Propaganda Department, JU

Zhao Feng, Director, Magazine House, JU

Zhao Liqiang, Director, Division of Logistics, JU

Li Baolin, General Manager, Logistics Group, JU

Zheng Feigang, Director, Centre of Modern Education, JU

Zhou Xinglin, Head of Affiliated Hospital, JU

5 JAN 2002

Ken Tanaka	
Nobutaka Ito	
8.2 Effects of Chip Allocation on Convection Cooling in Printed Circuit Board (CMU)	200
Suriyon Chomdee	
Nammont Chotivisarut	
Tanongkiat Kiatsiriroat	
8.3 Investigation of Segmentation Methods for Optical Character Recognition	204
Thananchai Chattong	
8.4 The Shortest Distance Expectation in Transporting Products in the Warehouse of a Beer Industry (KKU)	208
Seksan Chamnanphrai	
8.5 Production of γ-aminobutyric Acid by Lactococcus Lactis SYFS1.009 (SYU)	211
Xu Jianjun	
Jiang Bo	
Xu Shiyina	
8.6 Population Aging in China (JU)	216
Pan Jun	
8.7 Research Activities on Heat Transfer Enhancement in Thermal Equipments at Department of Mechanical Engineering (CMU)	219
Tanongkiat Kiatsiriroat	
8.8 The Relationship Between China's Population and its Social Culture (JU)	223
Shao Yuansheng	

Session 9: Tuesday October 29th, 2002, 10:30-12:00

9.1 The Destruction of Tropical Rain Forests in Brazil (MU)	226
Sayaka Yoshikawa	
9.2 Theoretical and Experimental Study of Vegetable Oil Combustion under a Forced Convective Stream (CMU)	229
Thanasit Wongsiriamnuay	
Nakorn Tippayawong	
Wasan Jompakdee	
9.3 Unconfined Compressive Strength of Soil with Cement and Lime (KU)	235
Thaweesak Jirathanathaworn	
Supakij Nontananandh	
Kamol Amornfa	
9.4 Effect of the Fraction of Air Recycle on Microwave Drying of Banana Fruit (KKU)	239
Sopa Cansee	

Signature

EFFECT OF CHIP ALLOCATION ON CONVECTION COOLING IN PRINTED CIRCUIT BOARD

Suriyon Chomdee
Doctoral Student
Department of Mechanical Engineering
Chiang Mai University
Chiang Mai 50200, Thailand

Nammont Chotivisarut
Master Student
Department of Mechanical Engineering
Chiang Mai University
Chiang Mai 50200, Thailand

Tanongkiat Kiatsiriroat
Professor
Department of Mechanical Engineering
Chiang Mai University
Chiang Mai 50200, Thailand

ABSTRACT Effect of chip allocation on convective cooling has been studied in this research work. A number of 16 artificial chips each imitated the real one having 64 pins and heated by small thermofoil heater has been installed on a printed circuit board and the unit is tested in a small wind tunnel. The experiments have been considered with different ratios of the air passage height to the chip height (H/B) and the arrangements of the chips which are in-line and staggered arrays. The junction temperature of each chip (T_j) could be observed by an infrared scanner. It could be found that higher the value of H/B results in better convective cooling.

1. INTRODUCTION

At present, electronic circuits have been designed to have a smaller size and more functions. Moreover, these small electronic circuits are integrated in a main one. Figure 1 shows a trend of the transistor number of CPU integrated circuit in each year. It is predicted the number is increased double every 18 months [Azar(2000)]

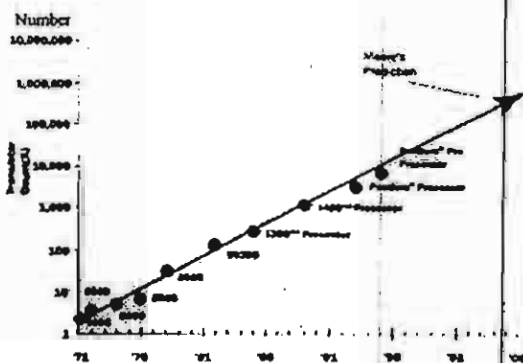


Figure 1. Prediction of transistor number contained in IC (Intel CPU) [Source: Azar (2000)]

As the electronic circuit density contained in printed circuit board increases, higher heat is generated. If the thermal management could not be performed effectively, the junction temperature of the electronic chip will be increased then the chip and the circuit might be damaged when the temperature is over that designed by the manufacturer.

Water cooling, micro-refrigerator cooling, heat pipe cooling and thermo-electric cooling have been

developed in thermal management to replace convective air cooling since there are some drawbacks which are low density, low specific heat and low conductivity. However, the convective air cooling has many advantages such as low maintenance and low investment and most of the electronic equipments still use this technique for cooling.

This research work considers the effect of chip allocation in in-line and staggered arrangements on convective air cooling. The experiments have been carried out in a small air tunnel. An infrared scanner is used to verify the chip temperature, T_j .

2. ELECTRONIC SYSTEM STRUTURE

Figure 2 shows an electronic system structure [Azar(1997)]. The structure consists of a) electronic chips which are the heat source and needs an effective thermal management, b) the board on which the chips are installed and c) the system part that contains the board and the electronic supply. Figure 3 also shows the direction of heat flow from the chip to its surrounding.

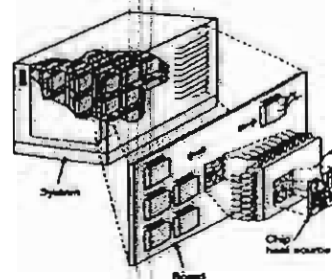


Figure 2. Electronic system structure.

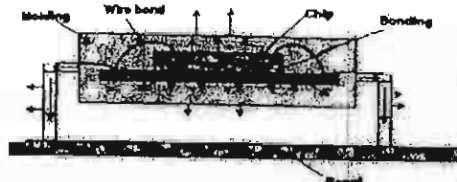


Figure 3. Heat transfer from an electronic chip.

3.THERMAL RESISTANCE , JUNCTION TEMPERATURE

Figure 4 shows thermal resistance from an electronic chip to its heat sink. The resistance circuit depends on the configuration design from the manufacturer. Two main factors have to be considered which are the maximum temperature $T_{j\max}$, the material cost and the heat dissipation from the chip.

Azar(1997) explained the method to calculate The junction temperature, T_j when there is heat rejection from chip to its package, board and the surrounding ambient as a model shown in Figure 3. T_j could be calculated from

$$T_j = T_b + R_{eff} \left\{ T_b \left(\frac{hA_L}{2} + 2hA_b \right) + \frac{hA_L T_b}{2} + \right. \\ \left. h(A_L + A_b)T_m - hA_b \left(\frac{Q_1}{(2\rho V_{3,4} A_{3,4} C_p)} \right) + T_i \right\} \quad (1)$$

and

$$T_j = T_a + \theta_{jc} q \quad (2)$$

For convective air cooling, the geometry of air passage such as the height and chip allocation affects the air volume flow rate. Effective arrangement of the chip allocation will reduce the drag force and increase the cooling effect. The volume flow rate could be calculated by

$$G_{system} = \left(\frac{gH\rho\Delta T}{2T_{in}D_{system}} \right)^{0.5} \quad (3)$$

4. EXPERIMENTAL SETUP

Effect of the chip allocation on convective air-cooling has been experimentally studied. In-line and staggered arrangement of 16 artificial chips each having dimensions of 18 mm.×58mm.×68mm similar to an electronic chip of 64 pins . Figure 5 shows the arrangement of the chips in both in-line and staggered. Each is made of aluminum and embedded with a thermofoil heater as a heat source of the chip. The chip model is shown in Figure 6. The chips are tested in a small wind tunnel made of acrylic plastic. The wind speed could be controlled from 0 – 1 m/s or Reynolds

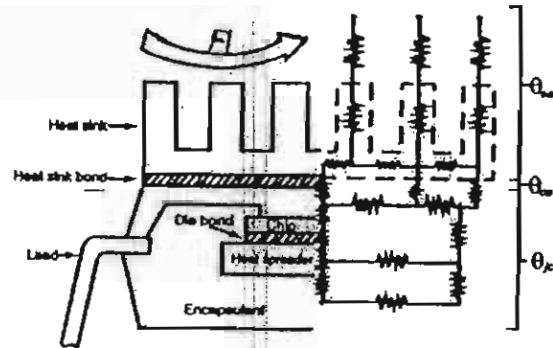


Figure 4. Thermal resistance from an electronic chip to its heat sink.

number, Re , is in a range of 0 – 14,000. Figure 7 shows the test rig. The temperature distribution could be observed with an infrared scanner shown in Figure 8.

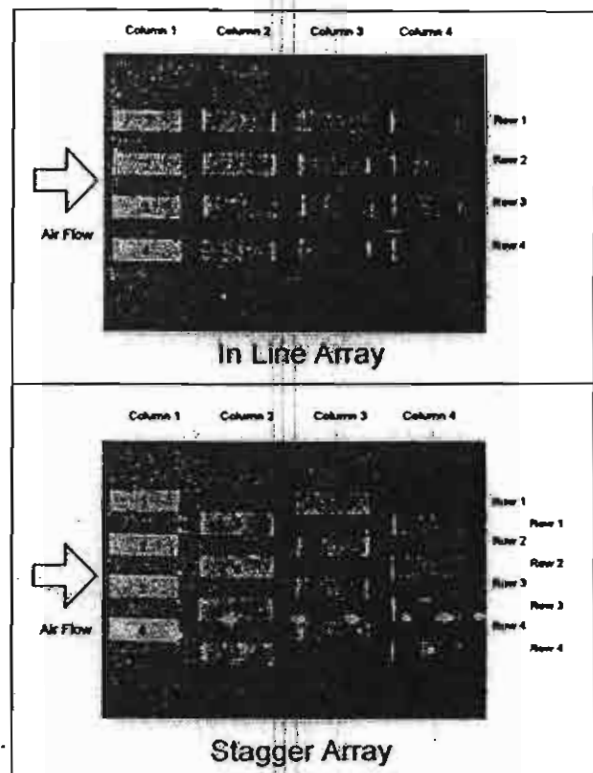


Figure 5. Inline and Stagger array

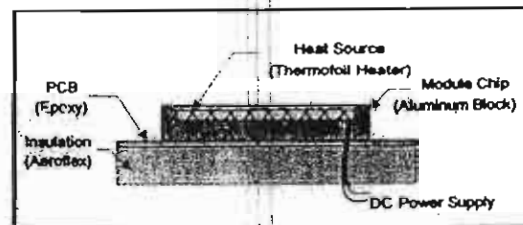


Figure 6. Structure of chip model.

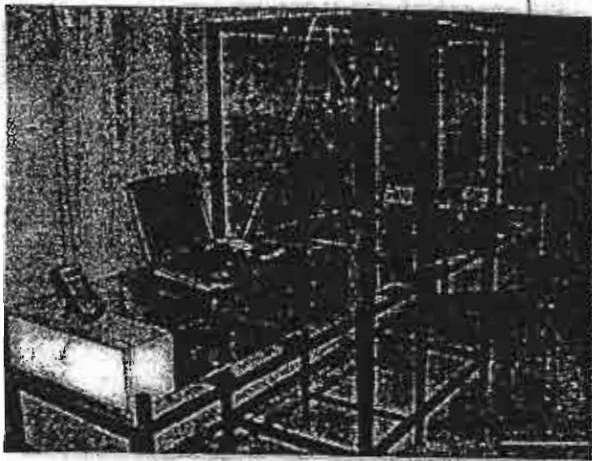


Figure 7. Small wind tunnel.

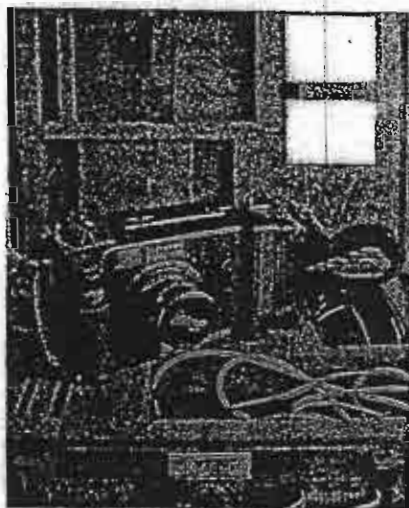


Figure 8. Infrared scanner.

5. EXPERIMENTAL ANALYSIS

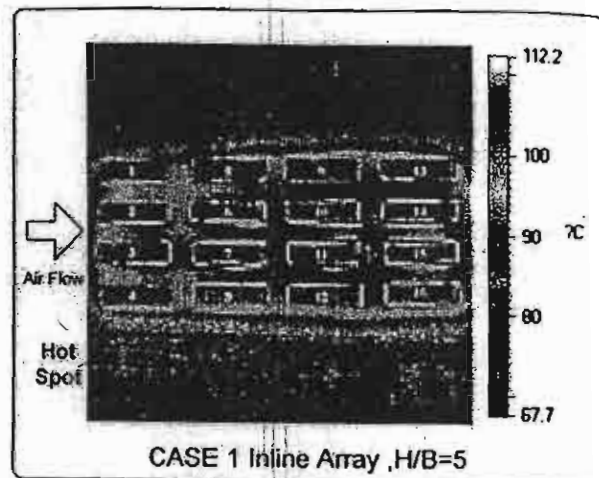
The chips allocations and arrangements similar to Figure 9 have been tested with H/B ratios of 5 and 2. The infrared scanner will detect the temperature of the total zone. Different color levels indicate the temperature of all the chips.

Each chip generates heat around 6 W or 5,700 W/m². The wind speed is controlled to be constant with an average value of 1 m/s for the overall tunnel passage. The ambient air temperature is constant at 25 °C.

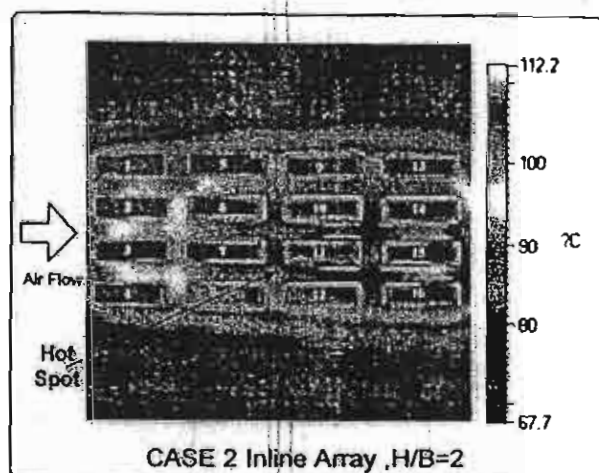


Figure 9. H/B Ratio.

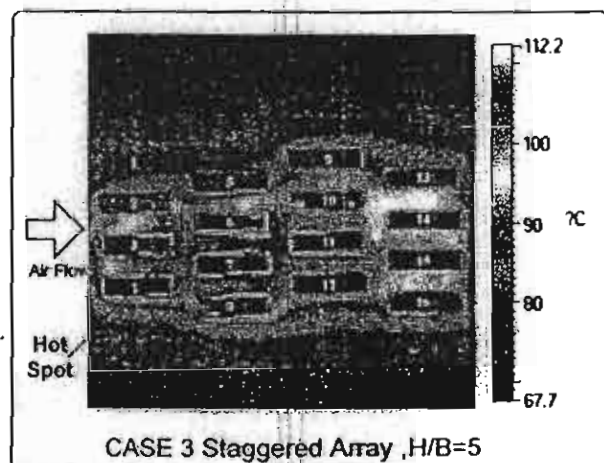
6. RESULT



(a)



(b)



(c)

From Far

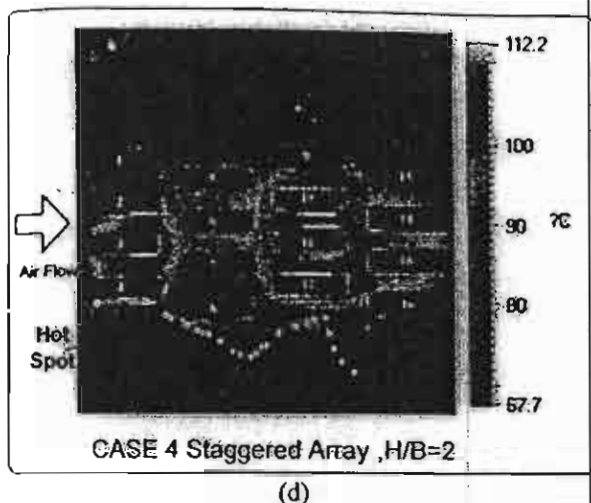


Figure 10. Photographs of chips from infrared scanner.

Figure 10 shows photographs of chips. The color tones show the temperature fields of the chip during cooling. It could be seen that the temperatures of the first column in both in-line and staggered arrangements are nearly uniform and are nearly the lowest because of high heat transfer. At the second row and the rest, the color tones indicate higher temperatures because the air temperatures are higher, which result in lower cooling. The staggered arrangement shows better cooling since higher air flow rate is obtained.

Figure 11 shows the average temperature evaluated from the infrared scanner data. The hotspots are found around the last column of the chips for in-line arrangement and around the second and the third column for staggered arrangement. Staggered arrangement shows better cooling and higher H/B results in higher air flow rate and lower the chip temperatures.

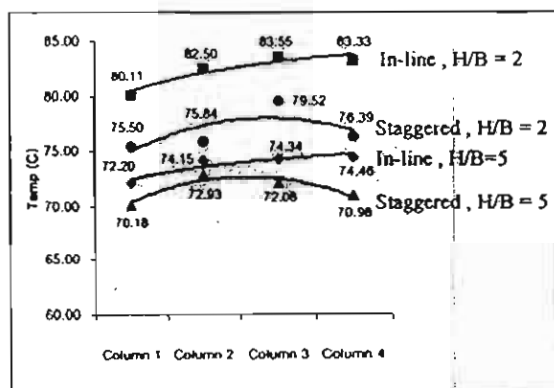


Figure 11. Average temperature.

6. CONCLUSION

Chip allocation affects the convective cooling. Infrared scanner is a tool that could detect the hot spot in the circuit board effectively. The staggered chip arrangement shows better heat transfer than the in-line one. H/B ratio also affects the chip temperatures. Higher the ratio results in better cooling.

7. NOMENCLATURE

A = area, m^2
 C_p = specific heat capacity, J/kgK
 D_{system} = Drag force of system
 h = convective heat transfer coefficient, $W/m^2 K$
 H = height, m
 Q = heat rate, W
 q = heat flux, W/m^2
 R_{eff} = effective thermal resistance, k/W
 T = temperature, $^{\circ}C$
 T_{in} = inlet temperature, $^{\circ}C$

8. ACKNOWLEDGEMENT

The authors would like to express gratitude to Thailand Research Found for supporting this research work.

9. REFERENCES

1. Azar, K. (2000). "The history of power dissipation" *Electronics Cooling Magazine*, Jan 2000, 57-80.
2. Azar, K.: "Heat Transfer from Component" *Thermal Measurements in Electronics Cooling*. CRC Press, New York, pp. 17-20, 1997.
3. Bejan, A. (1984). *Convection Heat Transfer*, John Wiley & Sons, New York.
4. Ralph, R.: "Introduction to Thermal Design of Electronic Equipment" *Thermal Design of Electronic Equipment*. CRC Press, London, pp. 1-7, 2001.
5. Delany, N.K. and Sorensen, N. E., (1953). *Low Speed Drag of Cylinders of Various Shapes*, NACA Tech. Note 3038, Ames Aeronautical Laboratory, Moffet Field, CA.



S. Chomdee

Doctoral Student
 Department of Mechanical Engineering, Chaingmai University
 Field of Research :
 Thermal Management
 M.Eng (Energy).
 B. Eng (Electrical).



N. Chotivisarut

Master Student
 Department of Mechanical Engineering, Chaingmai University
 Field of Research :
 Thermal Management
 B. Eng (Mechanical).



T. Kiatsiriroat

1955
 Professor, Dr.
 Mechanical Engineering
 Thermal System Research Unit,
 Department of Mechanical Engineering
 Chiang Mai University,
 Chiang Mai 50200, Thailand
 It is our roles to look after our globe,
 not for ourselves but for the next
 generation.

Signature

Parameters Affecting on Convective Heat Transfer of Chips on Electronic Circuit Board

Suriyon Chomdee
Doctoral Student

Tanongkiat Kiatsiriroat
Professor

Department of Mechanical Engineering
Chiang Mai University
Chiang Mai 50200, Thailand

Atipoang Nuntaphan
Engineer

Mac Mob Training Center Electricity
Generating Authority of Thailand
Mac Mob, Lampang 52220, Thailand

ABSTRACT This paper shows comparative experimental studies of the parameters affecting on convective heat transfer of in-line chips on electronic printed circuit board (PCB). The parameters considered are air velocity (V , m/s), ratio of air channel to the chip height (H/B) and ratio of chip spacing to the chip length (S/C_x). The heat transfer effects are convective heat transfer coefficient (h) and chip junction temperature (T_j). The experiments are carried out in a small wind tunnel. The experiment chips are made of aluminum with electrical heater embedded inside. The chip temperatures are monitored directly with an infrared scanner. For the chips having different heat dissipations, the highest heat flux chip should be allocated closest to the entering air, thus the hot spot on the PCB would be lowest.

1. INTRODUCTION

At present, the electronic circuit has been designed to be more compact and more functions. Small electronic circuits are integrated to be a main unit called integrated circuits (IC). Figure 1 shows prediction of the number of transistors of IC in central processing unit (CPU). The predicted number is double every 18 months [1].

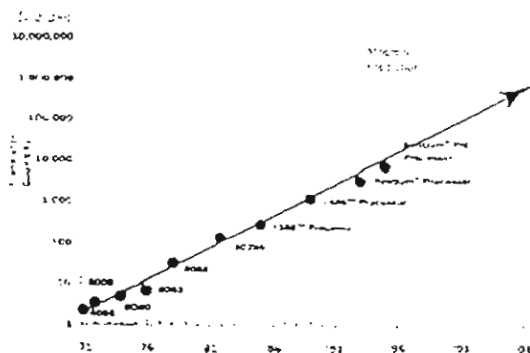


Figure 1. Prediction of transistor number contained in IC (Intel CPU) [1].

Higher number of the electronic circuits results in higher density of heat accumulated in the IC. If the thermal management is poor, the junction temperature, T_j of the electronic circuit will be high and the unit might be damaged when the temperature is higher than that recommended by the manufacturer.

To solve the thermal problem, many techniques are available, for example, air-cooling, water-cooling, micro-refrigerator cooling, heat pipe cooling, and

thermoelectric cooling. In common electronic circuit, air-cooling is normally used because of its simplicity and low operating and maintenance. This paper is to find out the effects of some parameters on the convective heat transfer of in-line electronic chips on PCB. The parameters considered are air velocity, V (m/s), ratio of air channel with chip height, H/B , and ratio of chip spacing with chip length (S/C_x). Experimental study is carried out at steady state condition in a small wind tunnel. The chips used are artificial of which the dimensions of each are $1.8 \text{ cm} \times 5.4 \text{ cm} \times 0.6 \text{ cm}$. Each chip contains electrical heater inside. The chip temperatures could be detected by an infrared camera of which the data have been calibrated with those from thermocouples.

2. STRUCTURE OF ELECTRONIC ENCLOSURE

An electronic enclosure is composed of 3 main parts, they are chip which acts as a heat source, circuit board which contains electronic chips and a system which houses all the circuit boards and other electrical facilities.



Figure 2. Structural integration of an electronic enclosure[2].

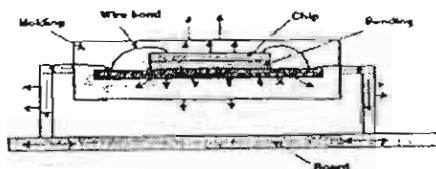


Figure 3. Heat transfer in an electronic component [2].

Figure 2 shows structural integration of an electronic enclosure. At each chip, the heat generated is conducted directly to the board under the component body, and some of the heat is conducted through the wire bond. The greatest amount of heat is picked up by forced air cooling. Figure 3 shows the heat transfer in an electronic component

3. HEAT TRANSFER BY AIR COOLING

Over 80% of heat generated from electronic chip is belong to the air convective cooling. As the heat transferred, the temperature of air could be increased. The rate of heat could be calculated from

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T \quad (1)$$

Where

Q = Heat rate from electronic chip (W)

$\dot{m}$ = Air flow rate (kg/s)

C_p = Specific heat of air (J/kgK)

ΔT = Temperature difference of downstream and upstream air (K).

The heat rate could also be calculated by

$$Q = hA(T_s - T_u) \quad (2)$$

Where

h = Convective heat transfer coefficient (W/m²K)

A = Heat transfer area of chip (m²)

T_s = Average surface temperature (°C).

T_u = Average bulk air temperature over the chip (°C)

4. EXPERIMENTAL SETUP

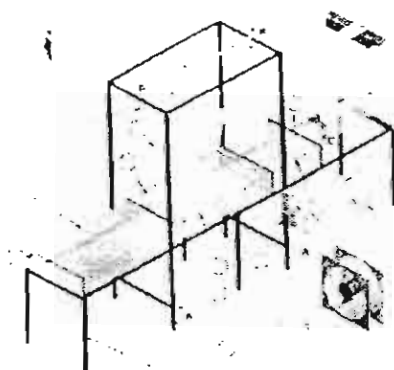


Figure 4. The small wind tunnel.

Figure 4 shows the small wind tunnel used in the experiment. The airflow rate could be controlled and the height of air channel could be adjusted. The upstream section (4) has a flow straightener (14) to keep a uniform flow of air. The test section (5) contains the tested PCB with artificial chips. A set of thermocouples are installed to measure the air temperature over the chips. An infrared camera as shown in Figure 5 is used to measure the temperatures of the chip and the PCB. The emissive of the chip material and that of the PCB have been calibrated and compared the read temperature with those from thermocouples. The temperature levels read from the camera are given by color tones and values as shown in Figure 6. At down stream section, there is a suction fan of which the air flow rate could be adjusted.

The PCB of 3.6 cm × 36 cm × 0.3cm contains 4 in-line arrayed artificial chips each of 1.8 cm × 5.4 cm. × 0.6 cm. The back of PCB is well insulated. The chips and the board arrangement is shown in Figure 7.

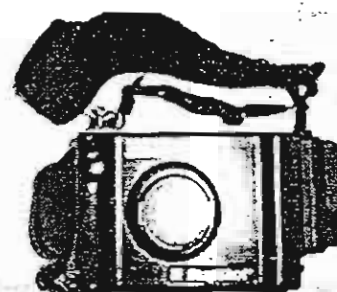


Figure 5 Infrared scanner.

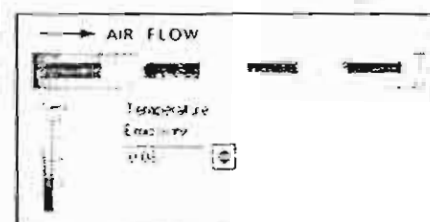


Figure 6. Temperature data from the infrared scanner.

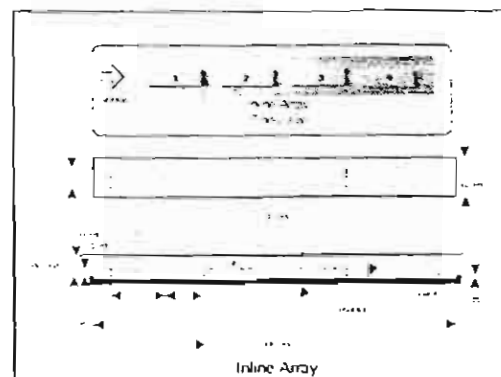


Figure 7. Chip and PCB arrangement in the test section.

RESULTS

In the experiment, the entering air temperature is constant to be 25°C . The air speed is controlled to be 3 m/s . The heat generated from each chip is 2 W .

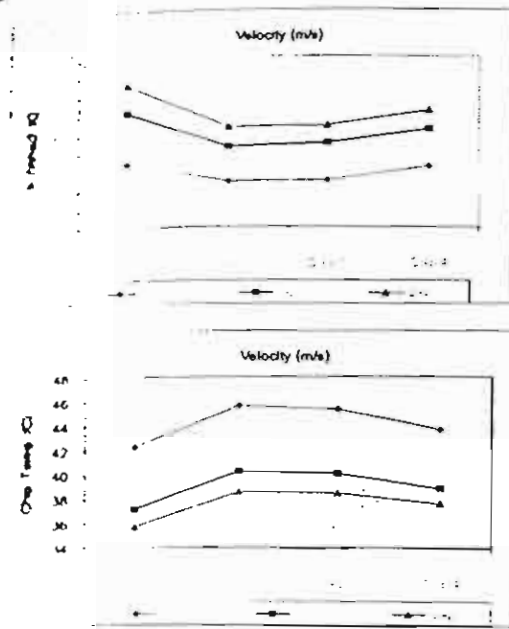


Figure 8. The effect of air velocity as h and T_c .
 $H/B = 3/0.6$ and $S/C_x = 3.87/5.8$

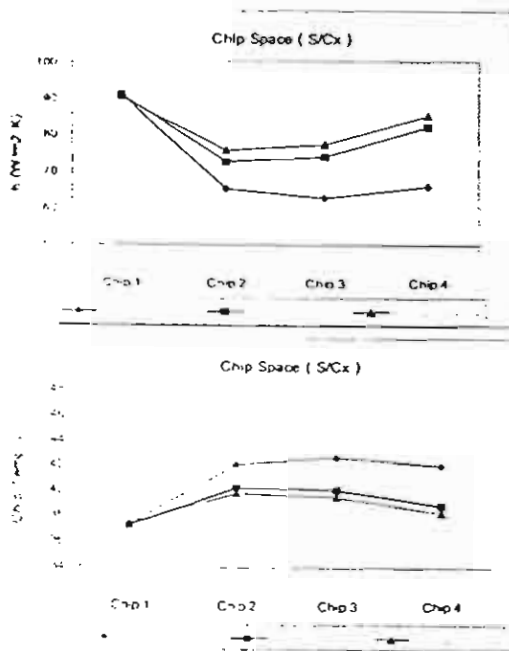


Figure 9. The effect of S/C_x as h and T_c .
The air speed = 3 m/s

From Figure 8, it could be seen that as the velocity increases the heat transfer coefficients of all the chip increase and higher heat transfer is obtained which results in lower temperatures of the chips. When the air velocity is up from 2 to 3 m/s , big differences of h and T_c could be found compared with those from 3 – 4 m/s . Highest heat transfer coefficient and lowest chip temperature are found in the first chip. Poorer indicators of heat transfer are found in the second and the third

chips since there are wakes of air occurring in front and back of each chip which result in lower heat transfer. The last chip heat transfer performance is better since the air could move freely.

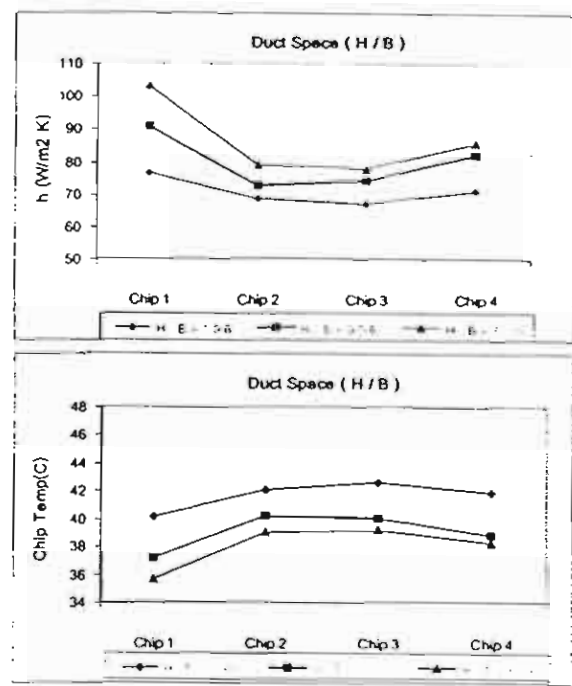


Figure 10. The effect of H/B as h and T_c .
The air speed = 3 m/s .

When the chip spacing is less, the density of the chips in an area increases thus higher heat generation of that area is obtained.

The effect of S/C_x on h and T_c . It could be found that when the spacing is decreased, less heat transfer coefficient is obtained and the chip spacing is increased better heat transfer coefficient is obtained and the chip temperature increases. As the spacing is increased better heat transfer is obtained. However, too big spacing, the increase on the heat transfer is insignificant.

Figure 10 shows the effect of H/B on h and T_c . Since the velocity of air is keep constant when the h increases result in higher mass flow rate of air. Increase of H/B then gives higher values of h and results in lower values of T_c .

Figure 11 shows the result of h and T_c when the heat generation of each chip is changed from 2 W to 8 W . The chip temperatures are then increased where the heat transfer coefficients slightly decrease since higher the heat rate, higher vorticity at back of each chip is obtained and the heat transfer is blocked

When the heat flux of each chip is different, allocation of the chips are quite important to control the hotspot on the PCB. Figure 12. Shows the effect of the allocation of one chip having highest heat flux (8 W) compared to the other chips (2 W). It could be found that the chip having highest heat flux should be positioned closest to the inlet air thus the hot spot temperature is lowest. Figure 12 also shows the result on the heat transfer coefficients.

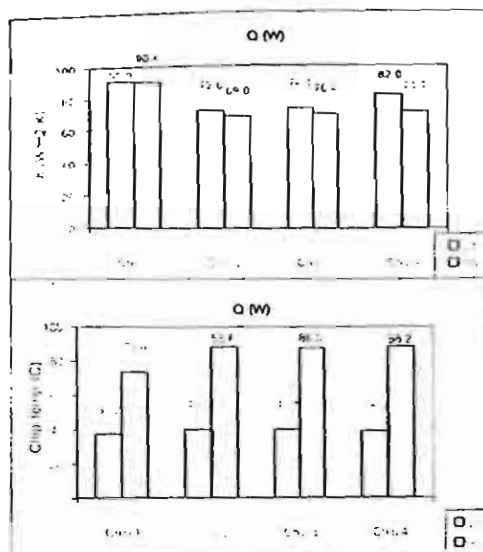


Figure 11. Effect of Q on h and T_j .

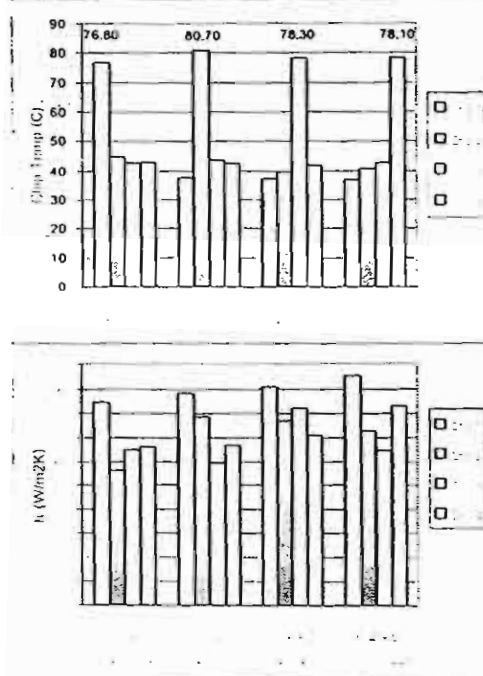


Figure 12. Effect of the position of the highest heat flux on T_j and h .

6. CONCLUSION

For in-line arrangement of chips, there is vorticity at back of each chip which retards the heat transfer to the next chip. Higher the air velocity, increase of chip spacing and increase of air channel height result in better heat transfer. When the chips generate different heat fluxes, the highest one should be positioned closest to the entering air to reduce the hot spot temperature.

7. NOMENCLAURE

A = Heat transfer area of chip (m^2)
 C_p = Specific heat of air (J/kgK)
 h = Convective heat transfer coefficient (W/m^2K)
 H/B = Ratio of air channel with chip height

$\dot{m}$ = Air flow rate (kg/s)

Q = Heat rate from electronic chip (W)

S/C_s = Ratio of chip spacing with chip length

T_j = Junction temperature ($^{\circ}C$)

T_s = Average surface temperature ($^{\circ}C$)

T_{∞} = Average bulk air temperature over the chip ($^{\circ}C$)

ΔT = Temperature difference of downstream and upstream air (K)

V = air velocity (m/s)

8. ACKNOWLEDGEMENT

The research work is funded by the Royal Golden Jubilee Ph.D. Program, Thailand Research Fund.

9. REFERENCES

1. Azar, K. (2000). "The history of power dissipation", *Electronics Cooling Magazine*, Jan 2000, 57-80.
2. Azar, K. (1997). "Heat Transfer from Component", *Thermal Measurements in Electronics Cooling*. CRC Press, New York, pp. 17-20. 1997.
3. Ralph, R. (2001). "Introduction to Thermal Design of Electronic Equipment" *Thermal Design of Electronic Equipment*. CRC Press, London, pp. 1-7. Tech. Note 3038, Ames Aeronautical Laboratory, Moffet Field, CA
4. Suriyon, C., Nammont, C., Tanongkiat, K. (2002) "Effects of Chip Allocation on Convective Cooling in Printed Circuit Board", Proc. the 9th Tri-University International Joint Seminar & Symposium, China, P 200-203



S. Chomdee

Doctoral Student
 Department of Mechanical Engineering, Chaingmai University
 Field of Research :
 Thermal Management
 M.Eng (Energy).
 B. Eng (Electrical).



T. Kiatsiriroat

1955
 Professor, Dr.
 Mechanical Engineering
 Thermal System Research Unit,
 Department of Mechanical Engineering
 Chiang Mai University,
 Chiang Mai 50200, Thailand
 It is our roles to look after our globe,
 not for ourselves but for the next generation.



A. Nuntaphan

Dr.
 Mae Moh Training Center Electricity
 Generating Authority of Thailand
 Mae Moh, Lampang 52220, Thailand
 Field of Research :
 Thermal System

Parametric Study of Thermal management in Electronic Printed Circuit Board. การศึกษาปัจจัยในการจัดการด้านความร้อน ในแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์

สุรินทร์ ชมดี

นักศึกษาปริญญาเอก

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ จังหวัด เชียงใหม่ 50200

อดิพงศ์ นันทพันธุ์

กองศูนย์ฝึกอบรมแม่เมาะ

การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย

อำเภอแม่เมาะ จังหวัดลำปาง

ทองเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

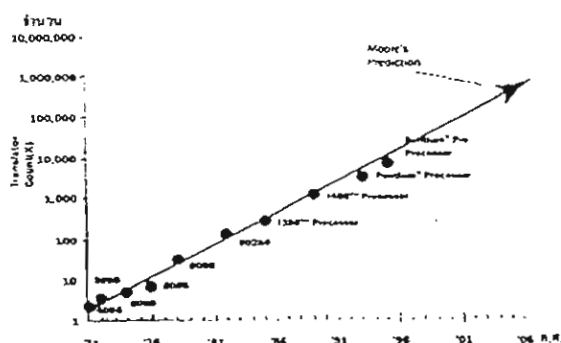
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ จังหวัด เชียงใหม่ 50200

บทคัดย่อ การศึกษานี้พิจารณาปัจจัยที่มีผลต่อการระบายความร้อนของ แผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์ (PCB) โดยพิจารณาอุณหภูมิของชิพ ซึ่งถูกสมมุติให้ใกล้เคียงกับอุณหภูมิรอยต่อชิพ (Junction Temperature) ชิพที่ทำการศึกษามีชิพจำลองที่มีขนาดความร้อนอยู่ใน การวิเคราะห์อุณหภูมิ ใช้หลักการสมดุลพลังงาน และ ใช้เทคนิคเชิงเลข ปัจจัยที่พิจารณาได้แก่ ความเร็วลม (V) ระยะห่างระหว่างชิพ (S) ค่าการนำความร้อนของแผง PCB (k) และ อัตราความร้อนที่ปลดปล่อยจากชิพ (Q) จากการศึกษาพบว่าปัจจัยที่มีผลต่ออุณหภูมิ ตามลำดับความสำคัญได้แก่ Q V k และ S และ ถ้ามีชิพตัวใดที่มีค่า Q สูงกว่าตัวอื่น ๆ ควรจัดวางชิพตัวดังกล่าว เป็นตัวแรกที่ระบายความร้อนสู่อากาศ

Abstract This research study considers the parameters affecting the cooling of electronic printed circuit board by considering the chip temperature which is assumed to be as that of the junction temperature. The chips considered are artificial ones those having electrical heater inside. Analyses of temperatures are carried out by using energy balance with the numerical technique. The factors considered are air speed (V), chip spacing (S), PCB thermal conductivity (k), and heat dissipation from each chip (Q). It could be found that the main factor is Q followed by V k and S, respectively. When there is one chip generates higher Q, that one should be located firstly to the cooling air.

1. บทนำ

ปัจจุบันการออกแบบแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์มีขนาดเล็กลง และการเพิ่มความสามารถในการทำงานให้สูงขึ้น เป็น 2 ประเด็นใหญ่ที่ช่วยส่งเสริมให้เกิดการรวมตัวของความร้อน สิ่งที่ชัดเจนคือการรวบรวมอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ขนาดเล็กหลาย ๆ วงจรเข้าไว้ด้วยกันเป็นวงจรหลัก หรือที่เรียกกันว่า IC (Integrated Circuits) รูปที่ 1 เป็นข้อมูลที่เปรียบเทียบกับการทำงานจำนวน Transistor ภายใน IC ของ หน่วยประมวลผลกลาง (CPU) มีการประมาณว่า จะมีจำนวนเพิ่มขึ้นเป็นเท่าตัวในทุก ๆ 18 เดือน [Azar (2000)]



รูปที่ 1 กราฟการเพิ่มจำนวน Transistor
กับวงจรของ IC (Intel CPU) (ที่มา: Azar (2000))

เมื่อมีวงจรอิเล็กทรอนิกส์จำนวนมากบรรจุไว้ภายในทำให้เกิดความหนาแน่นของความร้อนภายใน IC ตัวนั้นๆ ถ้าความร้อนที่เกิดขึ้นไม่ได้รับการจัดการที่ดี จะส่งผลให้ Junction Temperature (T_j) ของอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์มีค่าสูงขึ้น ซึ่งจะก่อให้เกิดความเสียหายเมื่ออุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิทำงานที่ออกแบบมาจากรองงานผู้ผลิต และเมื่อนำอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ต่าง ๆ มาประกอบกันเข้าไว้ในแผงวงจร จึงมีความจำเป็นอย่างยิ่งที่ ต้องทำการศึกษถึง การจัดการทางด้านความร้อน (Thermal Management)

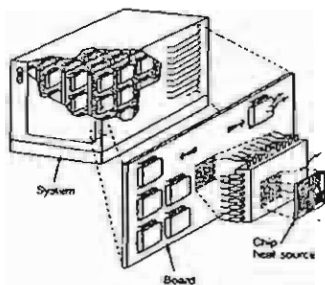
แนวทางในการจัดการกับปัญหาทางด้านความร้อน ในปัจจุบันมีหลายวิธี เช่น Water Cooling, Micro-Refrigerator Cooling, Heat Pipe Cooling, Thermoelectric Cooling ซึ่งนำมาใช้แทนวิธีการระบายความร้อนด้วยอากาศ เนื่องจากคุณสมบัติของอากาศที่มีข้อด้อย คือ ความหนาแน่น ความจุความร้อนจำเพาะ และ ค่าการนำความร้อน ที่ต่ำ แต่ถึงอย่างไร การระบายความร้อนด้วยอากาศ ก็ยังมีจุดเด่น คือ อุปกรณ์ และ ค่าบำรุงรักษาที่ต่ำอีกทั้งสามารถดำเนินการได้สะดวก ดังนั้นวิธีนี้จึงยังเป็นตัวเลือกลำดับแรกในการระบายความร้อนให้กับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ ราชงานนี้จึงมุ่งเน้นที่จะทำการศึกษเชิงเปรียบเทียบผลกระทบที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงตัวแปรที่เป็นปัจจัยต่อการถ่ายเทความร้อนในแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์ ดังเช่น ความเร็วลม ระยะห่างระหว่างชิพ วัสดุที่ใช้ทำแผงวงจร ความร้อนที่ปลดปล่อย และ ค่าแห่งการ

จัดวาง Chip โดยใช้วิธีวิเคราะห์เชิงตัวเลข (Numerical Technique) แบบ สมดุลทางพลังงาน (The Energy Balance Method) เพื่อคำนวณ อุณหภูมิของแผงวงจร และ อุณหภูมิของ Chip, T_j

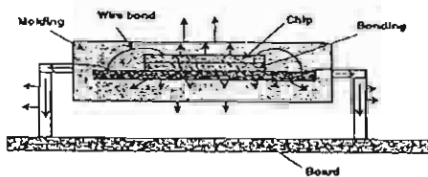
2. โครงสร้างระบบทางอิเล็กทรอนิกส์

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 2 เป็นการแสดงโครงสร้างของระบบอิเล็กทรอนิกส์ ซึ่งฉายภาพของส่วนต่าง ๆ ภายในระบบ เมื่อพิจารณาตัว Chip ที่เป็นแหล่งจ่ายความร้อนนั้น ยังมีส่วนประกอบต่าง ๆ ที่มาเป็นส่วน ห่อหุ้ม และ รองรับตัว Chip นั้นไว้ ซึ่งมีส่วนช่วยในการถ่ายเทความร้อนออกจากตัว Chip สู่อากาศโดยที่ โครงสร้าง และ การถ่ายเทความร้อนของ Chip แสดงในรูปที่ 3



รูปที่ 2 ภาพฉายโครงสร้างของระบบทางอิเล็กทรอนิกส์
[ที่มา: Azar(1997)]



รูปที่ 3 โครงสร้าง และ การถ่ายเทความร้อนของ Chip
[ที่มา:Azar(1997)]

3. ความต้านทานความร้อน (Thermal Resistance) , อุณหภูมิรอยต่อ (Junction Temperature)

จากรูปที่ 4 ค่าความต้านทานความร้อน จาก Junction สู่ Case θ_{jc} นี้ได้รับการออกแบบมาจากโรงงานผู้ผลิต โดยที่โรงงานผู้ผลิตจะคำนึงถึงปัจจัย อาทิ อุณหภูมิสูงสุดที่ยอมรับได้ของ T_j ราคของวัสดุในกระบวนการผลิต และ อัตราความร้อนที่ปลดปล่อยออกจากตัว Chip

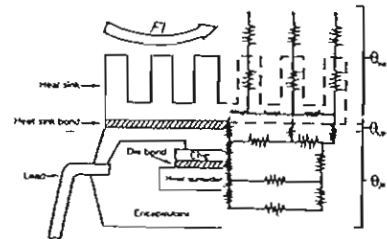
Azar (1997) ทำการพิจารณาถึงลงไปในการละเอียดเพื่อคำนวณหา T_j ในระดับของการปลดปล่อยความร้อนจากภายใน Chip ผ่าน

มายังส่วนต่าง ใน Package สู่ Board และ สิ่งแวดล้อม ในลักษณะดังรูปที่ 3 ถ้า T_j สามารถคำนวณหาได้จาก

$$T_j = T_a + R_{jg} \left(\frac{hA_c}{2} + 2hA_b \right) + \frac{hA_c T_a}{2} + \frac{h(A_c + A_b)T_a - hA_b \left(\frac{Q_s}{2\rho V_{1,4} A_{1,4} C_p} \right) + T_i}{2} \quad (1)$$

แต่ถ้าพิจารณาเพียงภาพรวมของค่าความต้านทาน ดังรูปที่ 4 การหา T_j สามารถหาได้จาก

$$T_j = T_a + \theta_{jc} q \quad (2)$$



รูปที่ 4 ค่าความต้านทานความร้อน ของ Chip/Heat sink
[ที่มา: Ralph (2001)]

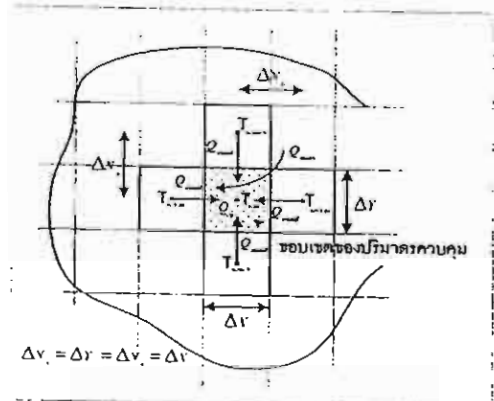
4. วิธีสมดุลพลังงาน (The Energy Balance Method)

หลักการ ไม่สูญเสียไปของพลังงานภายในปริมาตรควบคุมรอบจุด m,n ในการนำความร้อนแบบสองมิติในสภาวะสม่ำเสมอ กฎการไม่สูญเสียไปของพลังงาน คือ

$$\sum_{i=1}^4 q_{i \rightarrow m,n} + Q_s = 0 \quad (3)$$

โดยที่ Q_s = อัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนเข้าในปริมาตรควบคุม

Q_s = อัตราการผลิตพลังงานภายในปริมาตรควบคุม



รูปที่ 5 การนำความร้อนจากจุดข้างเคียงมาสู่ศูนย์กลาง และการพาความร้อนที่ผิวด้านบน

พิจารณาการนำความร้อนจากจุด $m+1,n$ มายังจุด m,n พื้นที่ความร้อนที่เคลื่อนที่ผ่านคือ $(\Delta N_x \times \Delta N_y)$ ระยะห่างระหว่างจุดคือ ΔN_x ความแตกต่างของอุณหภูมิคือ $T_{m+1,n} - T_{m,n}$ ซึ่งสามารถเขียนให้อยู่ในรูป สมการได้ดังนี้

$$Q_{(m+1,n) \rightarrow m,n} = \frac{k \Delta N_y (\Delta N_y (T_{m+1,n} - T_{m,n}))}{\Delta N_x} \quad (4)$$

เมื่อพิจารณาจุดอื่นๆ สามารถเขียนให้อยู่ในรูปสมการได้ดังนี้

$$Q_{(n-1) \rightarrow (n)} = \frac{[k\Delta N_x \Delta N_y (T_{n-1} - T_n)]}{\Delta N_x} \quad (5)$$

$$Q_{(n-1, n) \rightarrow (n, n)} = \frac{[k\Delta N_x \Delta N_y (T_{n-1} - T_n)]}{\Delta N_x} \quad (6)$$

$$Q_{(n, n-1) \rightarrow (n, n)} = \frac{[k\Delta N_x \Delta N_y (T_{n-1} - T_n)]}{\Delta N_x} \quad (7)$$

พลังงานที่เกิดขึ้นในปริมาตรควบคุมเขียนในรูปสมการได้ดังนี้

$$Q_s = q'' \Delta N_x \Delta N_y \Delta N_z \quad (8)$$

การถ่ายเทความร้อนแบบการพาความร้อนจากของไหลที่อุณหภูมิ T_f มายังพื้นผิวที่อุณหภูมิ $T_{n,m}$

$$Q_{conv} = hA(T_f - T_{n,m}) \quad (9)$$

โดยที่
$$h = \frac{k_{eff} CR_x P_r^{\frac{1}{4}}}{H} \quad [2] \quad (10)$$

อุโมงค์ลมมีลักษณะเป็นรูปสี่เหลี่ยมคางหมู $C = 0.160$, $n = 0.699$ [2]

เมื่อรวมการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดไปสู่ปริมาตรควบคุม และ ทำการจัดรูปสมการ จะได้สมการดังนี้

$$\begin{aligned} & - \left[n_s + n_k \left(\frac{2k_1}{k_1 + k_2} \right) + \frac{h\Delta N_x \Delta N_y}{\Delta N_x k_2} \right] T_{n,m} + T_{n+1,m} + T_{n-1,m} \\ & + T_{m,n+1} + T_{m,n-1} + \frac{2k_1}{k_1 + k_2} (T_{m+1,n} + T_{m-1,n} + T_{m,n+1} + T_{m,n-1}) \\ & = - \left(\frac{h\Delta N_x \Delta N_y}{\Delta N_x k_2} T_{f(n)} + \frac{q'' \Delta N_x \Delta N_y}{k_{chip}} \right) \quad (11) \end{aligned}$$

5. การวิเคราะห์เชิงเลข

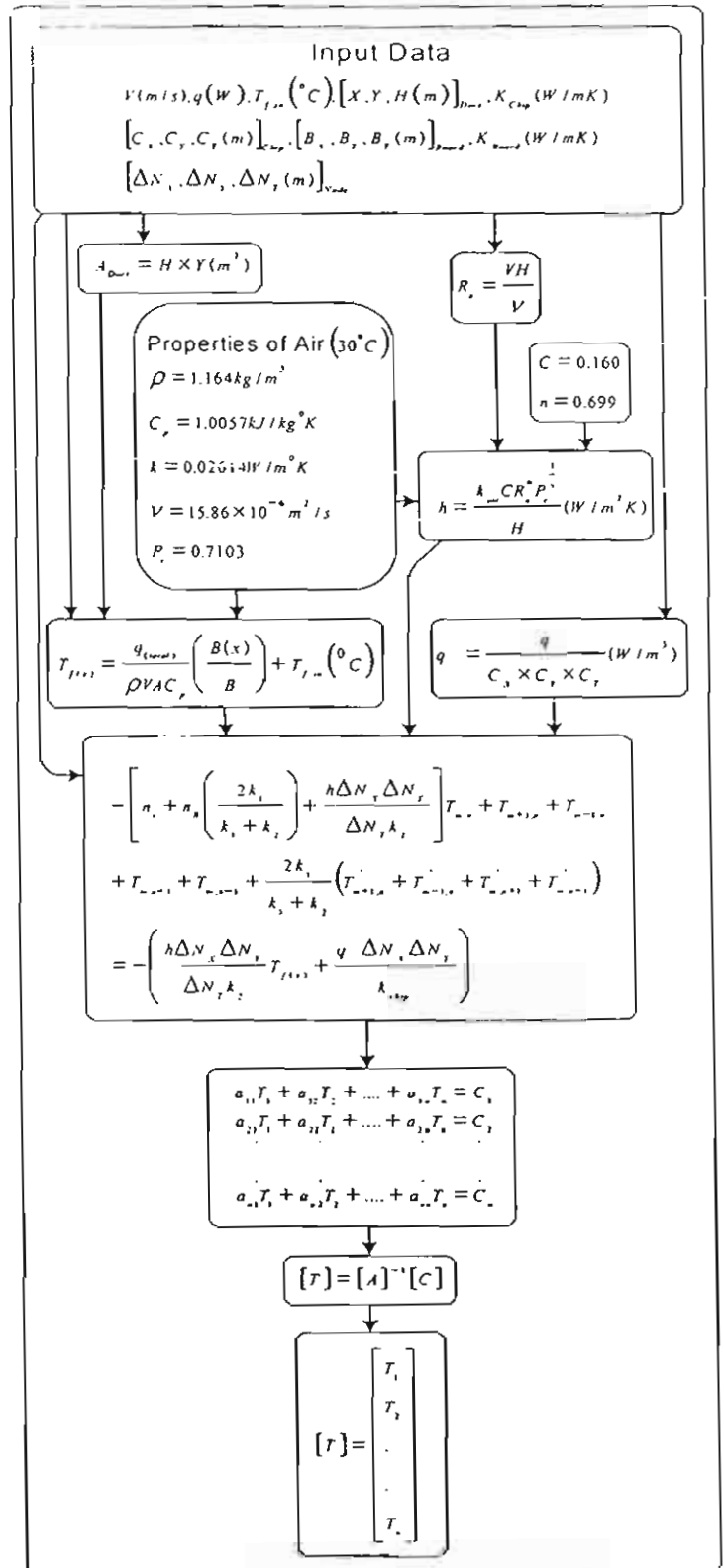
ในการวิเคราะห์เชิงตัวเลขเพื่อศึกษาปัจจัยที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์นั้น ได้กำหนดตั้งสมมติฐานที่ใช้ในการวิเคราะห์ไว้ดังนี้

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

Chip ซึ่งเป็นแหล่งจ่ายความร้อน มีมิติเท่ากับ 18mm.X 54mm.X3mm. จำนวน 4 ตัว ทำการจัดวางแบบ Inline Array บนแผงวงจรขนาด 3.6cm.X36cm.X0.3cm. ดังรูปที่ 7 ซึ่งสามารถแบ่ง Node ขนาด N_x , N_y และ N_z เท่ากับ 0.009 0.009 และ 0.003 m.

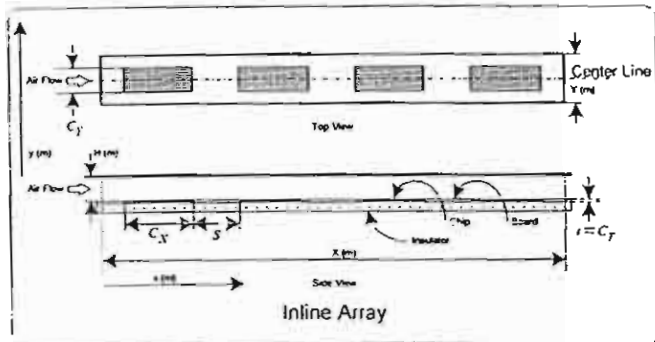
ลมละล้า ไล่อากาศ 160 Node และ แผงวงจรติดตั้งภายในอุโมงค์ลมที่สามารถปรับระดับ ความสูงของช่องลม (H,m) และ ความเร็วของลม (V,m/s)

การวิเคราะห์เชิงเลข ดังรูปที่ 6 แสดงขั้นตอนการคำนวณอุณหภูมิในแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์ซึ่งมีการจัดวาง Chip ดังรูปที่ 7 โดยทำการป้อน



รูปที่ 6 ขั้นตอนการคำนวณอุณหภูมิแผงวงจร

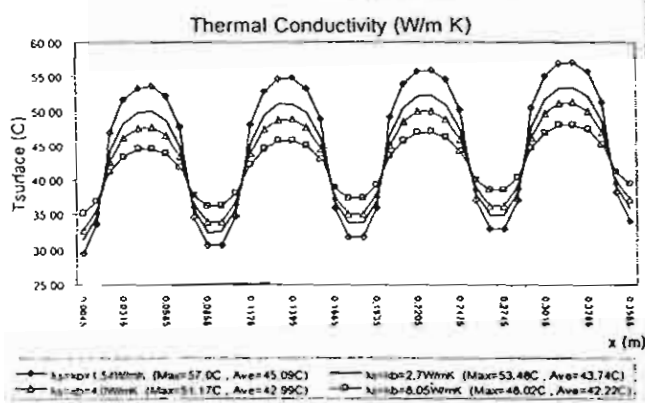
ข้อมูลลงในสมการคำนวณกระบวนการเพื่อคำนวณ ค่าคงที่ในสมการที่แสดง ความสัมพันธ์ ของอุณหภูมิ ณ Node ที่กำลังพิจารณา และทำการคำนวณซ้ำจนได้สมการครบทุก Node แล้วจัดรูปให้อยู่ในลักษณะสมการเชิงเส้น จากนั้นทำการแก้สมการโดย วิธีการผกผันของเมทริกซ์ (Matrix Inversion Method) ข้อมูลอุณหภูมิที่ได้จะนำมาเฉพาะ Node ที่อยู่ในแนว Center Line เพื่อนำมาศึกษาเชิงเปรียบเทียบในลำดับต่อไป



รูปที่ 7 การจัดวาง Chip ในแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์

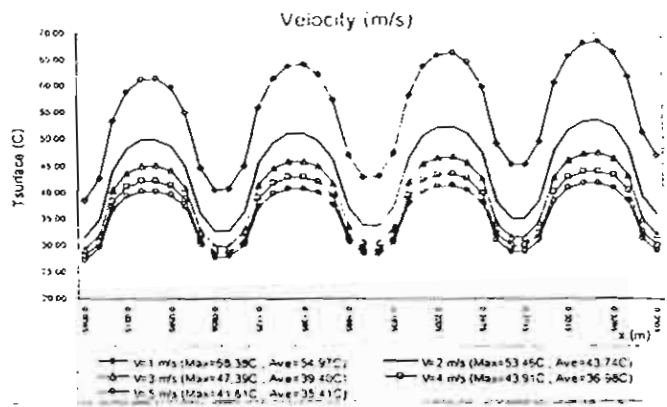
7. ผลการศึกษา

ในการศึกษาเชิงเปรียบเทียบนั้นจะใช้กรณี ที่ อุณหภูมิของอากาศเข้ามีค่า 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



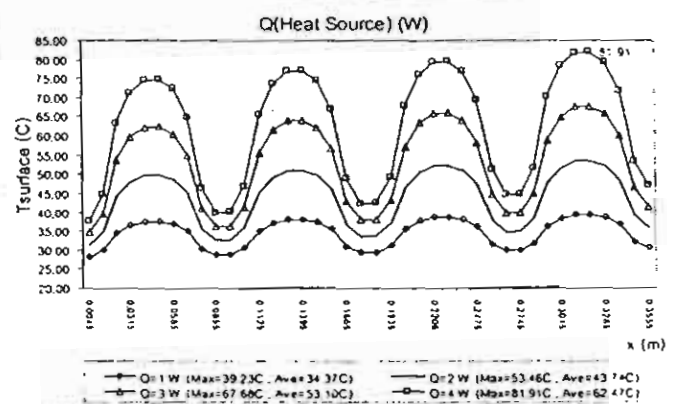
รูปที่ 8 อุณหภูมิที่เส้น Center Line เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงค่า Thermal Conductivities $k_b(\text{W/m}^{\circ}\text{K})$

ผลกระทบจากการเปลี่ยนแปลงค่า k_b โดยใช้ค่าจากคุณสมบัติของวัสดุประเภทพลาสติกที่ใช้ในการขึ้นรูป Chip และ PCB ดังเช่น Polystyrene ABS Epoxy และ Polyimide ซึ่งมีค่าเท่ากับ 1.54 2.7 4 และ 8.05 W/mK ตามลำดับ จากรูปที่ 8 พบว่าอุณหภูมิของ Chip และ PCB จะมีค่าแปรผกผัน กับ การนำความร้อนของวัสดุ นั่นคือวัสดุที่มีค่า k สูง จะช่วยเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนทำให้ อุณหภูมิของ Chip และ PCB ลดต่ำลง อย่างไรก็ดีความยังมี ปัจจัยเกี่ยวกับราคา ต้นทุนของวัสดุที่ควรพิจารณาควบคู่กันไป



รูปที่ 9 อุณหภูมิที่เส้น Center Line เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงค่าความเร็วลม $V(\text{m/s})$

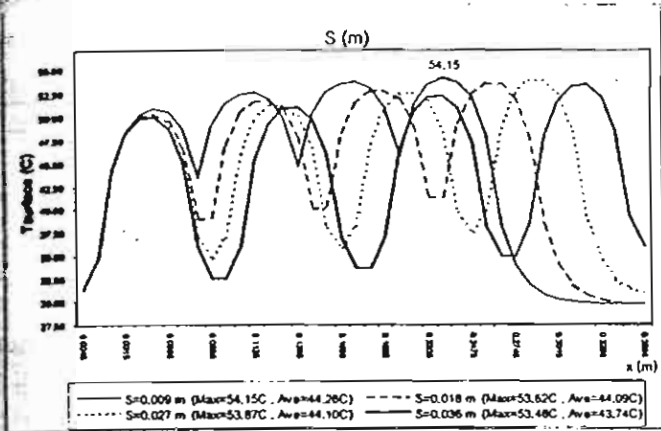
เมื่อพิจารณาถึงปัจจัยทางด้านระดับของความเร็วลม ดังรูปที่ 9 พบว่าระดับความเร็วลม มีค่าแปรผกผัน กับ อุณหภูมิของ Chip และ PCB นั่นคือ V ที่สูงขึ้นจะช่วยเพิ่มค่า Renolds Number ทำให้ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น และ เมื่อพิจารณาความเร็วลมในช่วง 1-3 m/s จะมีการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในอัตราที่มาก แต่ถ้าเลขช่วงดังกล่าวไปแล้ว ผลของการเปลี่ยนแปลงจะมีค่าไม่มากนัก นั้นหมายถึงในการออกแบบระบบควรคำนึงถึง ระดับความเร็วลมที่เหมาะสม



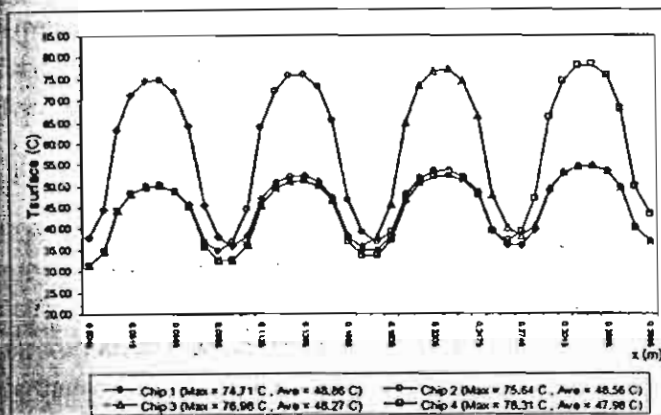
รูปที่ 10 อุณหภูมิที่เส้น Center Line เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงค่าการปลดปล่อยความร้อน $Q(\text{W})$

อัตราความร้อนที่ปลดปล่อยออกจาก Chip เป็นปัจจัยที่สำคัญยิ่งเนื่องจากคือต้นเหตุของปัญหาทางด้านความร้อน โดยที่ปัจจัยอื่นๆที่ทำการพิจารณาอยู่นี้ คือแนวทางในการจัดการกับความร้อนที่เกิดขึ้นให้เป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพ ซึ่งจากรูปที่ 10 พบว่าค่า Q มีค่าแปรผันตรง กับอุณหภูมิของ Chip และ PCB ในลักษณะเชิงเส้น

ในการออกแบบระบบทางอิเล็กทรอนิกส์ ให้มีขนาดเล็ก และ กะทัดรัดนั้นย่อมทำให้แผงวงจรมีขนาดเล็กลงตาม ซึ่งทำให้ Chip บนแผงวงจรมีความหนาแน่นสูงขึ้น เมื่อพิจารณาถึงระยะห่างในจัดวาง Chip นั้นพบว่าเมื่อระยะห่างระหว่าง Chip มีค่าน้อยลงดังรูปที่ 11 จะส่งผลให้ อุณหภูมิค่าสูงขึ้น เนื่องจากเกิดการรวมตัวของความร้อน ทำให้การถ่ายเทความร้อนสู่สิ่งแวดล้อมยากยิ่งขึ้น

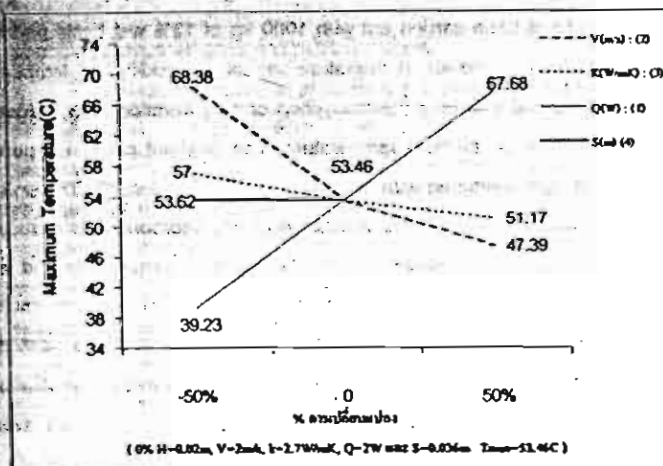


รูปที่ 11 อุณหภูมิที่เส้น Center Line เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงระยะห่างระหว่าง Chip S(m)



รูปที่ 12 อุณหภูมิที่เส้น Center Line เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงค่า Q เป็น 4 W. ที่ Chip บางตัว

การจัดวางตำแหน่งของ Chip ที่มีค่าการปลดปล่อยความร้อนมาก ดังแสดงในรูปที่ 12 พบว่า การจัดวางในตำแหน่งของ Chip ตัวที่ 1 นั้นส่งผลให้อุณหภูมิของ Chip ตัวดังกล่าวมีค่าต่ำที่สุด เนื่องจากได้สัมผัสกับของไหลที่อุณหภูมิค่อนข้างต่ำ นอกจากนี้ความร้อนที่ปลดปล่อยจาก Chip ก็มีได้รับจาก Chip ตัวถัดไปมากนัก



รูปที่ 13 ผลการวิเคราะห์ความไวของปัจจัย

จากผลการศึกษานี้สามารถสรุปได้จากรูปที่ 13 โดยวิธีการวิเคราะห์ความไวจากปัจจัยต่างๆ ซึ่งทำการเปรียบเทียบจากข้อมูลฐานที่กำหนดไว้กับการเพิ่มและลดค่าปัจจัยเหล่านั้น +50% และ -50% และใช้อุณหภูมิสูงสุดบนแผงวงจรเป็นดัชนีชี้วัด ผลที่ได้แสดงให้เห็นถึงลำดับความสำคัญของปัจจัยต่างๆ ดังนี้ Q, V, k และ S ตามลำดับ โดยที่การเปลี่ยนแปลงค่า Q และ S จะให้ผลลักษณะเป็นเชิงเส้น

7. สรุปผลการศึกษา

จากผลการศึกษาปัจจัยต่างๆ พบว่า

ก. อัตราความร้อน (Q) ที่ปลดปล่อยจากชิพ ในระบบอิเล็กทรอนิกส์ ซึ่งเป็นต้นทางของปัญหา คือ ปัจจัยหลักที่ส่งผลกระทบต่อค่าความร้อนในระบบ

ข. การปรับระดับความเร็วลม (V) ให้สูงเป็นการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (h) ซึ่งให้ระบบมีการถ่ายเทความร้อนที่ดีขึ้น อุณหภูมิของชิพ และแผงวงจร จึงมีค่าลดลง ปัจจัยนี้มีความสำคัญรองจากค่า (Q)

ค. การเปลี่ยนวัสดุที่ใช้ในการทำชิพ และแผงวงจร ให้มีค่า k สูงขึ้นมีส่วนช่วยให้การนำความร้อนสูงขึ้น ส่งผลให้อุณหภูมิชิพ และแผงวงจรมีค่าต่ำลง แต่เมื่อเทียบกับการปรับระดับความเร็วลม (V) พบว่าค่า V ที่เพิ่มขึ้นในอัตราเดียวกัน จะช่วยในการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่า อีกทั้งมีความสะดวกในการดำเนินการ

ง. การเปลี่ยนแปลงระยะห่างระหว่างชิพ (S) มีผลต่ออุณหภูมิของชิพ และแผงวงจร ไม่มากนัก เมื่อเทียบกับปัจจัยอื่นๆ แต่ในกรณีของแผงวงจรที่มีความหนาแน่นของชิพสูง การจัดวางชิพในแผงวงจรให้เหมาะสมมีความสำคัญมาก ต่อการถ่ายเทความร้อนในระบบอิเล็กทรอนิกส์

แนวโน้มของปัจจัยที่กล่าวมาได้นั้น สามารถใช้เป็นแนวทางในการจัดการทางด้านความร้อนของระบบอิเล็กทรอนิกส์ และใช้เป็นข้อมูลเบื้องต้นในการออกแบบระบบอิเล็กทรอนิกส์ในลำดับต่อไป

9. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับทุนสนับสนุนจาก โครงการปริญญาเอกกาญจนาภิเษก สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.)

10. เอกสารอ้างอิง

1. จารุทัศน์ วงษ์สันต์ (2544) , "Matrix Inversion Method" ,MATLAB สำหรับการแก้ปัญหาทางวิศวกรรม , 145-147.
2. นักสิทธิ์ ฐวัฒนาธิ (2533) , "The Energy Balance Method" ,HEAT TRANSFER ,103-119.
3. Azar, K. (2000)."The history of power dissipation" ,Electronics Cooling Magazine, Jan 2000. , 57-80.
4. Azar, K.: "Heat Transfer from Component" ,Thermal Measurements in Electronics Cooling . CRC Press.,New York , pp. 17-20, 1997.
5. Ralph, R. : "Introduction to Thermal Design of Electronic Equipment" Thermal Design of Electronic Equipment. CRC Press ,London , pp. 1-7 ,2001.

การพาความร้อนของชุดแท่งจตุรัสร้อนที่ทำมุม 45 องศาและเรียงตัวในแนวเดียวกัน Convective Heat Transfer of Uniformly Heated in-lined Square Chip at 45 Degree Tilting

นันท ไซติวิตรุค

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

ณัฐ รวยศ

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

อำเภอเมือง จังหวัดเชียงใหม่ 50200

ทองเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

อำเภอเมือง จังหวัดเชียงใหม่ 50200

บทคัดย่อ โครงการวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาเปรียบเทียบความสามารถในการพาความร้อนของชิพที่จำลองจากวัสดุอลูมิเนียมขนาด $100 \times 100 \times 12$ มิลลิเมตร จำนวน 5 ตัวที่จัดวางแบบแถวตรงแนวเดียวบนแผง PCB ระหว่างการจัดวางในลักษณะที่ด้านหนึ่งของชิพจำลองหันปะทะตั้งฉากกับแนวการเคลื่อนที่ของอากาศ กับกรณีซึ่งชิพจำลองแต่ละตัวจะถูกบิดมุม 45 องศากับแบบแรก เมื่อทำการวิเคราะห์หาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของชุดชิพที่อยู่ในรูปตัวเลขเซลล์ในแต่ละกรณีนั้นขึ้นอยู่กับตัวเลขเรย์โนลด์ของการไหล, ค่าอัตราส่วนความสูงของช่องอากาศต่อความสูงของชิพและค่าอัตราส่วนระยะห่างจุดตัดเส้นทแยงมุมชิพต่อความสูงของช่องอากาศ การทดลองได้กระทำในอุโมงค์ลมความเร็วต่ำที่สามารถควบคุมความเร็วอากาศแบบราบเรียบบริเวณเข้าก่อนปะทะแผง PCB ได้ อุณหภูมิของชิพจำลองแต่ละตัวที่ถูกวัดโดยกล้องอินฟราเรดถูกนำมาคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของชิพจำลองในทั้งสองกรณี ที่ความสูงของช่องอากาศ, ระยะห่างระหว่างตัวชิพจำลองและความเร็วลมค่าต่างๆ ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนตามตำแหน่งที่ชิพจำลองอันแรกสุดจะมีค่าสูงที่สุดในทั้งสองกรณีการจัดวางและจะมีค่าลดลงตามตำแหน่งจนถึงชิพจำลองตัวที่ 4 ซึ่งมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนต่ำที่สุด และจะมีค่ากลับสูงขึ้นอีกที่ชิพจำลองตัวสุดท้าย ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าการวางชิพจำลองให้บิดมุมเอียง 45 องศาปะทะกับแนวการเคลื่อนที่ของอากาศ จะให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยรวมที่สูงกว่าการวางให้ชิพจำลองบิดมุม 90 องศาปะทะตั้งฉากกับแนวการเคลื่อนที่ของอากาศ 25.8 % และเมื่อนำข้อมูลที่ได้ไปวิเคราะห์การถดถอยพหุคูณเชิงเส้นที่ระดับความเชื่อมั่น 95% แล้วได้สมการที่ใช้หาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในรูปของตัวแปรเรย์โนลด์

Abstract The objective of this research is to compare heat transfer coefficient of two cases. Steady- state convective heat-transfer for laminar air-flows over a horizontally-orientated simulated printed-circuit board (PCB) assembly have been measured experimentally. The considered assembly consisted of a plate with uniformly heated in-lined square chips mounted orthogonal to the mean air-flow is the first case. The second case is moving chips around 45 degree angle or situating one of its corner to the air-flow. Changing the channel-height, space between chips and air velocity are done. In both cases, the local heat transfer coefficient of the first chip has maximum the local heat transfer coefficient and be decrease by chip's position to the fourth chip which has minimum the local heat transfer coefficient, and then increase at the fifth chip. Under otherwise identical conditions, the second case's overall heat transfer coefficient is much more than the other one by 25.8%. Mathematical correlations of both cases were determined between Nusselt number (Nu_H), Reynolds number (Re_H), the channel-height to chips protrusion and space between chips to channel-height ratios, namely (H/B) and (S_c/B) at 95% confidence.

1. บทนำ

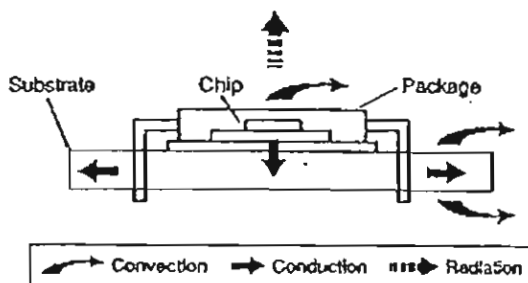
ในวงจรอิเล็กทรอนิกส์มีความร้อนเกิดขึ้นเสมอ ซึ่งหากระบายความร้อนนี้ไม่ทันจะก่อให้เกิดความเสียหายแก่สมรรถนะของวงจรอิเล็กทรอนิกส์นั้น ๆ โดยของไหลที่ใช้ระบายความร้อนคืออากาศซึ่งมีจุดเด่นคืออุปกรณ์และค่าบำรุงรักษาที่ต่ำ อีกทั้งสามารถดำเนินการได้สะดวก ในงานวิจัยนี้ได้มุ่งเน้นการศึกษาโดยใช้วิธีการระบายความร้อนด้วยอากาศโดยใช้เทคนิคในการจัดวางตัวชิพบนแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์ให้มีความเหมาะสมเพื่อเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อน ซึ่งเมื่อเราสามารถเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนโดยใช้เทคนิคเพียงการเปลี่ยนมุมวางของชิพแล้วทำให้เราสามารถลดพลังงานที่ป้อนเข้าสู่เครื่องกำเนิดการเคลื่อนที่ของอากาศได้ในกรณีที่ต้องการค่าความสามารถในการถ่ายเทความร้อนที่เท่าเดิม

จากการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมาเน้น ค่าความสามารถในการถ่ายเทความร้อนนั้นเป็นฟังก์ชันของความสูงของช่องอากาศ, ระยะห่างระหว่างตัวชิพ, ผลจากความร้อนที่หมุนวน (Thermal Wake) จากชิพที่อยู่ด้านหน้า, ค่าเรย์โนลด์สจำนวนและผลของการปั่นป่วนของอากาศ ดังนั้นการหมุนมุมวางตัวของชิพย่อมต้องมีผลต่อค่าความสามารถในการถ่ายเทความร้อนด้วยเช่นกันเพราะมีผลเกี่ยวเนื่องถึงความปั่นป่วนของอากาศที่เกิดขึ้น นอกจากนี้การเปลี่ยนความสูงของช่องอากาศและระยะห่างระหว่างตัวชิพที่ทำการศึกษาก็ยังชี้ให้เห็นว่า ผลของการเปลี่ยนความสูงของช่องอากาศและระยะห่างระหว่างตัวชิพนั้นจะมีความสำคัญกับค่าความสามารถในการพาความร้อนของระบบในแต่ละกรณีการจัดวางชิพมากหรือน้อยเพียงไร

2. หลักการและทฤษฎี

2.1 พื้นฐานการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์

พื้นฐานของการถ่ายเทความร้อนมีความสำคัญในการนำไปประยุกต์ใช้เพื่อวิเคราะห์งานทางด้านการระบายความร้อนให้กับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ หลักการของการถ่ายเทความร้อนที่สามารถจำแนกได้เป็น 3 วิธีคือ การนำ การพา และการแผ่รังสีความร้อน ในการทดลองนั้นพิจารณาเฉพาะการระบายความร้อนโดยการพาความร้อนเท่านั้น



รูปที่ 1 การถ่ายเทความร้อนจาก Package Chip บนแผงวงจร PCB [ที่มา: Jerry and Ai (1998)]

ทั้งนี้ในขณะที่ของไหล ไหลผ่านวัตถุที่มีอุณหภูมิสูงนั้น ความร้อนจะถูกถ่ายเทจากวัตถุไปสู่ของไหลในรูปแบบของการพาความร้อนโดยที่ความร้อนจะถูกส่งผ่านจากผิวของแข็งไปสู่ของไหล สมการของการพาความร้อนแสดงในสมการที่ 1

$$Q' = \bar{h}A(T_s - T_{air}) \quad (1)$$

Q' คือความร้อนจากลวดความร้อนที่ให้แกชิพจำลอง (W)

$\bar{h}$ คือค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยของชิพจำลอง ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

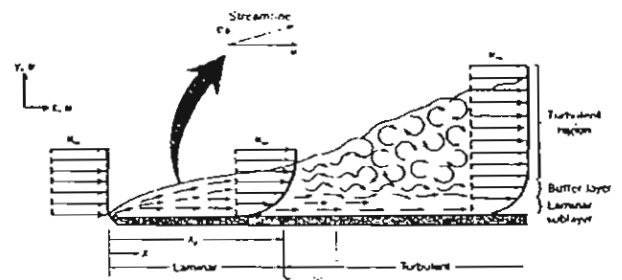
A คือพื้นที่ผิวด้านบนของชิพจำลอง (m^2)

T_s คืออุณหภูมิผิวซึ่งในกรณีของชิพจำลองนั้นให้ใช้อุณหภูมิเฉลี่ยด้านบนของชิพจำลอง ($^\circ C$)

T_{air} คือ อุณหภูมิของของไหลที่วัดเฉลี่ยเหนือชิพจำลอง ($^\circ C$)

2.2 การไหลแบบปั่นป่วน

การไหลในขอบเขตชั้นการไหลแบบปั่นป่วนเป็นไปอย่างไม่เป็นระเบียบทำให้การส่งถ่ายโมเมนตัมและพลังงานได้มากกว่าในการไหลแบบราบเรียบ สำหรับการไหลผ่านแผ่นราบ ในรูปที่ 2 เริ่มแรกการไหลในขอบเขตชั้นการไหลจะเป็นแบบราบเรียบแต่ที่ระยะหนึ่งจากขอบนำ การไหลจะเปลี่ยนเป็นแบบปั่นป่วนซึ่งมีผลทำให้ความหนาของขอบเขตชั้นการไหลความเค้นเฉือนที่พื้นผิวและสัมประสิทธิ์การพาความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นมาก การไหลในขอบเขตชั้นการไหลแบบปั่นป่วนสามารถแบ่งออกได้เป็น 3 ย่าน คือย่านใกล้กับพื้นผิวเรียก Laminar Sublayer การส่งถ่ายโมเมนตัมและพลังงานในชั้นนั้นเป็นไปโดยลักษณะ Buffer Layer และกราฟของความเร็วเป็นแบบสมการเส้นตรง ย่านที่ถัดออกมาเรียก Buffer Layer ซึ่งการส่งถ่ายโดย Diffusion และโดย Turbulent Mixing นั้นมีความสำคัญพอๆ กัน ส่วนในย่านที่ห่างจากพื้นผิว หรือเรียกว่า Turbulent zone นั้นการส่งถ่ายจะเป็นไปโดย Turbulent Mixing เป็นหลัก



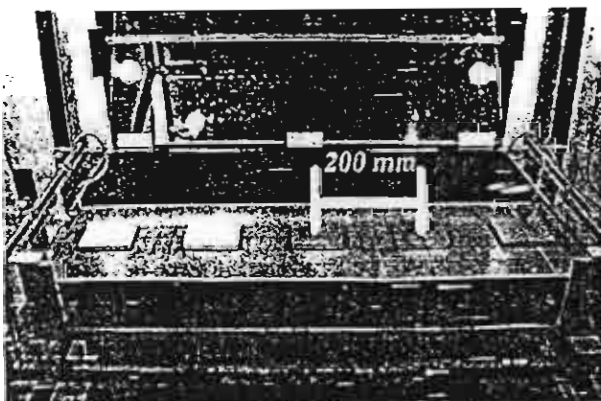
รูปที่ 2 การไหลในขอบเขตชั้นการไหลของความเร็วบนแผ่นราบ [ที่มา: Incropera (2002)]

คุณลักษณะของการไหลแบบปั่นป่วนเปลี่ยนแปลงตลอดเวลา ดังนั้นการศึกษาคุณลักษณะ ดังกล่าวอาจจะพิจารณาคุณสมบัติของการไหลในรูปแบบของเฉลี่ย $p = \bar{p} + p'$ โดย p คือคุณสมบัติ ณ

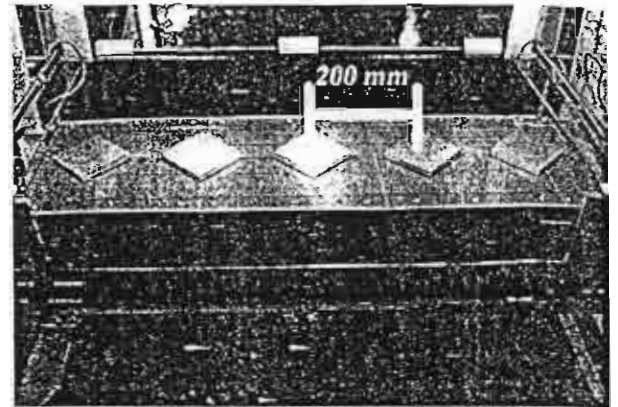
เวลาที่สนใจที่เวลาใดๆ คุณสมบัตินี้สามารถเขียนแทนด้วยผลบวกของค่าเฉลี่ย p และค่าที่เปลี่ยนแปลง p' ซึ่งสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 3

3. วิธีการทดลอง

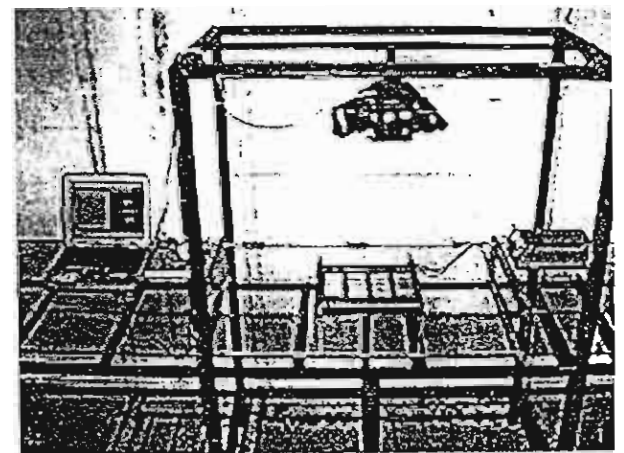
จากการวิเคราะห์ด้วยวิธีปักกิ่งแอมไพน์ จะได้ว่าตัวเลขนัสเซลท์เป็นฟังก์ชันของตัวเลขเรย์โนลด์ (Re), ความสูงของช่องอากาศ (H) และระยะห่างระหว่างจุดตัดเส้นทแยงมุมชิฟ (s_c) ในการทดลองจึงนำชิฟอลูมิเนียมจำลองขนาด $100 \times 100 \times 12$ มิลลิเมตร จำนวน 5 ตัวที่จัดวางแบบแถวตรงแถวเดียวบนแผง PCB โดยเปรียบเทียบการจัดวาง 2 แบบ แบบแรกนั้นด้านด้านหนึ่งของชิฟจำลองหันปะทะตั้งฉากกับแนวการเคลื่อนที่ของอากาศดังรูปที่ 3 แบบที่สองนั้นชิฟจำลองถูกบิดมุมหมุนมา 45 องศาจากแบบแรกหรือหันด้านมุมเข้าปะทะในแนวตั้งฉากกับแนวการเคลื่อนที่ของอากาศดังรูปที่ 4 การทดลองทำในอุโมงค์ลมความเร็วต่ำดังรูปที่ 5 โดยความเร็วลมที่เข้าบริเวณส่วนทดสอบในอุโมงค์ลมนั้นถูกควบคุมให้การไหลก่อนปะทะแผง PCB เป็นการไหลแบบราบเรียบ วัดความเร็วอากาศเข้าโดยใช้เครื่องวัดความเร็วลมแบบใช้ลวดความร้อน โดยค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่ทำการทดลองอยู่ในช่วง 518-1839 ความสูงของช่องอากาศเป็น 48, 72 และ 96 มิลลิเมตร ระยะห่างระหว่างจุดตัดเส้นทแยงมุมของชิฟจำลองเป็น 200, 171 และ 142 มิลลิเมตร มีการให้ความร้อนแก่ชิฟจำลองโดยแผ่นความร้อนซึ่งฝังไว้ในชิฟ ทำการวัดอุณหภูมิของอากาศเข้าแผงวงจร, เหนือชิฟ และขาออกแผงวงจรโดยใช้เทอร์โมคอปเปิล ทำการวัดอุณหภูมิของชิฟจำลองแต่ละตัวโดยกล้องอินฟราเรดดังรูปที่ 6 ซึ่งบันทึกภาพอุณหภูมิด้านบนของชิฟจำลองเพื่อนำไปคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Heat transfer coefficient, h) ของชิฟจำลองแต่ละตัว โดยในการทดลองแต่ละครั้งนั้นมีการฉีควัสดุและบันทึกภาพเพื่อศึกษาลักษณะอากาศที่หมุนวนและทำการฉีคลิโนโมเมนต์น้ำดังรูปที่ 7 เพื่อเสริมการอธิบายการหมุนวนให้เข้าใจได้ดียิ่งขึ้น



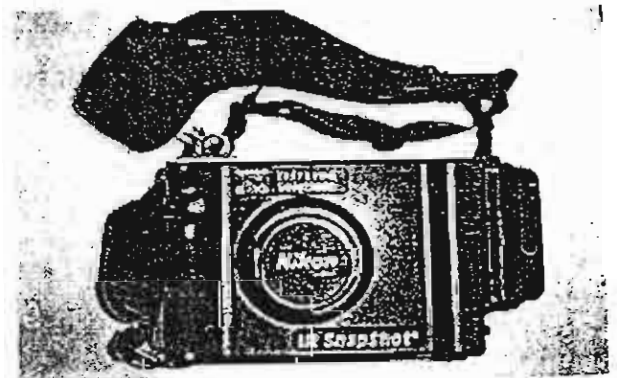
รูปที่ 3 การจัดวางชิฟจำลองให้ระยะห่างระหว่างจุดตัดของเส้นทแยงมุมของชิฟจำลองแต่ละตัวห่างกัน 200 mm กรณีบิดมุมชิฟ 90 องศา



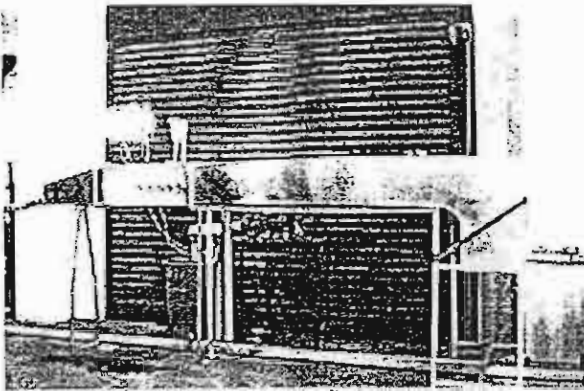
รูปที่ 4 การจัดวางชิฟจำลองให้ระยะห่างระหว่างจุดตัดของเส้นทแยงมุมของชิฟจำลองแต่ละตัวห่างกัน 200 mm กรณีบิดมุมชิฟ 45 องศา



รูปที่ 5 ลักษณะของอุโมงค์ลมที่ใช้ในการทดลอง



รูปที่ 6 กล้องถ่ายภาพอินฟราเรด



รูปที่ 7 ลักษณะของอุโมงค์น้ำที่ใช้ในการทดลอง

4. ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง

4.1 ผลการทดลอง

4.1.1 ทั้งสองกรณีการจัดวางซีฟจำลองค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของซีฟตัวแรกที่เกิดการปะทะอากาศจะมีค่าสูงที่สุด และจะมีค่าลดลงไปเรื่อยๆตามตำแหน่งซีฟ จนถึงซีฟตัวที่ 4 ซึ่งจะมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนต่ำที่สุด และจะมีค่ากลับสูงขึ้นมาอีกที่ซีฟตัวที่ 5 ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนตามตำแหน่งมากที่สุดและน้อยที่สุดแสดงดังตารางที่ 1 ส่วนในตารางที่ 2 เป็นการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนตามตำแหน่งระหว่างซีฟจำลองตัวที่อยู่ติดกัน

ตารางที่ 4.1 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนตามตำแหน่งมากที่สุดและน้อยที่สุด

ซีฟตัวที่	$h_{min}(W/m^2 K)$		$h_{max}(W/m^2 K)$	
	90 องศา	45 องศา	90 องศา	45 องศา
1	12.2	14.2	26.6	33.5
2	11.4	13.1	25.4	32.8
3	10.6	12.3	24.6	31.4
4	10.0	11.2	23.6	30.4
5	10.7	11.6	24.3	31.3

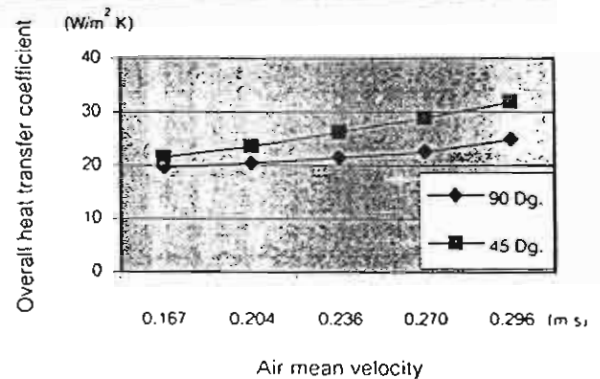
ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนตามตำแหน่งน้อยที่สุดเกิดขึ้นที่ความเร็วอากาศ 0.167 เมตรต่อวินาที, ความสูงของช่องอากาศ 48 มิลลิเมตร และระยะห่างระหว่างจุดติดตั้งของเส้นทแยงมุมซีฟจำลอง 142 มิลลิเมตร

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนตามตำแหน่งมากที่สุดเกิดขึ้นที่ความเร็วอากาศ 0.296 เมตรต่อวินาที, ความสูงของช่องอากาศ 96 มิลลิเมตร และระยะห่างระหว่างจุดติดตั้งของเส้นทแยงมุมซีฟจำลอง 200 มิลลิเมตร

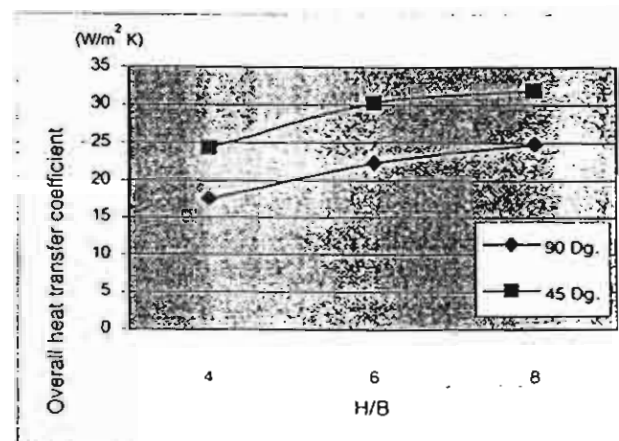
ตารางที่ 4.2 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนตามตำแหน่งระหว่างซีฟจำลองตัวที่อยู่ติดกัน

ซีฟตัวที่	มุม 90 องศา	มุม 45 องศา
1เทียบกับ2	สูงกว่า 4.6 ถึง 7.1 %	สูงกว่า 2.0 ถึง 8.4 %
2เทียบกับ3	สูงกว่า 3.3 ถึง 7.4 %	สูงกว่า 4.4 ถึง 6.7 %
3เทียบกับ4	สูงกว่า 4.0 ถึง 5.7 %	สูงกว่า 3.4 ถึง 9.3 %
4เทียบกับ5	ต่ำกว่า 2.9 ถึง 6.4 %	ต่ำกว่า 3.1 ถึง 3.5 %

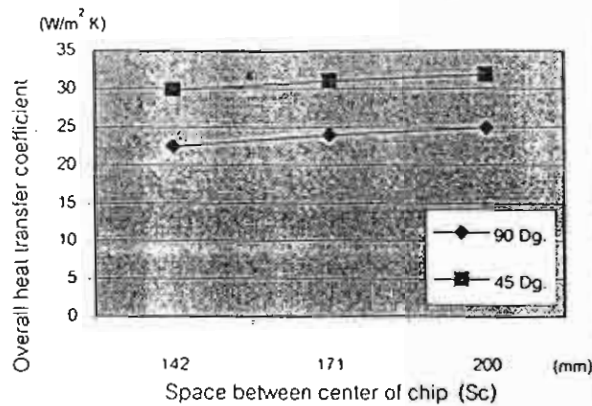
4.1.2 เมื่อควบคุมตัวแปรอิสระให้มีค่าเท่ากัน การจัดวางให้ซีฟจำลองหันด้านมุมเข้าปะทะในแนวตั้งฉากกับแนวการเคลื่อนที่ของอากาศ จะให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยรวมที่สูงกว่า การวางซีฟจำลองแบบการจัดวางให้ซีฟจำลองหันด้านด้านหนึ่งปะทะตั้งฉากกับแนวการเคลื่อนที่ของอากาศ 25.8 % ดังแสดงในรูปที่ 8, 9 และ 10



รูปที่ 8 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วเฉลี่ยของอากาศกับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยรวมกรณี $H/B = 8$, $Sc/H = 2.1$



รูปที่ 9 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความสูงของช่องอากาศกับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยรวมกรณี $v = 0.296 \text{ m/s}$, $Sc = 200 \text{ mm}$



รูปที่ 10 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะห่างระหว่างจุดตัดของเส้นทแยงมุมของชิพจำลองกับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยรวมกรณี $v = 0.296 \text{ m/s}$, $H/B = 8$

4.1.3 เมื่อนำข้อมูลที่ได้ไปวิเคราะห์การถดถอยพหุคูณเชิงเส้นที่ระดับความเชื่อมั่น 95% แล้วจะได้สมการทำนายค่า Nu_H ดังนี้

4.1.3.1 กรณีการจัดวางให้ด้านด้านหนึ่งของชิพจำลองหันปะทะตั้งฉากกับแนวการเคลื่อนที่ของอากาศ

$$Nu_H = 0.023(Re_H) + 10.568\left(\frac{H}{B}\right) + 4.011\left(\frac{S_c}{H}\right) - 47.951 \pm 3.931$$

โดยมีค่าความสัมประสิทธิ์การตัดสินใจ $R^2 = 0.989$

4.1.3.2 กรณีการจัดวางให้ชิพจำลองหันด้านมุมเข้าปะทะในแนวตั้งฉากกับแนวการเคลื่อนที่ของอากาศมีสมการ

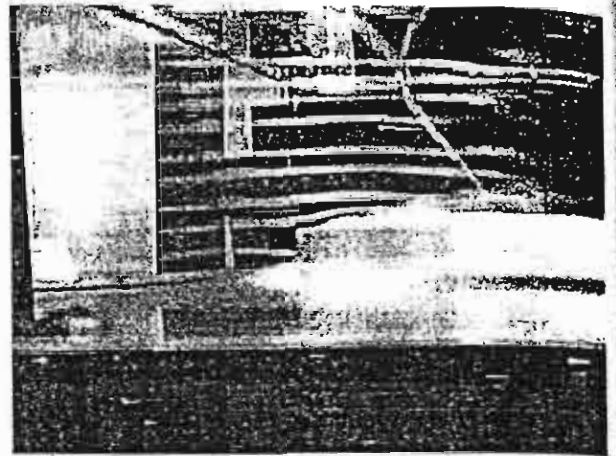
$$Nu_H = 0.047(Re_H) + 8.938\left(\frac{H}{B}\right) + 5.273\left(\frac{S_c}{H}\right) - 56.031 \pm 4.022$$

โดยมีค่าความสัมประสิทธิ์การตัดสินใจ $R^2 = 0.992$

4.2 วิเคราะห์ผลการทดลอง

ปัจจัยที่มีผลต่อความสามารถในการพาความร้อนในแบบจำลองนี้ซึ่งมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเป็นดัชนีบ่งชี้ขึ้นคือการหมุนวนของอากาศที่เกิดขึ้นบริเวณพื้นที่ระหว่างชิพจำลองคู่ที่ติดกัน ซึ่งการหมุนวนของอากาศนั้นส่งผลทำให้ความสามารถในการพาความร้อนจากชิพจำลองตัวที่ติดกับการหมุนวนนั้นน้อยลง เนื่องจากยิ่งถ้าอากาศหมุนวนนาน อากาศที่หมุนวนนั้นก็รับความร้อนเข้ามาเรื่อยๆ ทำให้อุณหภูมิของอากาศที่หมุนวนนั้นสูงขึ้น ซึ่งทำให้ความสามารถในการพาความร้อนของอากาศที่หมุนวนนี้ยิ่งต่ำลงเรื่อยๆ

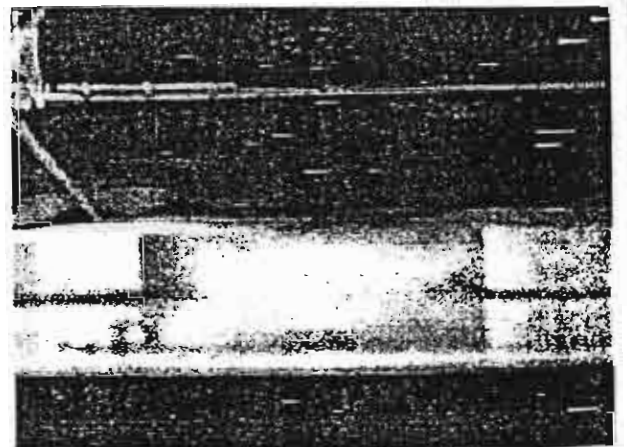
สำหรับชิพจำลองตัวที่ 1 นั้นอากาศที่พาความร้อนมีอุณหภูมิค่าที่ต่ำที่สุดเมื่อเทียบกับอากาศที่พาความร้อนจากชิพจำลองตัวอื่น ประกอบกับกรณีที่ด้านหน้าชิพจำลองตัวที่ 1 นั้นไม่มีอากาศหมุนวนอยู่ดังรูปที่ 11 ดังนั้นชิพจำลองตัวที่ 1 จึงมีความสามารถในการพาความร้อนได้สูงที่สุดเมื่อเทียบกับชิพจำลองตัวอื่น



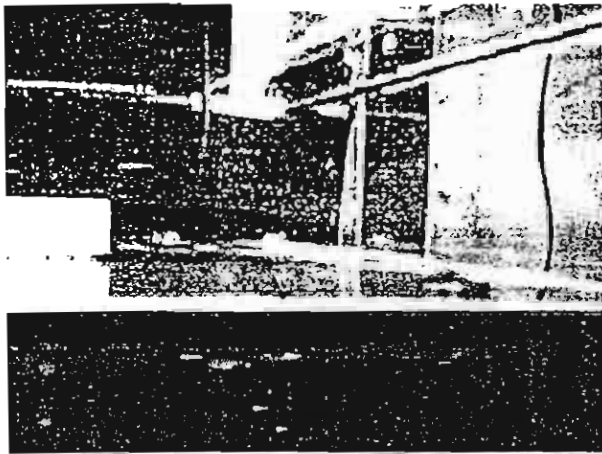
รูปที่ 11 ไม่มีอากาศหมุนวนบริเวณด้านหน้าของชิพจำลองตัวที่ 1

ส่วนชิพจำลองตัวที่ 2, 3 และ 4 นั้นนอกจากเหตุผลที่อากาศที่พาความร้อนจากชิพจำลองเหล่านี้จะมีอุณหภูมิสูงขึ้นตามระยะทางแล้ว ยังเกิดการหมุนวนของอากาศทั้งพื้นที่ด้านหน้าและด้านหลังของชิพจำลองเหล่านี้ดังแสดงในรูปที่ 12 ซึ่งมีผลทำให้ความสามารถในการพาความร้อนของชิพจำลองเหล่านี้ต่ำลง

ในทำนองเดียวกันชิพจำลองตัวที่ 5 นั้น แม้ว่าอากาศที่พาความร้อนจากชิพจำลองตัวที่ 5 นั้นจะมีอุณหภูมิสูงที่สุดเมื่อเทียบกับอากาศที่พาความร้อนจากชิพจำลองตัวอื่น แต่ชิพจำลองตัวที่ 5 นั้นเป็นชิพจำลองตัวที่อยู่ท้ายสุดซึ่งด้านหลังชิพจำลองตัวที่ 5 นั้นเป็นพื้นที่ว่างซึ่งไม่มีวัตถุกีดขวาง ดังนั้นบริเวณหลังชิพจำลองตัวที่ 5 จึงไม่มีการหมุนวนของอากาศดังรูปที่ 13 จึงทำให้ชิพจำลองตัวที่ 5 มีความสามารถในการพาความร้อนสูงกว่าชิพจำลองตัวที่ 4



รูปที่ 12 อากาศที่หมุนวนอยู่ระหว่างชิพจำลองตัวที่ 1 - 2 ในทำนองเดียวกันกับ 2 - 3 และ 3 - 4



รูปที่ 13 ไม่มีอากาศหมุนวนบริเวณด้านหลังของซีพจาลองตัวที่ 5

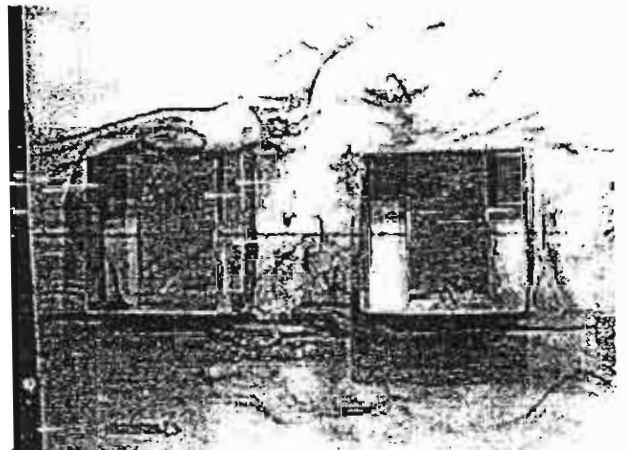
จากการฉีดควันในอุโมงค์ลม จะเห็นได้ว่าทั้ง 2 กรณีการจัดวางซีพจาลอง อากาศส่วนใหญ่เมื่อพาความร้อนจากซีพจาลองแล้วจะเคลื่อนที่ต่อไปเพื่อพาความร้อนจากซีพจาลองตัวถัดไป แต่มีอากาศส่วนหนึ่งซึ่งเมื่อเคลื่อนที่ผ่านบริเวณพื้นที่ว่างระหว่างซีพจาลองจะม้วนตัวลงเพื่อเข้าสู่พื้นที่นี้ และเกิดการหมุนวนขึ้น ซึ่งโมเลกุลของอากาศที่หมุนวนนี้เมื่อรับความร้อนไปช่วงเวลาหนึ่งอาจเคลื่อนที่ออกจากบริเวณพื้นที่ว่างระหว่างซีพจาลองนี้ได้และจะมีโมเลกุลของอากาศอื่นเข้ามาแทน ดังแสดงในรูปที่ 14



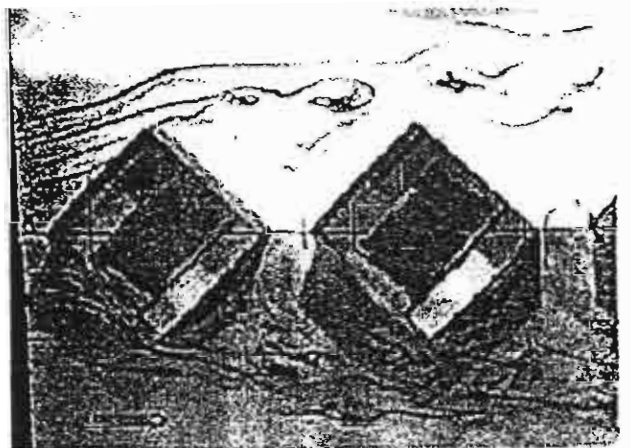
รูปที่ 14 การหมุนวนของอากาศที่เกิดขึ้นบริเวณพื้นที่ว่างระหว่างซีพจาลองของทั้งกรณีการจัดวางแบบบิตมัม 90 องศาเข้าปะทะกับแนวการเคลื่อนที่ของอากาศ

จากการฉีดสีในอุโมงค์น้ำ จะเห็นได้ว่าโมเลกุลส่วนใหญ่ของสีที่ฉีดเยื่อผ่านซีพจาลองตัวที่ 1 แล้ว จะเคลื่อนที่ไปยังซีพตัวต่อไป แต่มีโมเลกุลของสีบางส่วนซึ่งเมื่อเคลื่อนที่ผ่านพื้นที่ว่างระหว่างซีพจาลองแล้วจะถูกดูดเข้าไประหว่างพื้นที่นี้แล้วเกิดการหมุนวนขึ้น ซึ่ง กรณีการจัดวางให้ซีพจาลองบิตมัม 90 องศาเข้าปะทะในแนวตั้งฉากกับแนวการเคลื่อนที่ของของไหลนั้นการหมุนวนนี้จะเกิดขึ้นนานกว่ากรณีการจัดวางให้ซีพจาลองบิตมัม 45 องศาเข้าปะทะในแนวตั้งฉากกับแนวการเคลื่อนที่ของของไหล ซึ่งเกิดจากลักษณะทางกาย

ภาพของการจัดวางซีพจาลอง เพราะกรณีการจัดวางให้ซีพจาลองบิตมัม 90 องศาเข้าปะทะในแนวตั้งฉากกับแนวการเคลื่อนที่ของของไหลนั้น บริเวณพื้นที่ว่างระหว่างซีพจาลองจะมีหน้าตัดที่เท่ากันตลอด ซึ่งเป็นการยากที่โมเลกุลของสีที่เคลื่อนที่เข้ามาและเกิดการหมุนวนจะเคลื่อนที่ออกไปได้ดังรูปที่ 15 แตกต่างกับการจัดวางให้ซีพจาลองบิตมัม 45 องศาเข้าปะทะในแนวตั้งฉากกับแนวการเคลื่อนที่ของของไหลดังรูปที่ 16 ซึ่งพื้นที่ว่างระหว่างซีพจาลองจะมีหน้าตัดลักษณะขยายกว้างขึ้นเรื่อยๆเมื่อนับออกจากแกนสมมาตร โมเลกุลของสีที่หมุนวนจึงหมุนออกเป็นวงกว้างขึ้นเรื่อยๆจนหลุดออกจากพื้นที่นี้



รูปที่ 15 ภาพการหมุนวนของของไหลที่เกิดขึ้นบริเวณพื้นที่ว่างระหว่างซีพจาลองของกรณีการจัดวางแบบบิตมัม 90 องศาเข้าปะทะกับแนวการเคลื่อนที่ของอากาศ



รูปที่ 16 การหมุนวนของของไหลที่เกิดขึ้นบริเวณพื้นที่ว่างระหว่างซีพจาลองของกรณีการจัดวางแบบบิตมัม 90 องศาเข้าปะทะกับแนวการเคลื่อนที่ของอากาศ

5. สรุปผลการศึกษา

ทั้งสองกรณีการจัดวางซีพจาลองค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของซีพตัวแรกที่เกิดการปะทะอากาศมีค่าสูงที่สุดและมีค่าลดลงไปเรื่อยๆตามตำแหน่งซีพ ซึ่งมีค่ากลับสูงขึ้นมาอีกที่ซีพตัวสุด

ห้าย โดยเมื่อควบคุมตัวแปรอิสระให้มีค่าเท่ากัน การจำลองให้ชีพจำลองหันด้านมุมเข้าปะทะการเคลื่อนที่ของอากาศ จะให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยรวมที่สูงกว่าการจำลองให้ชีพจำลองหันด้านด้านหนึ่งปะทะตั้งฉากกับแนวการเคลื่อนที่ของอากาศ 25.8 % ซึ่งในแบบจำลองนี้ปัจจัยที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนคือการหมุนวนของอากาศที่เกิดขึ้นบริเวณพื้นที่ระหว่างชีพจำลองคู่ที่ติดกัน ซึ่งการหมุนวนของอากาศนั้นมีผลทำให้ความสามารถในการพาความร้อนจากชีพจำลองคู่ที่ติดกับการหมุนวนนั้นน้อยลง เนื่องจากยิ่งถ้าอากาศหมุนวนมากก็จะรับความร้อนเข้ามาเรื่อยๆ ทำให้อุณหภูมิของอากาศที่หมุนวนนั้นสูงขึ้น ซึ่งทำให้ความสามารถในการพาความร้อนของอากาศในส่วนนี้ยังต่ำลงเรื่อยๆ โดยเมื่อทำการจำลองในอุโมงค์น้ำพบว่าโมเลกุลส่วนใหญ่ของสปีดเมื่อผ่านชีพจำลองตัวแรกแล้ว จะเคลื่อนที่ไปยังชีพตัวต่อไป แต่มีโมเลกุลของสปีดบางส่วนซึ่งเมื่อเคลื่อนที่ผ่านพื้นที่ว่างระหว่างชีพจำลองแล้วจะถูกดูดเข้าไประหว่างพื้นที่นี้แล้วเกิดการหมุนวนขึ้นซึ่งกรณีการจำลองให้ชีพจำลองบิดมุม 90 องศาเข้าปะทะในแนวตั้งฉากกับแนวการเคลื่อนที่ของของไหลนั้น การหมุนวนนี้จะเกิดขึ้นนานกว่ากรณีการจำลองให้ชีพจำลองบิดมุม 45 องศาเข้าปะทะในแนวตั้งฉากกับแนวการเคลื่อนที่ของของไหล และเมื่อนำข้อมูลไปวิเคราะห์การถอดอยพหุคูณเชิงเส้นที่ระดับความเชื่อมั่น 95% แล้วจะได้สมการทำนายค่า Nu_H กรณีการจำลองให้ด้านด้านหนึ่งของชีพจำลองหันปะทะกับแนวการเคลื่อนที่ของอากาศ

$$Nu_H = 0.023(Re_H) + 10.568\left(\frac{H}{B}\right) + 4.011\left(\frac{S_c}{H}\right) - 47.951 \pm 3.931$$

โดยมีค่าความสัมประสิทธิ์การตัดสินใจ $R^2 = 0.989$

กรณีการจำลองให้ชีพจำลองแต่ละตัวหันด้านมุมเข้าปะทะในแนวตั้งฉากกับแนวการเคลื่อนที่ของอากาศมีสมการคือ

$$Nu_H = 0.047(Re_H) + 8.938\left(\frac{H}{B}\right) + 5.273\left(\frac{S_c}{H}\right) - 56.031 \pm 4.022$$

โดยมีค่าความสัมประสิทธิ์การตัดสินใจ $R^2 = 0.992$

6. อักษรย่อและสัญลักษณ์

A	พื้นที่	m^2
B	ความสูงของชีพ	m
H	ความสูงช่องอากาศ	m
h	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน	(W/m ² K)
Q'	อัตราการถ่ายเทความร้อน	W
Sc	ระยะห่างระหว่างจุดคัดเส้น	
	ทแยงมุมของชีพ	m
T	อุณหภูมิ	°C
Nu	ตัวเลขนัสเซลท์	
Re	ตัวเลขเรย์โนลด์	

7. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบพระคุณบัณฑิตวิทยาลัยที่ให้ทุนส่วนอุดหนุนการวิจัย

ขอขอบพระคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนทุนสำหรับงานวิจัยนี้

8. เอกสารอ้างอิง

1. ชนะพล ลิมสกุล และ ชัยพร พันธุ์กลีกร (2544). อุโมงค์น้ำเพื่อการศึกษาการพาความร้อนการไหล. ปรินซ์ตันพจนานุกรมวิศวกรรมศาสตร์บัณฑิต. ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
2. ประเสริฐ ฤกษ์เกรียงไกร (2541). กลศาสตร์ของไหล. ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
3. ศิริชัย พงษ์วิชัย (2539). การวิเคราะห์ข้อมูลทางสถิติด้วยคอมพิวเตอร์. สำนักพิมพ์จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย. หน้า 319-335, 345-350
4. Lee, S.W. and Kim, S. J. : Air Cooling Technology for Electronic Equipment. CRC Press ,New York ,1996.
5. Leung, L.W. and Kang, H.J. (1997). Horizontal Simulated Printed-Circuit Board Assembly in Fully-Developed Laminar-Flow Convection, Applied Energy. 56(1): 71-91
6. Moffat, R. J. and Anderson, A.M.(1988). Applying heat transfer coefficient data to electronic cooling, ASME Winner Annu. Meet, Chicago, IL.
7. Ralph, R. : "Introduction to Thermal Design of Electronic Equipment" Thermal Design of Electronic Equipment. CRC Press, London, pp. 1-7, 2001.
8. Sparrow, E.M., Niethammer, J.E., and Chaboki, A (1982). Heat transfer and pressure drop characteristics of arrays of rectangular modules encountered in electronic equipment, Int. J. heat Mass Transfer, 25 (7): 961-973.

IMPROVEMENT OF ELECTRONIC AIR COOLING BY COATING CIRCUIT BOARD WITH HIGH THERMAL CONDUCTIVITY MATERIAL

S. Chomdee
T. Kiatsiriroat

Department of Mechanical Engineering,
Chiang Mai University,
Chiang Mai 50200, Thailand.

ABSTRACT The objective of this study is to experimentally investigate the heat transfer enhancement for air cooling of electronic module array mounted on circuit board coated with high thermal conductivity material. With this technique, the convective heat transfer area could be increased thus the module temperatures could be reduced. In this study a circuit board having a set of rectangular modules each generates heat at 5 W is coated with aluminum foil. From the experiments, the module temperatures could be reduced significantly, especially at low Reynolds number of airflow. A model to predict the heat transfer coefficient when the board is coated with aluminum foil is also developed and the module temperatures predicted from this model agree very well with the experimental data.

1. INTRODUCTION

Heat transfer in a circuit board takes place by fluid motion and conduction heat in the board. The circuit board contains with a number of components. When air enters the channel formed by the circuit board itself and its neighboring ones, the air after passing the leading components absorbs the heat dissipated and its temperature increases thus the air cooling in the consecutive components is not effective.

Since heat convection is the main method for transferring heat from electronic components, to increase the heat flow is necessary. In this part, a

2. EXPERIMENTAL PROCEDURE

The experiments are performed in a small wind turbine with a test section as shown in Fig. 1. The air flow rate could be controlled and the height of the air channel could be adjusted. There is a flow straightener to keep a uniform airflow before entering the test section. The modules of the study are artificial elements each of 1.8 cm x 5.8 cm x 0.6 cm having a 5 W electrical foil-heater inside. The module dimensions are similar to those of the real 64 pins electronic chip and they are attached on an epoxy board. The artificial module is polished aluminum and because of its high thermal conductivity then the radiation effect could be neglected [1]. Between the module and an epoxy board there is an insulator tape and the epoxy board is also insulated at the back thus the heat conduction to the board

technique of coating the circuit board with high thermal conductivity material is proposed. The material must has high electrical resistance. The areas for heat convection from the components is greater thus the component temperatures could be reduced. However, only the concept of high thermal conductivity material is concentrated so aluminum foil coating is considered in this study.

The present study aims to experimentally investigate the entrance heat transfer performance of in-line electronic module array when the circuit board is coated with aluminum foil.

is rather small. The modules are arranged in 4 in-line rows each contain 4 elements. The circuit board as shown in Fig. 2 is also coated with aluminum foil therefore the heat dissipation from each module will have more area on the circuit board for convective heat transfer. The temperatures of the chips and the inlet air temperature are measured by a set of K-type thermocouples having $\pm 1^\circ\text{C}$ accuracy, the rate of heat generated in each chip is read directly from a wattmeter with ± 0.1 W accuracy and the air inlet velocity is monitored by a hot wire anemometer with ± 0.1 m/s accuracy. The data at steady-state conditions are used to derive the heat transfer coefficients. The experimental test conditions are given in Table 1.

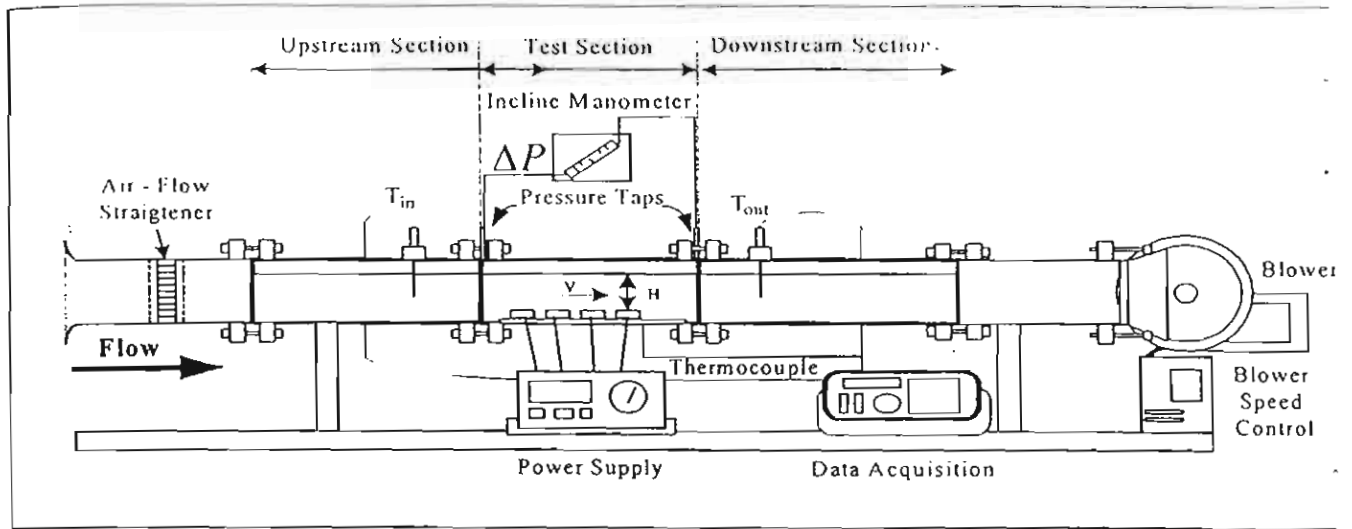


Fig. 1. The experimental setup.

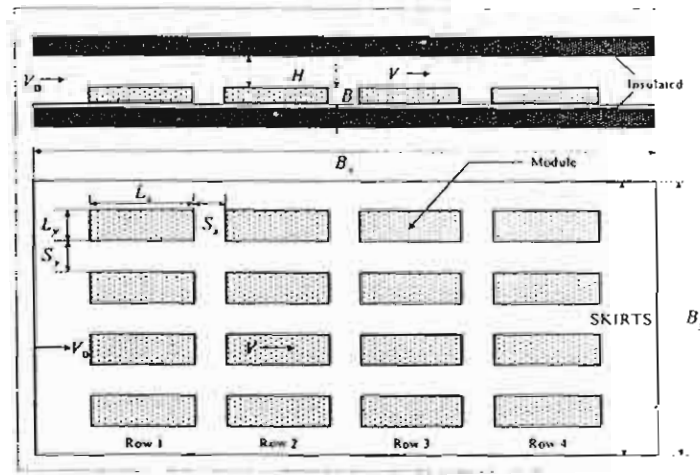


Fig. 2. The chip module array.

Table 1. The test conditions.

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 ² K
T_o	27 °C

3. DATA REDUCTION

Consider Fig. 3 when the board is assumed to be adiabatic the heat rate from the module could be calculated by

$$Q = Q_s = h_s A_s (T_s - T_o). \quad (1)$$

where

Q = total heat dissipated from the chip module(W)

Q_s = heat rate from the chip module(W)

h_s = convective heat transfer coefficient (W/m²K)

A_s = heat transfer area of chip module(m²)

T_s = average surface temperature(°C).

T_o = average bulk air temperature over the module (°C).

When there is high thermal conductivity material coated on the circuit board, not only the module but also the coated part dissipates heat. The total heat could be

$$Q = Q_s + Q_b = h_s A_s (T_s - T_\infty) + h_b A_b (T_b - T_\infty), \quad (2)$$

or if $h_s = h_b$ then

$$Q = h_s [A_s (T_s - T_\infty) + A_b (T_b - T_\infty)]. \quad (3)$$

Compare eqn(3) with eqn(1) since Q is the same and T_∞ is nearly constant, then the value of T_s when the board is coated with high thermal conductivity material is lower than that of the normal one.

Eqn(3) could be rewritten as

$$Q = h_s A_{eff} (T_s - T_\infty) : \\ A_{eff} = \frac{[A_s (T_s - T_\infty) + A_b (T_b - T_\infty)]}{(T_s - T_\infty)} \quad (4)$$

After passing the module, the air temperature is increased. The rate of heat could be calculated from

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T, \quad (5)$$

where

$\dot{m}$ = air flow rate (kg/s)

C_p = specific heat of air (J/kgK)

ΔT = temperature difference of downstream and upstream air ($^{\circ}\text{C}$).

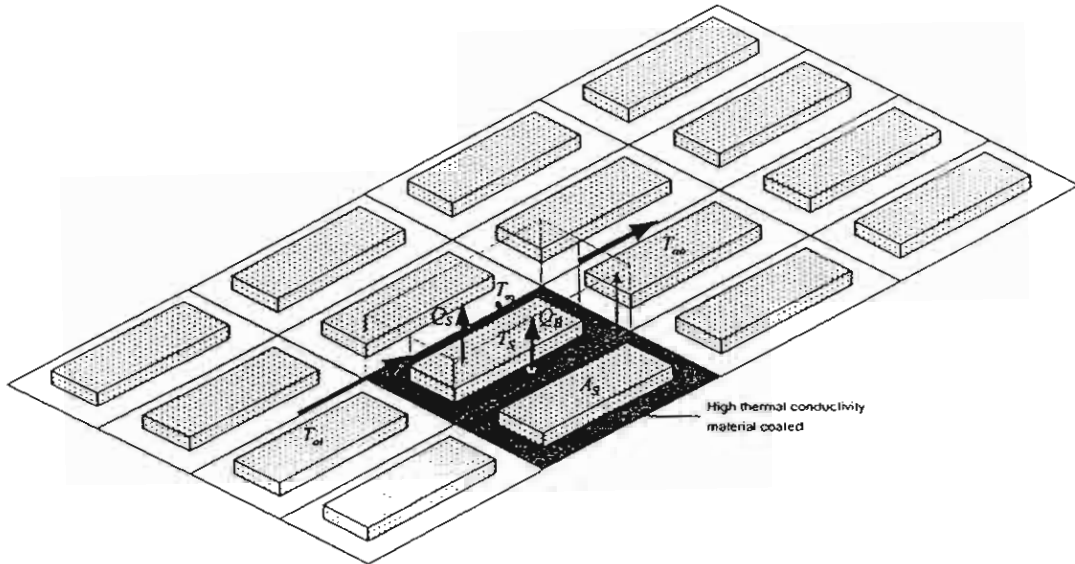


Fig. 3. Convective heat transfer from circuit board.

Since $\Delta T = T_{ao} - T_{ai}$, where T_{ao} and T_{ai} are the air temperatures leaving and entering the module then

$$T_{ao} = \frac{Q}{\dot{m} C_p} + T_{ai} \quad (6)$$

$$\text{and } T_\infty = \frac{(T_{ao} + T_{ai})}{2} \quad (7)$$

From eqns(4) and (5), the module temperature then could be calculated as

$$T_s = \left(\frac{\dot{m} C_p}{h_s A_{eff}} \right) (T_{ao} - T_{ai}) + 0.5(T_{ao} + T_{ai}). \quad (8)$$

4. Experimental Results

Fig. 4 shows the experimental test of the $h_s A_{eff}$ and $h_s A_s$ values when there is a set of 5 W modules installed on the circuit board with and without the aluminum foil coating, respectively. Higher the Reynolds number results in higher the heat transfer coefficient. It is found that the product of the previous case is higher than that of the latter one due to the extended area of the aluminum coating. The ratio $h_s A_{eff} / h_s A_s$ at different positions of X/D_h is given in Fig 5. X is the distance

from the leading edge of the first module and D_h is hydraulic diameter of air flow. The correlation could be formed as

$$(4) \quad \frac{h_s A_{eff}}{h_s A} = 0.95241 Re^{0.013023} \left(\frac{X}{D_h} \right)^{-0.01411} \quad (9)$$

The errors are within $\pm 3\%$ of the experimental data.

Consider the convective heat transfer coefficient h_s , from Fig. 6 it could be seen that the value at the first module is the highest. The heat transfer coefficients of the

downstream modules are less due to a recirculation of fluid flow between the modules. Higher the Reynolds number also results in higher the heat transfer coefficients. Fig. 7 gives the value of Nusselt number at various positions.

Fig. 8. gives the ratio of the Nusselt number of any module, $Nu(N)$, to that of the third module, it could be seen that the ratio is close to one which means that the condition of the third module is close to that of the fully developed flow.

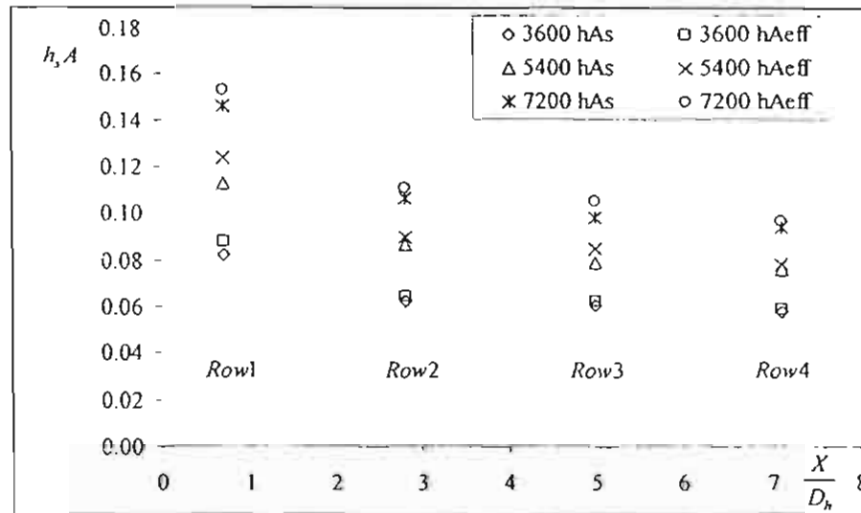


Fig. 4. The products $h_s A_{eff}$ and $h_s A$ of the modules at different positions when the PCB is coated and uncoated with aluminum foil.

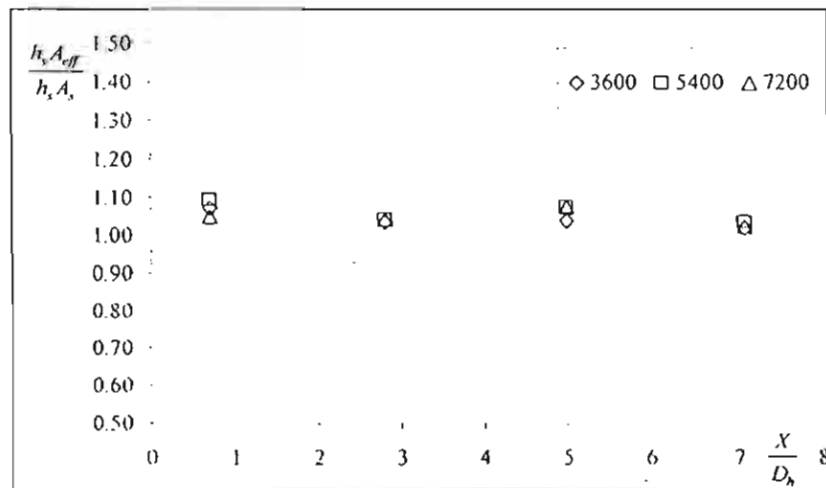


Fig. 5. The ratio of $h_s A_{eff} / h_s A$ of the modules at different positions of X/D_h .

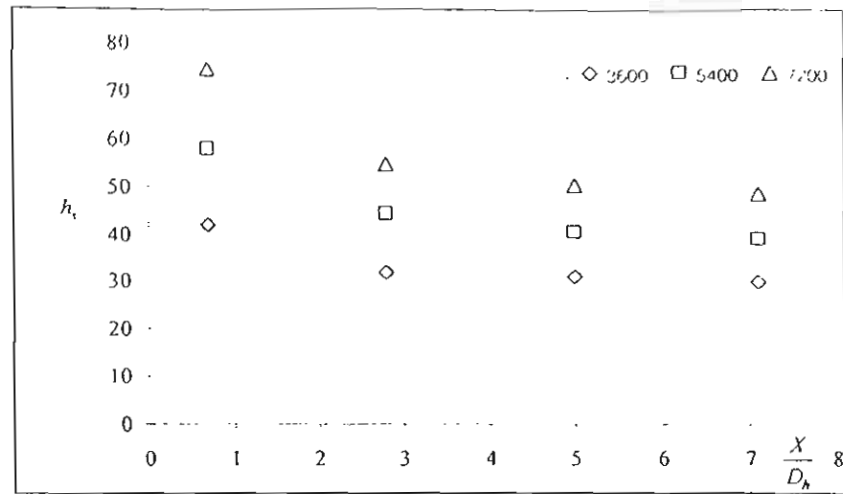


Fig. 6. The value of h_t at different positions of X/D_h .

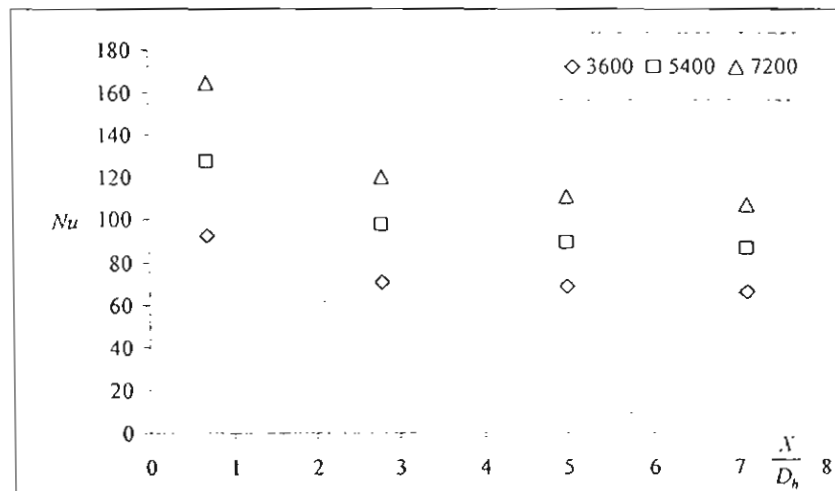


Fig. 7. The value of Nusselt number at different positions of X/D_h .

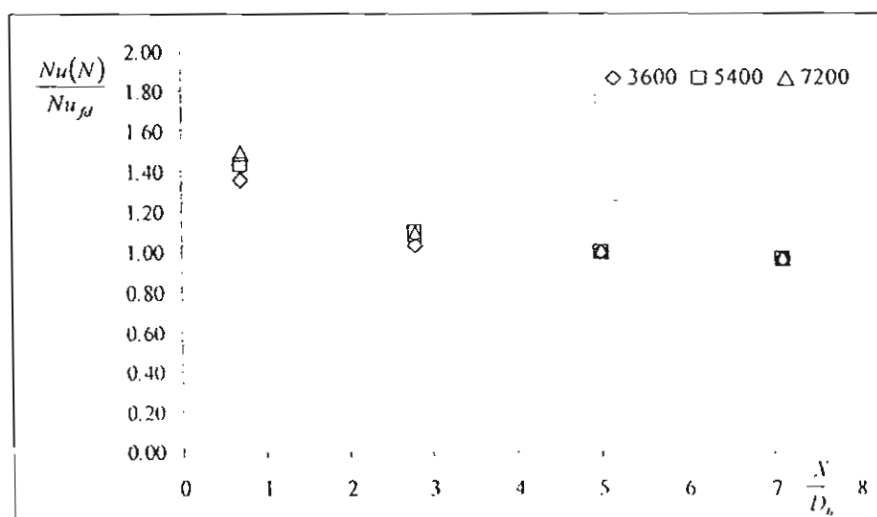


Fig. 8. The ratio of Nusselt number at any module to that at the fully developed flow.

From Fig. 8, the ratio of $Nu(N)/Nu_{fd}$ at different positions and Reynolds number, could be correlated as

$$\frac{Nu(N)}{Nu_{fd}} = 0.80758 Re^{0.057435} \left(\frac{X}{D_h} \right)^{-0.17154} \quad (10)$$

The errors are within ± 6 % of the experimental data.

A correlation to evaluate the fully developed Nusselt number(the 3rd module) could be estimated from our experiment as

$$Nu_{fd} = 0.2329 Re^{0.6933} \quad (11)$$

The errors are within ± 2 % of the experimental data.

With the prescribed air Reynolds number, the fully developed Nusselt number could be calculated from eqn (11) and then the Nusselt number at any module from eqn(10). With the dimensions of the modules and their spacing, the heat transfer coefficient h_s could be evaluated. Then the value of $h_{sA_{eff}}$ at any position or any module could be calculated from eqn(9). The module temperature is then could be estimated from eqn(8).

Fig. 9 shows the module temperatures in case of aluminum foil coated and non-coated PCB. The module temperatures for aluminum foil coated PCB is found to be lower than those for the normal PCB for various value of Reynolds number. The predicted temperatures from the method described before agree very well with those of the experimental data. The results are shown in Fig 10.

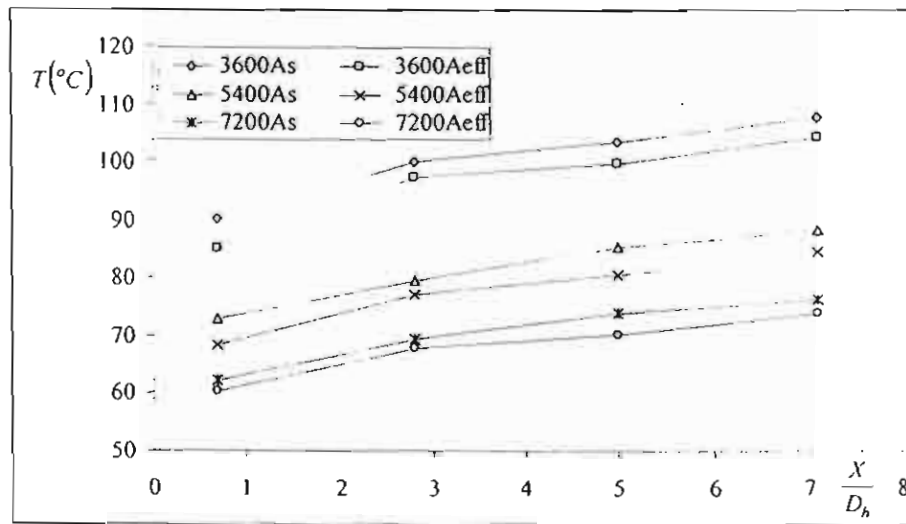


Fig. 9. The effect of aluminum foil coating on the module temperatures.

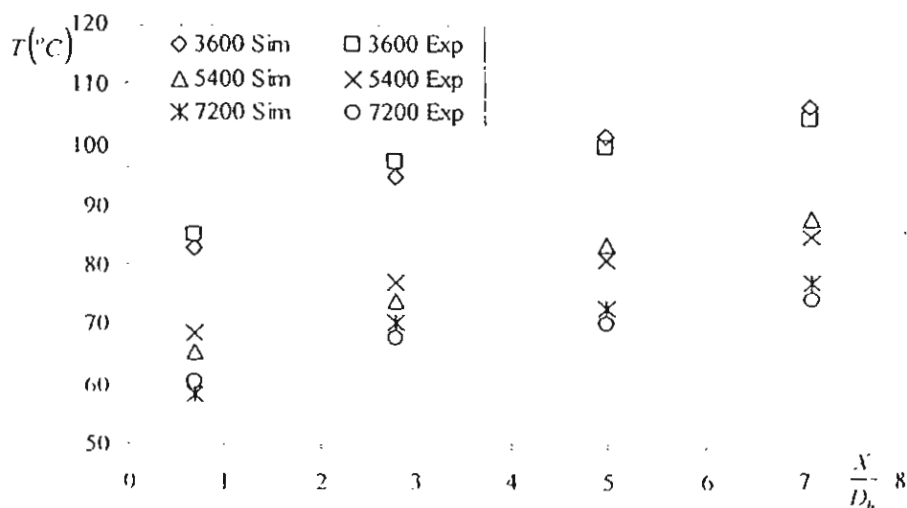


Fig. 10. Comparison of the predicted module temperatures with those of the experimental data.

5. CONCLUSION

From the study it could be concluded that

1. The temperature of electronic module array mounted on circuit board could be reduced by coating high thermal conductivity material on the circuit board since the convective heat transfer area is increased.
2. A model to predict the heat transfer coefficient when the board is coated with aluminum foil is also developed and the module temperatures predicted from this model agree very well with the experimental data.

REFERENCES

- [1]. [1] Rodgers, P. J., Eveloy, V. C., and Davies, M. R. D., An experimental assessment of numerical predictive accuracy for electronic component heat transfer in forced convection- Part 1: Experimental methods and numerical modeling, ASME J. Electronic Packaging, Vol. 125, pp.67-75,2003.

ACKNOWLEDGEMENT

The authors would like to express gratitude to the Thailand Research Fund for supporting this research work.

NOMENCLATURE

A_c	heat transfer area of chip module(m^2)
C_p	specific heat of air (J/kgK)
D_h	hydraulic diameter(m)
$\dot{m}$	air flow rate (kg/s)
Q	total heat dissipated from the chip module(W)
Q_c	heat rate from the chip module(W)
h_c	convective heat transfer coefficient(W/m^2K)
Nu	Nusselt number
Re	Reynolds number
T_o	air temperature($^{\circ}C$)
T_s	average surface temperature($^{\circ}C$)
T_{∞}	average bulk air temperature over the module($^{\circ}C$)
ΔT	temperature difference of downstream and upstream air ($^{\circ}C$)
V	air velocity over the module,(m/s)
X	distance from the leading edge of the first module(m)

บทความและวารสารที่ตีพิมพ์ : การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อน
ลงในดิน

Proceedings of The 9th Tri-University International Joint Seminar & Symposium 2002

Role of Asia in the world -Population, Food, Energy and Environment-

October 28-October 31, 2002
Jiangsu University, Zhenjiang
CHINA

Editor-in-Chief: Yuan Shouqi

Edited by Chen Weiping
Division of International Cooperation and
Exchange, Jiangsu University

Published by
Jiangsu University

All right reserved. No part of this publication may be reproduced or transmitted by any means, i. e., electronic or mechanical; including photocopy, recording, and any information storage and retrieval system, without permission from the copyright holders.

ISSN 1671-6604
CN 32-1655/C

Printed by Magazine House, Jiangsu University

Lin Lin
Du Guocheng
Chen Jian

5.6 Exploration on Developing Electric Automobile Industry in China and Cope with Environmental Pollution and Energy Shortage –An issue of common concern in Asia in the 21st century(JU)	112
Gao Liyang	
5.7 Chinese and Thai People in Japan -Foreign People and ‘Japan’- (MU)	117
Naeko Kawaguchi	
5.8 Effect of Dimensions on Ground Heat Exchanger Performance (CMU)	121
Sanphet Wannasri	
T.Kiatsiriroat	
5.9 The Problem of Energy in China (JU)	124
Guo Xiaomei	

Session 6: Monday October 28th, 2002, 14:45-17:00

6.1 Reforming of Carbon Dioxide into Fuel-like Species with Photocatalyst (MU)	127
Nobumasa Sugiura	
Seizo Kato	
Akira Nishimura	
Masahiro Hagi	
6.2 Green Management Strategy–Initial Exploration of the Food Marketing in China(JU)	131
Hu Yueling	
6.3 Design and Development of Multi-fuel Continuous Combustor (CMU)	135
Saransiri Wongsiri	
Sumpun Chaitep	
6.4 An Overview of Sandstorm Hazards and Solutions in China (JU)	139
Ji Ying	
6.5 Renewable Energy from Biomass a Case Study on the Straw (KKU)	143
Panya Singnam	
6.6 Improvement of Population Quality-Eugenics (JU)	146
Jiang Feifei	
6.7 Effect of TCA Cycle Metabolites on the Production of Pyruvate by Torulopsis Glabrata(SYU)	150
Liu Liming	

EFFECT OF DIMENSIONS ON GROUND HEAT EXCHANGER PERFORMANCE

S. Wannasri

Department of Mechanical
Engineering
Chiang Mai University, Chiang Mai
50200, Thailand

T. Kiatsiriroat

Department of Mechanical
Engineering
Chiang Mai University, Chiang Mai
50200, Thailand

ABSTRACT The transient axisymmetric finite element heat transfer model of a vertical-double spiral ground heat exchanger (VDSGHX) was simulated. Effect of the spiral radius ratio and the vertical pitch spacing of ground heat exchanger on its performance to reject heat into ground had been carried out. It is found that the heat rejection performance of VDSGHX strongly depends on the pitch and the spiral radius ratio (R_i/R_o). The accumulated heat rejection increases with increasing the pitch. However, the appropriated pitch is 0.3 m, over this the increase of accumulated heat rejection is relatively insignificant. For the same total length of tube, the proper R_i/R_o ratio is approximately 0.7.

1. INTRODUCTION

A refrigeration system with ground as a heat sink or ground sink refrigeration (GSR) uses the advantage of ground which has a less temperature fluctuation and lower temperature than that of the ambient air, during daytime, in hot climate country. Therefore, the COP of GSR is potentially greater than that of air sink refrigeration (ASR).

The ground heat exchanger (GHX) is a principal component of the GSR system. Coolant in GHX removes heat from the condenser of the GSR system then circulates through buried coil to reject heat into ground.

However, the main disadvantage of this system is the high installation cost. This main cost which depending on the configuration of GHX consists of drilling/trenching/digging cost, backfill material cost and pipe cost.

One configuration of the GHX is a vertical-double spiral ground coil heat exchanger (VDSGHX, Fig 1), developed by Bi et al. [1,2]. VDSGHX occupies ground surface area lower than a single-pipe horizontal heat exchanger but offers higher COP. Therefore, it can be one option for GSR.

Furthermore, the performance of VDSGHX depends on its dimensions, especially, outer and inner spiral radius and vertical pitch spacing. These parameters determine the occupied volume that reflects to the installation cost. The objectives of this paper are to find out the appropriate vertical pitch spacing and the spiral radius ratio to obtain a compact VDSGHX.

2. MATHEMATICAL MODEL

The axisymmetric finite element method was utilized to simulate the ground temperature profiles and the heat rejection from coil of the transient two-dimensional heat conduction model of the VDSGHX. A pitch of outer and inner spiral coil was treated as two-ring coil with coplanar and concentric, as shown in

Fig.2, in order to make this model be symmetry along the centerline. Thus the model could be analyzed in two dimensions without the effect of angle. In this model, there were three pitches considered, i.e. upper, middle and lower pair of rings. Normally, most of pair of rings laid between each other, thus the middle one of model was assumed to be the representation of the others.

The ground was assumed to be homogeneous and isotropic, so that, the thermal properties of soil were uniform. The ground temperature of the model was assumed to be uniform at the initial state. Moreover, the far-field temperature was always equal to its initial temperature.

For the coolant in coil, its temperature was defined to be uniform over the total length of coil and equaled to the mean value of inlet and outlet temperature of GHX coolant. The model disregarded the effect of curvature radius of coil, so the heat transfer coefficient of fluid was calculated by treating as a straight pipe. From the above assumptions, so the model was symmetry along the horizontal axis as shown in Fig. 3.

The main parameter that was used to compare with case by case was the accumulated heat rejection from the coil within 10hrs interval.

The conditions that were utilized to simulated in the model were shown in Table 1

Soil type: Loam

Conductivity	1.2	W/m°C
Specific heat capacity	1585	J/kg°C
Density	1655	kg/m ³
Initial temperature	28	°C
Far-field temperature	28	°C

Coolant water

Bulk temperature	36	°C
Heat transfer coefficient	1200	W/m ² °C

Table 1. The conditions in the model.

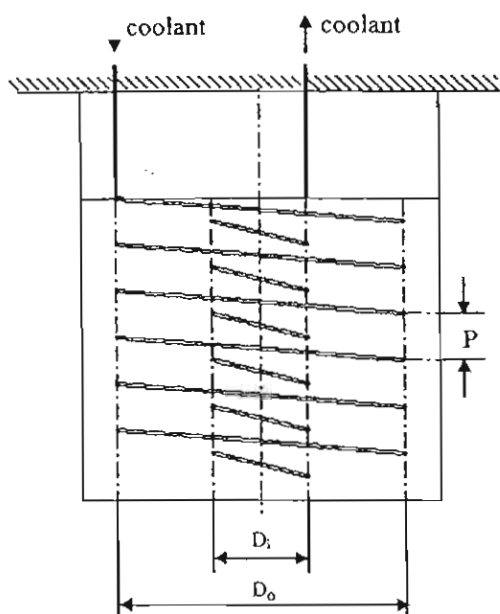


Fig. 1 A vertical double spiral coil ground heat exchanger (VDSGHX).

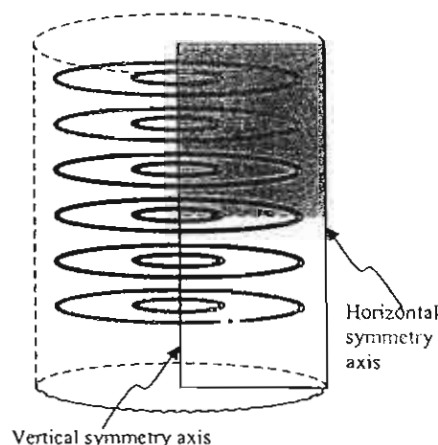


Fig. 2 VDSGHX approximation.

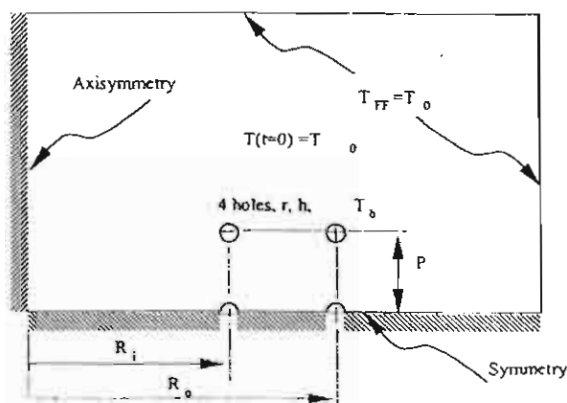


Fig. 3. Initial and boundary conditions.

Nomenclature

D_i	Inner spiral diameter	m
D_o	Outer spiral diameter	m
h	Heat transfer coefficient	$W/m^2\text{ }^\circ\text{C}$
L_t	Total tube length per one coil pitch	m
P	Pitch	m
$\dot{Q}$	Rate of heat reject	W
Q_{ac}	Accumulated heat rejection	MJ
r	Coil radius	m
R_i	Inner spiral radius	m
R_o	Outer spiral radius	m
t	Time	hr
T_b	Coolant bulk temperature	$^\circ\text{C}$
T_i	Initial temperature	$^\circ\text{C}$
T_{FF}	Far-field temperature	$^\circ\text{C}$

3. RESULTS AND DISCUSSIONS

3.1 Effect of pitch

The heat rejection rate from one pitch of coil into ground ($\dot{Q}$), for 1.1 m of R_o and 0.8 m of R_i , is shown in Fig.4. This figure shows the relationship of $\dot{Q}$ and the time in the interval of 10 hrs for each pitch. In the first hour, $\dot{Q}$ rapidly drops to 350 W for all pitches because of a big difference between the ground and fluid temperatures and after that the ground is warmed up then the rate slightly reduces. It is also found that higher the pitch size results in better heat rate. However when the pitch is over 0.3 m, the pitch effect shows insignificant improvement.

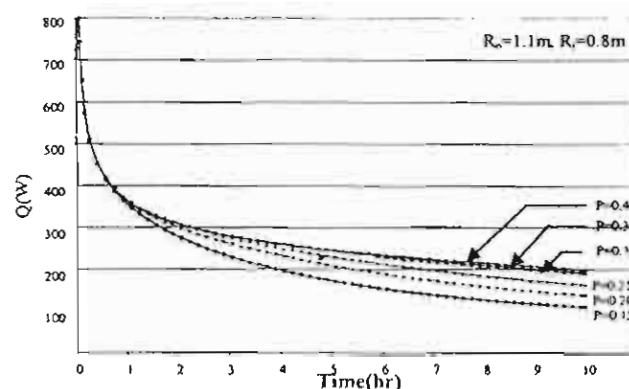


Fig. 4. Effect of pitch on the heat rejection rate.

Fig 5 shows the effect of pitch on 1.1 m of R_o with between 0.7-1.0 m of R_i coil, Q_{ac} extremely increases for all of the ratio of radius with increasing the pitch from 0.15 to 0.2 m. After that the increasing rate of Q_{ac} decreases when the pitch continually increases. It can be also observed that when the pitch is larger than 0.3 m, Q_{ac} is similar. This behavior can be clearly explained that increase of pitch size result in bigger volume of ground for each coil pitch and it can absorb more heat. However, there is a limit of ground temperature thus when the pitch size is over 0.3 m the heat accumulated is nearly constant.

Therefore it is not necessary to use the size of pitch more than 0.3 m which induces the compact GHX.

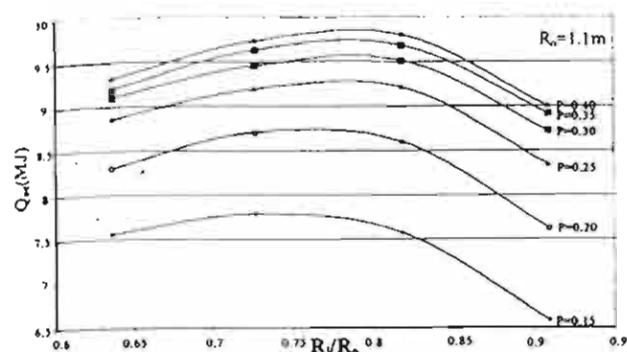


Fig 5. Effect of the pitch on the accumulated heat rejection.

3.2) Effect of spiral radius ratio

The relationship between Q_{ac} and R_i/R_o ratio was shown in Fig 6. Each horizontal line shows Q_{ac} at the same total tube length per one coil pitch L_1 . Q_{ac} for each L_1 is nearly constant until R_i/R_o ratio increases as 0.7. When R_i/R_o ratio is less than this value, the thermal interference slightly affects the heat rejection into ground because the distance between the outer and inner ring is larger enough. Thereafter Q_{ac} decreases since the distance between the outer and inner ring is small which the thermal interference strongly affects.

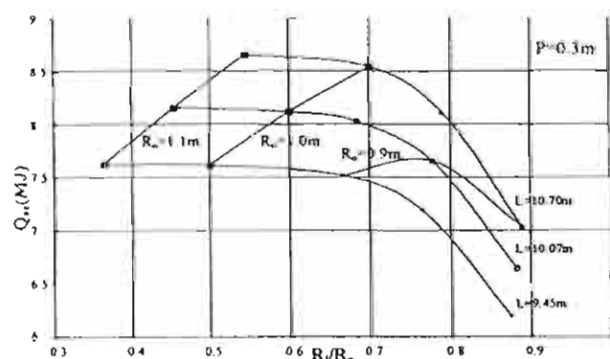


Fig 6. Effect of spiral radius ratio on accumulated heat rejection.

For the same outer radius, Q_{ac} is shown by the cross line. When R_i/R_o ratio is increased, Q_{ac} also increases since when R_i is larger, the heat transfer area also increases. However, when R_i/R_o ratio increases to be about 0.8 as seen from Fig 5, the thermal interference is more dominant than the increasing of heat transfer area. This results in decreases of Q_{ac} .

5. CONCLUSIONS

The heat rejection performance of VDSGHX was found to strongly depend on the pitch and the spiral radius ratio. The accumulated heat rejection increases with increasing the pitch. However, to keep the VDSGHX compact and appropriated performance, its pitch should be 0.3m and its R_i/R_o ratio should be 0.7 for the same total L_1 .

6. ACKNOWLEDGMENT

The authors would like to thank the Thailand Research Fund for providing fund for carrying out this study.

7. REFERENCES

- [1] Yuchong BI, Lingen CHEN & Chih WU, Ground Heat Exchanger for a GSHP System, *Int. J. of Power & Energy Systems*, Vol. 20, No. 3, 2000, p119-122
- [2] Yuchong BI, Lingen CHEN & Chih WU, Ground Heat Exchanger Temperature Distribution Analysis and Experimental Verification, *Int. J. of Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, 2002, p183-189



S. Wannasri

Ph.D. Student
Mechanical Engineering
Thermal System Research
Unit

"Everybody now defines
the future of the earth. So,
let make today better,
together."



T. Kaitsiriraot

1955
Professor, Dr.
Mechanical Engineering
Thermal System Research
Unit

"It is our roles to look
after our globe, not for
ourselves but for the next
generation."

สมรรถนะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน

Thermal Performance of Ground Heat Exchanger

ดร.เพชร วรณศรี
ผอ.เกียรติ เกียรติศิริโรจน์
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
วิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
เชียงใหม่ 50200

บทคัดย่อ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินสองแบบ คือ แบบตรงในแนวดิ่ง และ แบบขดสองชั้นในแนวดิ่ง มีความยาวประสิทธิภาพ 72 และ 87 เมตร ตามลำดับ ซึ่งจะนำไปใช้ในการระบายความร้อนออกจากชุดควบแน่นของเครื่องปรับอากาศ ถูกนำมาทดสอบเปรียบเทียบสมรรถนะการระบายความร้อนสู่พื้นดิน โดยหมุนเวียนน้ำอุณหภูมิคงที่ ที่ 38, 36 และ 34 °C เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน ในช่วงเวลา 8:30-17:00 น. 3 วันต่อเนื่อง ในแต่ละอุณหภูมิ น้ำเข้า จากการทดสอบ พบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแรกสามารถระบายความร้อนสู่พื้นดินได้ในอัตราเฉลี่ย 2.37, 1.76 และ 1.42 กิโลวัตต์ ในขณะที่แบบที่สองทำได้ 2.40, 2.02 และ 1.38 กิโลวัตต์ ในกรณีที่อุณหภูมิ น้ำเข้าเท่ากับ 38, 36 และ 34 °C ตามลำดับ

Abstract Two types of ground heat exchangers: vertical- straight type and vertical-double spiral type, each of 72 and 87 m effectiveness length, respectively, are used for rejecting heat from condenser of an air conditioning system. Experiments to compare the performance of heat transfer into the ground are carried out. Water at constant temperature each of 38, 36 and 34 °C are circulated into the ground heat exchangers at 8:30-17:00, for 3 days. The first type can reject heat approximately 2.37, 1.76 and 1.42 kW and the another type can do approximately 2.40, 2.02 and 1.38 kW, in case of, water inlet temperature at 38, 36 and 34 °C ,respectively.

บทนำ
สำหรับระบบปรับอากาศ ที่ส่วนใหญ่ระบายความร้อนด้วยอากาศ อุ่นภูมิบรรยากาศ ซึ่งมีการเปลี่ยนแปลงขึ้น-ลง ทั้งในแต่ละวัน และในแต่ละปี นับเป็นปัจจัยสำคัญที่ส่งผลต่อสมรรถนะการทำงานของระบบ กล่าวคือ ยิ่งอุณหภูมิบรรยากาศสูงขึ้น ไม่เพียงแต่จะทำให้ภาระการปรับอากาศยิ่งสูงขึ้นแล้ว ก็ยังส่งผลให้ความสามารถในการระบายความร้อนออกจากระบบก็ยิ่งลดลงอีกด้วย เป็นเหตุให้ประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบจะยิ่งลดลง ด้วยเหตุดังกล่าว ในเวลาบางวันซึ่งอุณหภูมิบรรยากาศค่อนข้างสูง จะมีผลทำให้ประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบไม่ดีขึ้น และเมื่อมองในภาพกว้าง ย่อมส่งถึงการจัดการความต้องการพลังงานสูงสุดในช่วงเวลาดังกล่าวด้วย
ในขณะที่อุณหภูมิบรรยากาศ มีการแกว่งตัวมาก พื้นดินที่ระดับความลึกได้มีความผันผวนไม่มากนัก คือเพียง 50 เซนติเมตร ลงไป กลับมีอุณหภูมิค่อนข้างคงที่ มีการแกว่งตัวน้อยกว่า คือมีอุณหภูมิ 27-29 องศาเซลเซียส และยังลึกลงไปอุณหภูมิก็ยิ่งมีการแกว่งตัวลดลง ยิ่งอุณหภูมิยิ่งลดลงด้วย อุณหภูมิดินดังกล่าวนี้ว่าค่าเมื่อเทียบกับอุณหภูมิบรรยากาศ ดังนั้นการหาแนวทางระบายความร้อนจากอุปกรณ์ปรับอากาศลงสู่พื้นดินจึงเป็นทางเลือกในการแก้ปัญหาข้างต้น
การระบายความร้อนออกจากระบบฯ สู่พื้นดินสามารถทำได้ ทั้งการระบายความร้อน ออกโดยตรง โดยการฝังชุดควบแน่นของระบบฯ

ไว้ใต้ดิน และการระบายความร้อนโดยใช้ของไหลเป็นตัวกลาง ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน (Ground Heat Exchanger: GHX) ที่มีลักษณะเป็นขดท่อปลายปิด โดยทั่วไปทำจากพลาสติก โพลีเอทิลีนความหนาแน่นสูง (HDPE) ด้านหนึ่งรับความร้อนจากชุดควบแน่น อีกด้านหนึ่งฝังลงในพื้นที่ดิน เพื่อระบายความร้อนออก โดยของไหลตัวกลางจะถูกหมุนเวียนโดยอาศัยเครื่องสูบลบ ในบทความนี้ การระบายความร้อนโดยวิธีหลัง จะถูกใช้ เนื่องจากมีข้อได้เปรียบ คือสามารถติดตั้งได้สะดวกกว่า และไม่เป็นการเพิ่มภาระให้กับเครื่องอัดของระบบฯด้วย

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน สามารถจำแนกได้ทั้งสามทิศทางตามการวางตัว เป็น แนวราบ และ แนวดิ่ง ตามลักษณะท่อเป็น แบบตรง และ แบบขดและตามการต่อท่อ เป็น แบบอนุกรม และ แบบขนาน โดยแต่ละลักษณะมีข้อได้เปรียบ-เสียเปรียบ ต่างกันไป แต่ไม่ว่าจะเป็นเครื่องฯ ลักษณะใด ปัญหาเหมือนกัน คือ ราคาติดตั้งระบบที่ค่อนข้างสูง ในบรรดาลักษณะการติดตั้ง แบบตรงในแนวดิ่ง จะมีสมรรถนะการระบายความร้อนสูงสุด อย่างไรก็ตาม ค่าติดตั้งก็สูงที่สุดด้วย เนื่องจากความลึกที่ติดตั้งลักษณะนี้คือ 30 เมตรขึ้นไป การเจาะรูจำเป็นต้องใช้เครื่องจักร ซึ่งเป็นสาเหตุหลักที่ทำให้ค่าติดตั้งสูง ส่วนข้อได้เปรียบของแบบขดแนวดิ่งคือ การขุดหลุมดินเพื่อติดตั้งทำได้ง่าย และราคาก็ไม่แพงนัก

ดังนั้นในบทความนี้ จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อ ศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะการระบายความร้อนลงสู่พื้นดินของ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินสองชนิด ที่มีค่าใช้จ่ายในการติดตั้งไม่สูงนัก คือ แบบตรงในแนวดิ่งที่มีความลึก 6 เมตร และแบบขดสองชั้นในแนวดิ่ง

2. หลักการทฤษฎี

2.1 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์แหล่งความร้อนรูปเส้น (Line Source Model :Ingersoll and Pass[1])

แบบจำลองนี้ตั้งอยู่บนสมมติฐานว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินเป็นแหล่งความร้อนลักษณะเป็นเส้น คือมีความยาวมากและขนาดเล็กมาก จึงไม่คิดผลด้านหัวและท้าย และไม่มีความต้านทานโดยพื้นดินจะถือว่าเป็นแหล่งระบายความร้อน มีอุณหภูมิคงที่คงที่เท่ากันทุกจุด โดยอุณหภูมิดินที่เวลาและรัศมีใดๆ หาได้จาก

$$\Delta T(r, t) = \frac{\dot{Q}}{2\pi k} \int_0^{\frac{r}{2\pi k}} \frac{e^{-\beta^2}}{\beta} d\beta \quad (1)$$

เมื่อ

ΔT	=	ส่วนต่างของอุณหภูมิเมื่อเทียบกับอุณหภูมิตั้งต้น	($^{\circ}\text{C}$)
r	=	รัศมีจากแหล่งความร้อน	(m)
t	=	เวลานับจากเริ่มระบาย ความร้อน	(s)
$\dot{Q}$	=	อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยความยาวท่อ	(W/m)
k	=	สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของพื้นดิน	(W/m $^{\circ}\text{C}$)
α	=	ค่าการแพร่ความร้อน	(m ^{2} /s)

พจน์อินทิกรัลในสมการ (1) สามารถประมาณค่าได้

[Morgensen:1983[2]] ดังนี้

$$\int_0^{\frac{r}{2\pi k}} \frac{e^{-\beta^2}}{\beta} d\beta = \ln\left(\frac{4\alpha t}{R^2}\right) - C \quad (2)$$

โดย C คือ ค่าเลข Euler เท่ากับ 0.5772...
ที่ $r=R$ คือที่ผันวู

และเมื่อเพิ่มผลของความต้านทานความร้อนระหว่างของไหลภายในท่อกับผันวู (m_{TR}) ในสมการ (1) ได้

$$\Delta T(R, t) = \dot{Q}m_{TR} + \frac{\dot{Q}}{4\pi k} \left[\ln\left(\frac{4\alpha t}{R^2}\right) - C \right] \quad (3)$$

จัดพจน์ใหม่ เพื่อให้ง่ายแก่การนำไปใช้ประเมินค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของดิน ได้

$$\Delta T(R, t) = \dot{Q}m_{TR} + \frac{\dot{Q}}{4\pi k} \left[\ln\left(\frac{4\alpha}{R^2}\right) - C \right] + \frac{\dot{Q}}{4\pi k} \ln t \quad (4)$$

ลองพจน์แรกทางด้านขวามือของสมการ (4) จะมีค่าคงที่ เมื่ออัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยความยาวท่อ ($\dot{Q}$) คงที่ ดังนั้น $\ln t$ เท่านั้น ที่เป็นตัวแปรต้น สมการ (4) จึงสามารถเขียนในรูปสมการเส้นตรง ดังนี้

$$y = mx + C \quad (5)$$

เมื่อ

y	=	ΔT การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ
b	=	ลองพจน์แรก ทางด้านขวามือของสมการ (4)
m	=	$\frac{\dot{Q}}{4\pi k}$
x	=	$\ln t$

ดังนั้นเมื่อทำการเก็บข้อมูล การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ ΔT และอัตราการถ่ายเทความร้อน แล้วเขียนกราฟ ระหว่าง ΔT กับ $\ln t$ ความชันของแผนภูมิ สามารถนำมาหาค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของดินได้

2.2 การออกแบบขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินสามารถออกแบบโดยใช้สมการนำความร้อนแบบสภาวะคงตัวได้ดังนี้ [Ingersoll et al. (1954)]

$$Q = \frac{L(T_g - T_f)}{R_p + R_s} \quad (6)$$

โดย

Q	=	อัตราการถ่ายเทความร้อน	(W)
L	=	ความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน	(m)
T_g	=	อุณหภูมิดินธรรมชาติ	($^{\circ}\text{C}$)
T_f	=	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล	($^{\circ}\text{C}$)
R_p	=	ความต้านทานความร้อนของท่อ	($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
R_s	=	ความต้านทานความร้อนของพื้นดิน	($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)

2.3 ความร้อนที่ถ่ายเทลงสู่พื้นดิน

อัตราการถ่ายเทความร้อนลงสู่พื้นดิน สามารถหาได้จากสมการ

$$Q = \dot{m}C_p(T_{f,in} - T_{f,out}) \quad (7)$$

- = อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)
 = อัตราการไหลของของไหล (kg/s)
 = ค่าความจุความร้อนจำเพาะของ
 ของไหล (J/kg·°C)
 $T_{f, in}$ = อุณหภูมิของของไหลขาเข้า (°C)
 $T_{f, out}$ = อุณหภูมิของของไหลขาออก (°C)

ค่าความจุความร้อนจำเพาะของดิน

เมื่อนำตัวอย่างดิน มาวิเคราะห์ เพื่อหาอัตราส่วนโดยปริมาตร
 ส่วนประกอบของมวลดิน คือ อากาศ, น้ำ และเนื้อดิน ซึ่งแบ่งเป็น
 กรอน, ทราย และดินเหนียว ได้แล้ว สามารถหาค่าความจุความร้อน
 พหุของดินได้จาก

$$C = \sum_i x_i C_i \quad (8)$$

โดย

- C = ค่าความจุความร้อนจำเพาะของ
 ของไหล (J/kg·°C)
 x = อัตราส่วนโดยปริมาตรของส่วน
 ประกอบของมวลดิน
 i = ส่วนประกอบของมวลดิน

2.5 ค่าลงทุนเบื้องต้นในการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้น
 ดิน

ค่าลงทุนเบื้องต้นในการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้น
 ดิน ประกอบด้วย 3 ส่วนหลัก คือ

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

รายละเอียดค่าลงทุน ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน
 ทั้งสองแบบ แสดงดังตารางที่ 1

ตารางที่ 1. รายละเอียดค่าลงทุนเบื้องต้นในการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน

	แบบตรงในแนวดิ่ง				แบบขดสองชั้นในแนวดิ่ง			
		หน่วยละ	จน หน่วย	เป็นเงิน		หน่วยละ	จน หน่วย	เป็นเงิน
วัสดุ	ท่อ	1650	4(100 ม.)	1650	ท่อ	1650	4(100 ม.)	1650
	ข้อต่อ B	30	6	180	ข้อต่อ 90°	60	4	240
	ข้อต่อ 90°	15	12	180	เหล็กฉาก	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
	กลับ				กลับ	180	3	540
			รวม	3990			รวม	6930

การติดตั้งชุดทดสอบและวิธีการทดสอบ

การติดตั้งชุดทดสอบ

หลังจากรวบรวมข้อมูลอุณหภูมิดินธรรมชาติ และทำการ
 สอบค้นเพื่อหาสมบัติทางความร้อน ในห้องปฏิบัติการแล้ว นำมา
 ผนวกเพื่อออกแบบขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน
 2000 W ความสมการ 6 โดยค่าที่ใช้ในการคำนวณมี ดังนี้
 ภูมิณดินธรรมชาติเท่ากับ 28 °C และ อุณหภูมิน้ำเฉลี่ยเท่ากับ 36
 ได้ความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบตรงในแนวดิ่งเท่า
 38.5 m. และจากข้อมูลแบบจำลองของ Wannasri & Kiatniraoat
 สามารถออกแบบความยาวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดสอง
 ชั้นในแนวดิ่งได้ โดยข้อมูลรายละเอียดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
 ทั้งสองแบบ แสดงดังด้านล่าง

วัสดุ: ท่อโพลีเอทิลีนความหนาแน่นสูง (HDPE)
 เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ 32 mm.
 ความหนา 1.9 mm

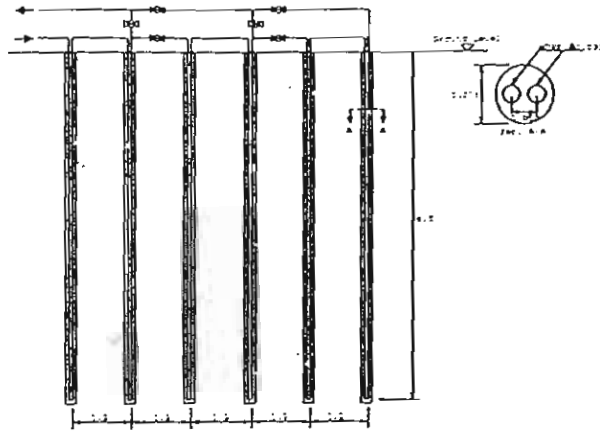
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน

- แบบตรงในแนวดิ่ง-อนุกรม

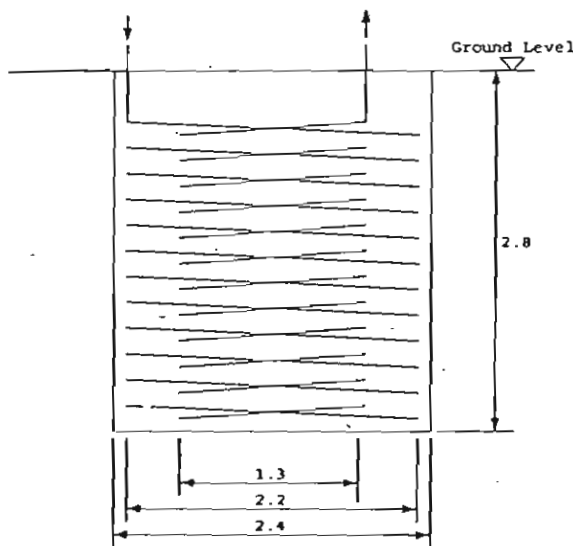
เส้นผ่านศูนย์กลางรู 8 cm.
 ความลึก 6 m.
 จำนวนรู 6 รู
 ระยะห่างระหว่างรู 1.2 m.
 ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางท่อ 5 cm.
 ความยาวประสิทธิภาพ 36 m.

- แบบขดสองชั้นในแนวดิ่ง

ระดับความลึก 0.5 m.
 ระดับความลึกของหลุม 2.8 m.
 เส้นผ่านศูนย์กลางหลุม 2.4 m.
 เส้นผ่านศูนย์กลางของขดท่อวงนอก 2.2 m.
 เส้นผ่านศูนย์กลางของขดท่อวงใน 1.3 m.
 ระยะห่างระหว่างชั้นท่อ 0.3 m.
 ความยาวประสิทธิภาพ 87 m.



รูปที่ 1 แผนภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน
แบบตรงในแนวนิ่ง



รูปที่ 2 แผนภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน
แบบขดสองชั้นในแนวนิ่ง

3.2 วิธีการทดสอบ

สมรรถนะการระบายความร้อน ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน สามารถทดสอบได้โดยการจำลองความร้อนที่นำเข้ามาจากชุดควบคุมของระบบปรับอากาศ ด้วยชุดให้ความร้อนแก่ น้ำ ซึ่งสามารถควบคุมให้น้ำในถังมีอุณหภูมิคงที่ ตามต้องการได้ แล้วหมุนเวียนน้ำเข้าไปในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน โดยอาศัยเครื่องสูบน้ำ บันทึกอุณหภูมิที่ออก อุณหภูมิดินบริเวณเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน และอัตราการไหลของน้ำ

ตำแหน่งที่วัดอุณหภูมิบริเวณใกล้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ตำแหน่งด้านในของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนวงใน ระหว่างในแนวระดับเท่ากับ 5 cm. และอยู่ที่ระดับความลึก 0.95, 1.55 และ 2.15 m.

อัตราการไหลของน้ำที่ไรในการทดสอบ กำหนดให้อยู่ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ช่วงเวลาที่ทำการทดสอบ พิจารณาจาก ช่วงที่

อุณหภูมิดินต่ำกว่าอุณหภูมิบรรยากาศปกติ การทดสอบต่อเนื่องกันวันในแต่ละอุณหภูมิ น้ำเข้า มีจุดประสงค์เพื่อศึกษาผลของอุณหภูมิเข้าที่มีต่อการเดินตัวของอุณหภูมิดินบริเวณใกล้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน ที่ส่งผลถึงอุณหภูมิดินบริเวณใกล้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นสำหรับการทดลองในวันถัดไป ซึ่งมีอิทธิพลต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

ตัวแปรคงที่ในการทดสอบ ได้แก่

อัตราการไหลของน้ำ 15 ลิตร/นาทึ

ระยะเวลาวัน 8 ชม. 30 นาที

ช่วงเวลา 8:30 - 17:00 น.

ระยะเวลาชุดการทดลอง 3 วัน

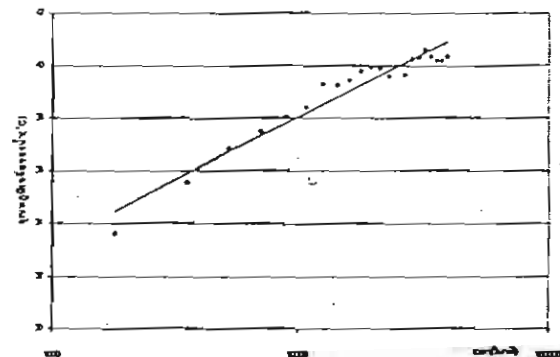
ตัวแปรค้น

อุณหภูมิ น้ำเข้า 34.36 และ 38 °C

4. ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง

4.1 การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนประสิทธิภาพของพื้นดิน

เพื่อเป็นการตรวจสอบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่หาได้จากห้องปฏิบัติการ การทดสอบหาค่าดังกล่าวในสถานที่ทดสอบจริงสามารถทำได้โดยอาศัยแบบจำลองแหล่งความร้อนรูปเส้น ดังที่ได้กล่าวไว้แล้วในส่วนหลักการและทฤษฎี



รูปที่ 3 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิ น้ำเฉลี่ยเข้า - ออก เทียบ
กับเวลาในภาคส่วนเลือกการที่ม

ในการทดสอบ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ป้อนให้แก่ น้ำเฉลี่ยเท่ากับ 1580 W และจากรูปที่ 3 ได้ความสัมพันธ์ของความสัมพันธ์เท่ากับ 2.092 ดังนั้นค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของพื้นดินประสิทธิภาพเท่ากับ 1.67 W/m²·°C

4.2 สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน

สมรรถนะการระบายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินทั้งสองแบบไม่แตกต่างกันมากนัก โดยสามารถแยกพิจารณาตัวแปรเป็นข้อๆ ได้ดังนี้

เมื่อมีการระบายความร้อนลงสู่พื้นดิน อุณหภูมิดินบริเวณเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน จะเพิ่มสูงขึ้นทำให้อุณหภูมิ น้ำเข้า

ความเพิ่มขึ้น และเมื่อหยุดระบายความร้อนลงสู่พื้นดิน อุณหภูมิดินบริเวณเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนฯ จะลดลง สู่เข้าสู่อุณหภูมิดินตั้ง ความสามารถในการกักตัวของอุณหภูมิดินสัมพันธ์กับอุณหภูมิ น้ำ โดยที่ ยิ่งอุณหภูมิ น้ำเข้ายิ่งสูง ความสามารถในการกักตัวของ อุณหภูมิ ดินก็จะยิ่งต่ำลง ดังแสดงในรูปที่ 4. อุณหภูมิดินบริเวณ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน กรณีที่อุณหภูมิ น้ำเข้าเท่ากับ 38 °C จะระบายความร้อนในการทดลองวันที่ 1 แล้ว อุณหภูมิ ดินฯ จะ มีค่าจะสูงกว่าอุณหภูมิ ดินตั้งต้น และส่วนต่างอุณหภูมิ ดังกล่าวก็จะ มีอุณหภูมิ ดิน ในกรณีที่ อุณหภูมิ น้ำเข้าเท่ากับ 36 และ 34 °C ตามลำดับ

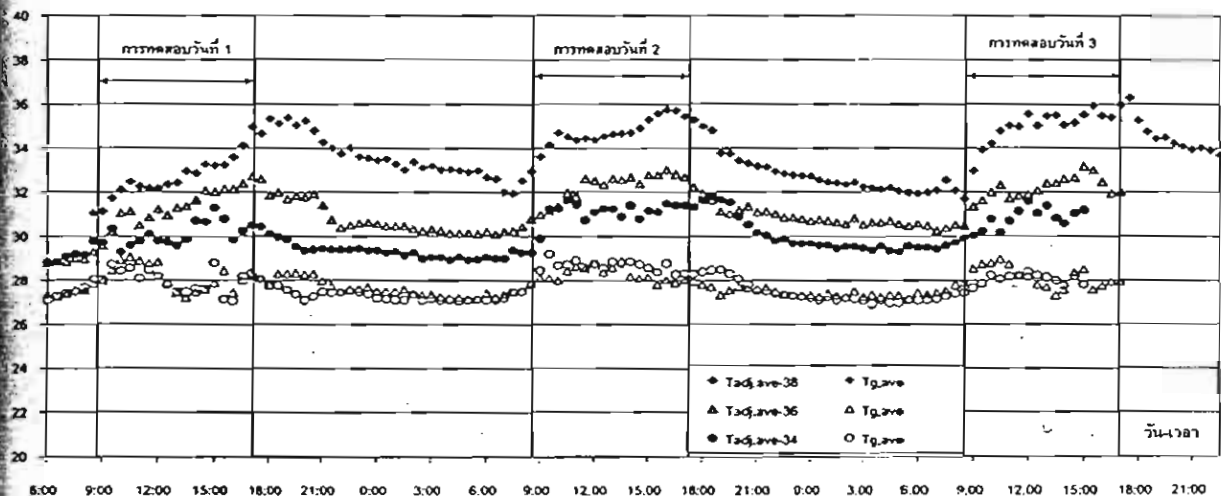
ภายใน 1 ชั่วโมงแรกของการระบายความร้อนลงสู่พื้นดิน อุณหภูมิ น้ำออกจะเพิ่มขึ้นจากอุณหภูมิ น้ำตั้งต้น เข้าใกล้อุณหภูมิ ค่า ซึ่งต่ำกว่าอุณหภูมิ น้ำเข้า โดยส่วนต่างของอุณหภูมิ สัมพันธ์ กับอุณหภูมิ น้ำเข้า โดยยิ่งอุณหภูมิ น้ำเข้ายิ่งสูง อุณหภูมิ น้ำเข้า ก็จะยิ่งลดลง หลังจากนั้นอุณหภูมิ น้ำออกจะเพิ่มสูงขึ้นอย่าง จนเกือบจะคงที่ โดยน้ำเข้าออกจะมีอุณหภูมิ ลดลงประมาณ 2-1.5

°C ลดลงเล็กน้อย ในกรณีที่อุณหภูมิ น้ำเข้าเท่ากับ 38, 36 และ 34 °C ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 5

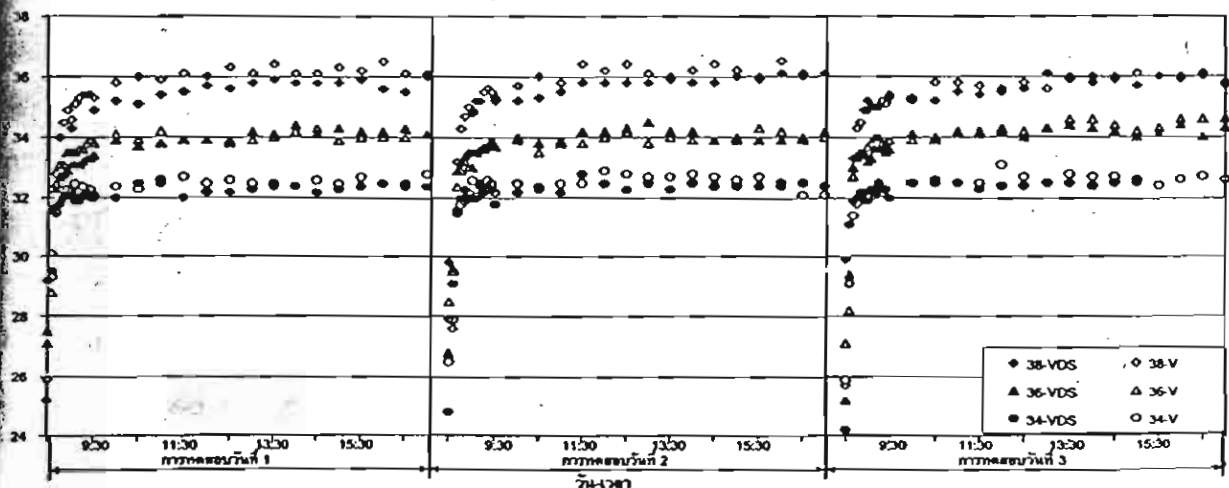
สืบเนื่องจากไหลของอุณหภูมิ น้ำเข้าออก อัตราการระบายความร้อนลงสู่พื้นดินก็ จะลดลงอย่างรวดเร็วในช่วง 1 ชั่วโมงแรก แล้วหลังจากนั้น จะลดลงอย่างช้าๆ จนเกือบจะไม่เปลี่ยนแปลง โดยอัตราการ ระบายความร้อนสัมพันธ์กับอุณหภูมิ น้ำเข้า โดยเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนกับพื้นแบบตรงในแนวตั้ง สามารถระบายความร้อนได้เฉลี่ย 2.37, 1.76 และ 1.42 กิโลวัตต์ และแบบขดสองชั้นในแนวตั้งทำได้ เฉลี่ย 2.40, 2.02 และ 1.38 กิโลวัตต์ ในกรณีที่น้ำเข้าเท่ากับ 38, 36 และ 34 °C ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 6, 7 และ 8

5. สรุปผลการทดสอบ

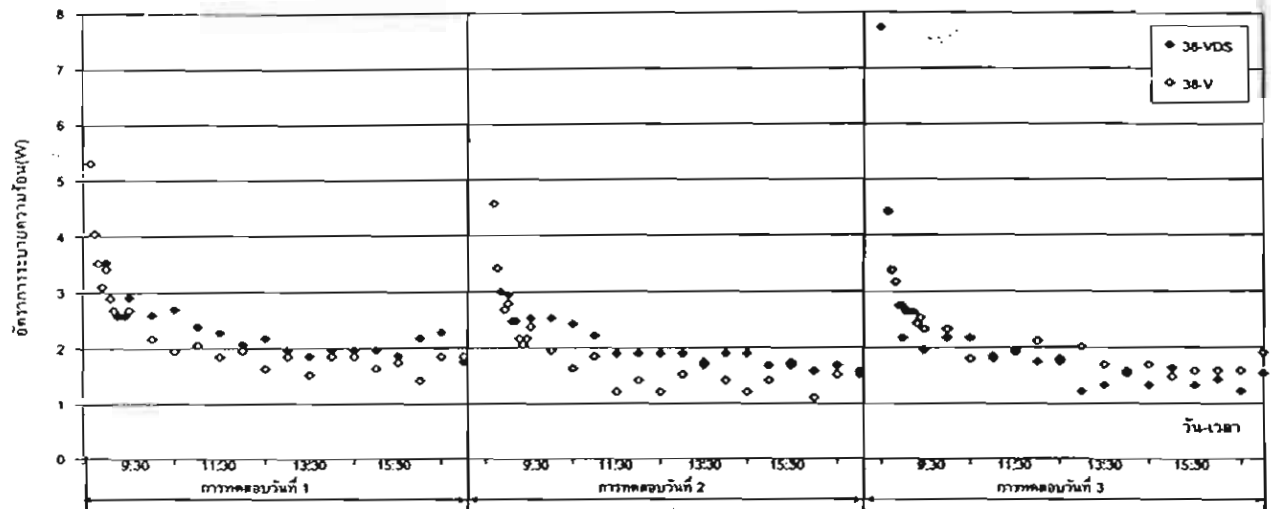
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินในแบบตรงแนวตั้ง มี สมรรถนะการระบายความร้อนลงสู่พื้นดินเทียบกับค่าลงทุนติดตั้งเบื้องต้น สูงกว่า



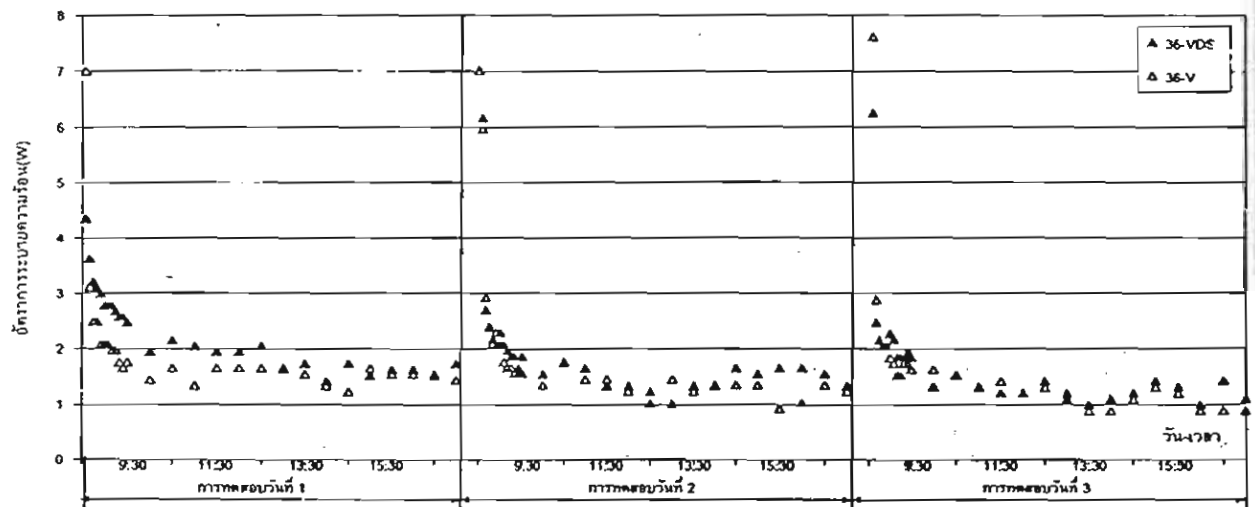
รูปที่ 4. ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิดินบริเวณเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับอุณหภูมิ น้ำเข้า



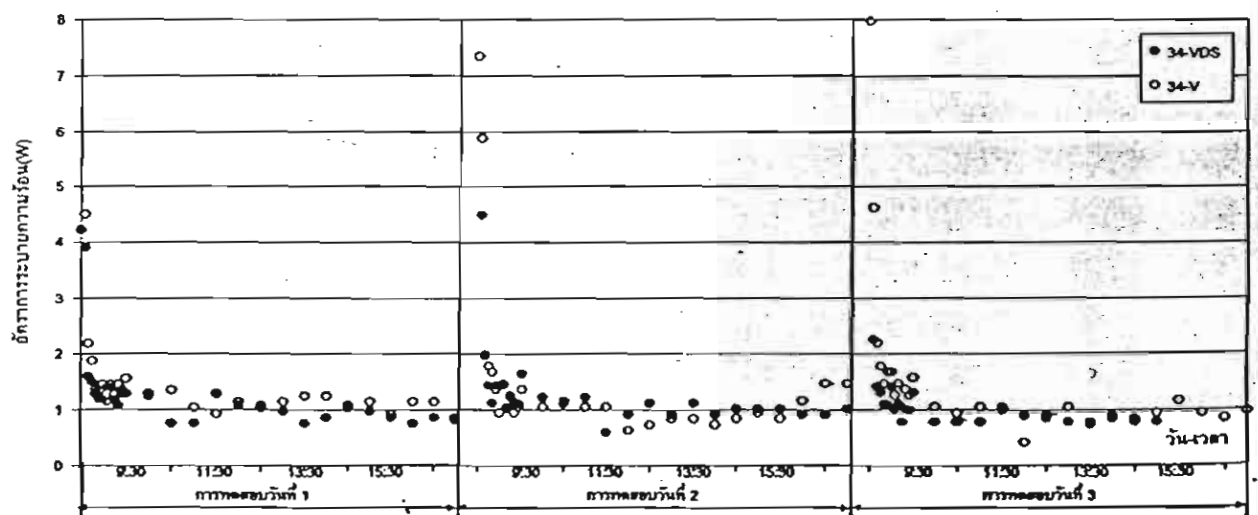
รูปที่ 5. ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิ น้ำออกกับอุณหภูมิ น้ำเข้า



รูปที่ 6. ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการระบายความร้อนลงสู่พื้นดินกับเวลา เมื่ออุณหภูมิน้ำเข้าเท่ากับ 38°C



รูปที่ 7. ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการระบายความร้อนลงสู่พื้นดินกับเวลา เมื่ออุณหภูมิน้ำเข้าเท่ากับ 36°C



รูปที่ 8. ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการระบายความร้อนลงสู่พื้นดินกับเวลา เมื่ออุณหภูมิน้ำเข้าเท่ากับ 34°C

ภาคการประกาศ

ขอขอบคุณ สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) ที่ให้
ทุนสนับสนุนการวิจัยในครั้งนี้

เอกสารอ้างอิง

Ingersoll, L.R. and H.J. Plass., Theory of the Ground Pipe
Heat Source for the Heat Pump, Heating, Piping & Air
Conditioning, 1948, p119-122. cited in Warren, A.A.'s
Master Thesis, Oklahoma State University.

Morgensen, P., Fluid to Duct Wall Heat Transfer in Duct
System Heat Storages, Proceedings of the International
Conference on Subsurface Heat Storage in Theory and
Practice, Swedish Council for Building Research, 1983,
June 6-8. cited in Warren, A.A.'s Master Thesis, Oklahoma
State University.

Wannasri, S. and Kiatsirirot, T., Effect of Dimensions on
Ground Heat Exchanger Performance, Proceedings of the
9th Tri-University International Joint Seminar and
Symposium 2002, p121-123.

ระบบปรับอากาศที่มีการระบายความร้อนลงสู่พื้นดิน AIR CONDITIONING SYSTEM WITH GROUND AS HEAT SINK

กริช จิรวัดเสี้ยวพร

สรเพชร วรรณศรี

ทณเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

เชียงใหม่ 50200

โทรศัพท์ (053) 944144 ต่อ 943

โทรสาร (053) 944145

บทคัดย่อ

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบปรับอากาศที่มีการระบายความร้อนลงสู่พื้นดิน โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบตรงในแนวดิ่ง ได้ถูกพัฒนาขึ้น เพื่อตรวจสอบแบบจำลองการระบายความร้อนลงสู่พื้นดินของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน การทดสอบจึงได้ดำเนินการควบคู่กันไป ผลการทำนายจากแบบจำลองสอดคล้องกับผลจากการทดสอบ เมื่อใช้แบบจำลองทำนายการทำงานพบว่าเมื่อใช้เวลากการทำงานต่อวันมากขึ้นจะทำให้อัตราการระบายความร้อนเฉลี่ยมีค่าลดลง ข้อมูลดังกล่าวสามารถนำมาใช้เพื่อหาความยาวท่อและเวลาที่ใช้งานต่อวันที่เหมาะสมได้ จากแบบจำลองของระบบปรับอากาศ พบว่า สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ มีค่าเท่ากับ 3.55, 3.43 และ 3.20 ที่อุณหภูมิน้ำเข้าชุดควบแน่นเท่ากับ 33, 34 และ 35 องศาเซลเซียส ตามลำดับ

Abstract

Mathematical model of an air conditioning system with ground as heat sink , using straight vertical ground heat exchanger, is developed. To verify the model of ground heat exchanger the experiments are conducted. Predicted water temperature out of ground heat exchanger agrees well with experimental one. From the ground heat exchanger model, when operation period increases, average rate of heat transfer into ground decreases. This data will be use as guideline to select the appropriate number of loop length and operation period. From the air conditioning system with ground as heat sink model, it shows that coefficient of performance are 3.55, 3.43 and 3.20 when water temperature are 33, 34 and 35 °C ,respectively.

1. บทนำ

อุณหภูมิของแหล่งดูดซับความร้อน เป็นปัจจัยสำคัญประการหนึ่งที่เป็นตัวกำหนด สัมประสิทธิ์สมรรถนะซึ่งสามารถสะท้อนประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศ อุณหภูมิแหล่งดูดซับความร้อนยิ่งต่ำ สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบยิ่งสูงขึ้น ในระบบที่มีการระบายความร้อนด้วยอากาศ สมรรถนะของระบบจะขึ้น-ลงตามอุณหภูมิบรรยากาศซึ่งมีการเปลี่ยนแปลง ก่อนข้างมากในแต่ละวัน การใช้พื้นดินเป็นแหล่งดูดซับความร้อนจากระบบปรับอากาศ เป็นอีกทางเลือกหนึ่ง ที่มีศักยภาพที่จะปรับปรุงให้สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบมีเสถียรภาพเพิ่มขึ้น เนื่องจาก อุณหภูมิดินจะมีการแกว่งตัวในแต่ละวันลดลง เมื่อความลึกเพิ่มขึ้น ยิ่งไปกว่านั้น โดยทั่วไปอุณหภูมิของพื้นดินจะต่ำกว่าอุณหภูมิของบรรยากาศ ในช่วงเวลากลางวัน [1] ซึ่งจะทำให้ระบบที่มีการระบายความร้อนลงสู่พื้นดินมีศักยภาพที่จะมีสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงกว่าระบบที่มีการระบายความร้อนสู่อากาศอีกด้วย

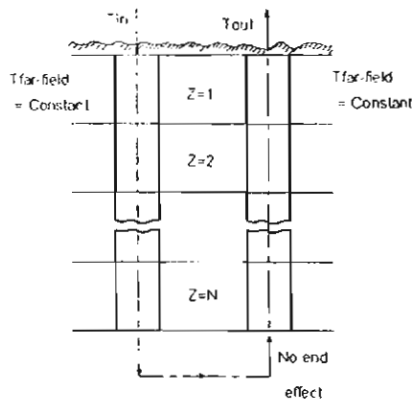
ในบทความนี้การระบายความร้อนออกจากชุดควบแน่นของระบบ เป็นแบบใช้น้ำเป็นตัวกลาง โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบตรงในแนวดิ่ง ซึ่งใช้ท่ออย่างโพลีเอทิลีนความหนาแน่นสูง ลักษณะปลายปิด ด้านหนึ่งเชื่อมกับชุดควบแน่นอีกด้านฝังลงดิน โดยมีเครื่องสูบน้ำทำหน้าที่หมุนเวียนน้ำ

โดยทั่วไป รัศมีความลึกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน จะมีความลึกมากกว่า 30 เมตร [2] ซึ่งจะทำให้มีค่าใช้จ่ายในการติดตั้งสูง ในงานวิจัยครั้งนี้ มุ่งเน้นที่จะติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ความลึก 6 เมตร เพื่อเป็นการประหยัดค่าใช้จ่าย แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน ได้ถูกพัฒนาขึ้น โดยเปรียบเทียบกับผลการทดสอบ สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนลงสู่พื้นดิน และความสามารถในการฟื้นตัวของอุณหภูมิดินรอบท่อซึ่งส่งผลต่อ สมรรถนะในวันถัดๆไป แยกจากไป แบบจำลองของระบบปรับอากาศที่มีการระบายความร้อนลงสู่พื้นดินได้ถูกพัฒนาขึ้นมาเพื่อทำนายศักยภาพของระบบด้วย.

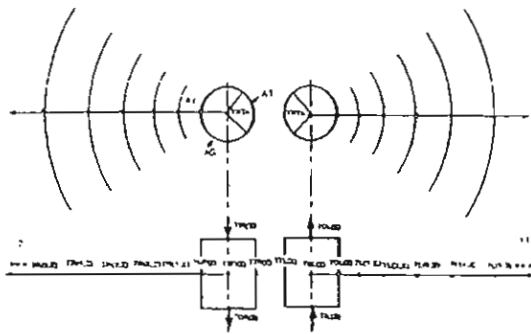
2.แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบตรงในแนวดิ่ง

2.1 ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน

การทำวิจัยเรื่องการระบายความร้อนลงในดินโดยท่ออุปตัวยูแนวดิ่ง วิธีการทำวิจัยจะทำการออกแบบสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของการระบายความร้อนสู่ดิน โดยกำหนดให้เป็นท่อทรงกระบอก 2 ท่อ ขนานกัน (A Double Two-Dimensional Cylindrical Coordinate System) สมมติให้มีการถ่ายเทความร้อนตามแนวรัศมี เพียงเท่านั้น รูปที่ 2-1 แสดงระบบโดยการแบ่งชั้นของท่อในแนวดิ่ง โดย แบ่งเป็น ชั้น Z ขนานกันกับพื้นดิน ซึ่งไม่คิดการถ่ายเทความร้อนตามแนวดิ่ง



รูปที่ 2-1 ระบบโดยการแบ่งชั้นในแนวดิ่ง ที่มา : Lei, T.K (1993)



รูปที่ 2-2 การแบ่งชั้นของท่อในแนวดิ่ง ที่มา : Lei, T.K (1993)

รูปที่ 2-2 แสดงการแบ่งชั้นในแนวดิ่ง 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 THETA เป็นตัวกำหนด

2.1.1 สมมติฐานที่ใช้ในแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

- (1) ไม่มีการถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสี
- (2) พื้นดินและท่อสามารถประชิดกันได้อย่างสมบูรณ์

- (3) เนื่องจากท่อยาวมาก จึงไม่เกิด - าวสูญเสียที่ปลายท่อ (End Effects)
- (4) จากรูปที่ 2-2 แสดงผนังท่อด้านใน เพื่อความง่ายจึงสมมติให้ผนังท่อเป็นเนื้อเดียวกับพื้นดิน
- (5) สมมติให้ระยะห่างระหว่างท่อคงที่
- (6) สมมติให้อุณหภูมิของดินมีค่าคงที่ภายในพื้นที่หน้าตัดท่อ
- (7) สมมติให้คุณสมบัติของดินเป็นค่าเฉลี่ยมีค่าคงที่
- (8) บริเวณที่ห่างจากท่อโดยดินไม่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิเนื่องจากการระบายความร้อนจากท่อ (Far-Field) มีรัศมีมากกว่าหรือเท่ากับ 6 เมตร
- (9) อุณหภูมิดินและน้ำที่สถานะเริ่มต้นมีค่าคงที่เท่ากับอุณหภูมิที่ Far-Field
- (10) เมื่อให้อัตราการไหลของน้ำในท่อคงที่ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าคงที่ด้วย
- (11) เมื่อไม่มีการไหลของน้ำในท่อ กำหนดให้การถ่ายเทความร้อนระหว่างท่อกับของไหลในท่อมีเพียงการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนตามธรรมชาติเท่านั้น

โดยอธิบายการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับดินแบบแนวดิ่งได้เป็น 3 ส่วน คือ

- การถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อนของพื้นดิน
- การถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อนจากผิวท่อสู่พื้นดิน
- การถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนระหว่างผิวท่อกับของไหลในท่อ

ซึ่งสามารถสร้างสมการทางคณิตศาสตร์โดยใช้ทั้งวิธีไฟไนต์ดิฟเฟอเรนเชียลและแบบปริยาย โดยใช้วิธีไฟไนต์ดิฟเฟอเรนเชียลแบบชัดเจนสร้างสมการทางคณิตศาสตร์กับพื้นดินบริเวณรอบท่อ และใช้วิธีไฟไนต์ดิฟเฟอเรนเชียลแบบปริยายสำหรับบริเวณท่อเพื่อหาอุณหภูมิที่จุด TGR(z), TOR(z), TTR(z), TTL(z), TOL(z) และ TGL(z) ดังแสดงในรูปที่ 2-2

2.2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

2.2.1 สมการการถ่ายเทความร้อนสำหรับพื้นดินรอบท่อ

สมการทางคณิตศาสตร์ที่ใช้อธิบาย การถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อนบริเวณพื้นดินรอบท่อ โดยวิธีหาสมการอนุพันธ์บางส่วน (Partial Differential Equation) คือ

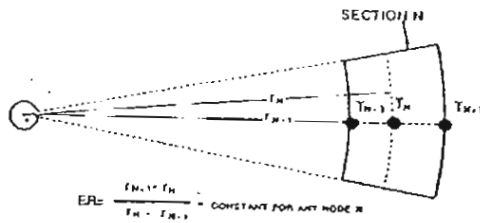
$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T(r,t)}{\partial r} \right) = \frac{1}{\alpha_K} \frac{\partial T(r,t)}{\partial t} \quad (2-1)$$

เมื่อ $t > 0, r_K < r < \infty$

พหาวะขอบเขต (Boundary Condition)

$$T(\infty,t) = T_f(\text{Constant}) \quad T > 0 \quad (2-2)$$

$$-kA \frac{\partial T(r,t)}{\partial r} \Big|_{r=R} = q = h_c(T_m - T_w) \quad T > 0 \quad (2-3)$$



รูปที่ 2-3 ภาพตัดส่วนหนึ่งของพื้นดิน ที่มา : Lei, T.K (1993)

สภาวะเริ่มต้น (Initial Condition)

$$T(r,0) = T_i(\text{Constant}) \quad r_R \leq r \leq r_\infty \quad (2-4)$$

จากรูปที่ 2-3 แสดงภาพตัดส่วนหนึ่งของพื้นดิน เนื่องจากการควบคุมพื้นฐานอยู่ในรูปของสมการเชิงอนุพันธ์ วิธีการแก้ปัญหาโดยใช้หลักการวิธีไฟไนต์ดิฟเฟอเรนซ์ (Finite Difference Method) เพื่อคำนวณหาค่าอุณหภูมิที่เวลาใหม่ (T'_N) โดยการกระจายสมการที่เกี่ยวข้องและใช้ค่าที่เวลาเดิม (t) โดยแบ่งระยะห่างของแต่ละจุด (Δr_g) และขยายระยะ Δr_g เป็นอัตราส่วนคงที่ (ER) จะได้สมการใหม่ที่ใช้คำนวณดังนี้

$$T'_N = \frac{\alpha_f \Delta t}{ER(ER+1)\Delta r_g} \left[\left(\frac{2}{\Delta r_g} + \frac{1}{r_N} \right) T_{N+1} - \left(\frac{2(ER+1)}{\Delta r_g} + \frac{1-ER^2}{r_N} \right) T_N \right] \quad (2-5)$$

$$+ \left(\frac{2ER}{\Delta r_g} - \frac{ER^2}{r_N} \right) T_{N-1} + T_N$$

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

เมื่อใช้สมการที่ 2-5 มีข้อควรระวังสำหรับการหาค่าไฟไนต์ดิฟเฟอเรนซ์แบบชัดเจน (Explicit Finite Difference Method) โดยกำหนดขอบเขตคือค่าสัมประสิทธิ์ของอุณหภูมิที่จุด N ต้องมีค่ามากกว่าหรือเท่ากับศูนย์ เพื่อให้ค่าที่ได้จากสมการมีความเสถียรภาพ

$$\left[1 - \frac{\alpha_f \Delta t}{ER(ER+1)\Delta r_g} \left(\frac{2(ER+1)}{\Delta r_g} + \frac{1-ER^2}{r_N} \right) \right] \geq 0 \quad (2-6)$$

2.3.2 สมการการถ่ายเทความร้อนสำหรับบริเวณท่อ

สำหรับบริเวณใกล้ท่อ จะใช้วิธีไฟไนต์ดิฟเฟอเรนซ์แบบปริยาย (Implicit Finite Difference Method) ในการแก้ปัญหาสมการสมดุลพลังงานการถ่ายเทความร้อนของท่อด้านหนึ่ง มีการถ่ายเทความร้อนแบ่งเป็น 3 ส่วน ดังนี้

- การถ่ายเทความร้อนที่บริเวณพื้นที่ผิวท่อ (AG) สูดิน เท่ากับ การถ่ายเทความร้อนจากของไหลในท่อสู่บริเวณพื้นที่ผิวท่อ (AG)

- การถ่ายเทความร้อนที่บริเวณพื้นที่ผิวท่อและดิน (AT) เท่ากับ การถ่ายเทความร้อนจากของไหลในท่อสู่บริเวณพื้นที่ผิวท่อ (AT)

- การถ่ายเทความร้อนจากของไหลเข้าท่อ (TIR) และ TIL เทกความร้อนสู่บริเวณพื้นที่ผิวท่อโดยรอบ

จากสมดุลพลังงานการถ่ายเทความร้อนได้สมการดังต่อไปนี้ ด้านหนึ่งเนื่องจากเป็นท่อ 2 ท่อที่มีขนาดสมมาตรกัน ทำให้ได้สมการไฟไนต์ดิฟเฟอเรนซ์ทั้งหมด 6 สมการ เพื่อหาค่าอุณหภูมิที่จุด TGR(z), TOR(z), TTR(z), TTL(z), TOL(z) และ TGL(z) ดังแสดงในรูปที่ 2-3 ดังต่อไปนี้

กรณี ปริมทำงาน

มีการถ่ายเทความร้อนสู่ดิน (TR) โดยมีน้ำร้อนไหลเข้าท่อ (TIR, TIL) และไหลออกท่อ (TOR, TOL) ที่ชั้นใด ๆ (z) ซึ่งอุณหภูมิที่จุดต่างๆ แสดงในรูปที่ 2-3

ท่อทางขวา

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TGR'(z) - 2FoTTR'(z) = TGR(z) + 2FoBiT_{mR} \quad (2-7)$$

$$\begin{aligned} \dot{m} \times C_w \times (TIR'(z) - TOR'(z)) \\ = h \times AG \times [T_{mR} - TGR'(z)] \\ + h \times AT \times [T_{mR} - TTR'(z)] \end{aligned} \quad (2-8)$$

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TTR'(z) - 2FoTTLR'(z) = TTR(z) + 2FoBiT_{mR} \quad (2-9)$$

ท่อทางซ้าย

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TTL'(z) - 2FoTTR'(z) = TTL(z) + 2FoBiT_{mL} \quad (2-10)$$

$$\begin{aligned} \dot{m} \times C_w \times (TIL'(z) - TOL'(z)) \\ = h \times AG \times [T_{mL} - TTL'(z)] \\ + h \times AT \times [T_{mL} - TTR'(z)] \end{aligned} \quad (2-11)$$

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TGL'(z) - 2FoTLR'(z) = TGL(z) + 2FoBiT_{mL} \quad (2-12)$$

กรณี ปริมหยุดทำงาน

เมื่อปริมหยุดทำงานจะไม่มีน้ำไหลเข้าออกที่ทั้งด้านซ้าย และด้านขวา จะได้ TBR และ TBL แทน TIR, TIL TOR และ TOL

ท่อทางขวา

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TGR'(z) - 2FoTBR'(z) = TGR(z) + 2FoBiTBR \quad (2-13)$$

$$\frac{\rho_w \times C_w \times A_c \times \Delta z}{\Delta t} \times TBR'(z) \quad (2-14)$$

$$= h \times AG \times [TBR' - TGR'(z)] + h \times AT \times [TBR' - TTR'(z)]$$

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TTR'(z) - 2FoTLR'(z) = TTR(z) + 2FoBiTBR' \quad (2-15)$$

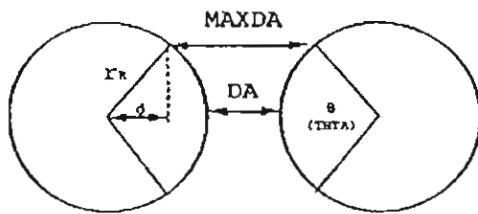
ท่อทางซ้าย

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TTL'(z) - 2FoTTR'(z) = TTL(z) + 2FoBiTBL' \quad (2-16)$$

$$\frac{\rho_w \times C_w \times A_c \times \Delta z}{\Delta t} \times TBL'(z) \quad (2-17)$$

$$= h \times AG \times [TBL' - TGL'(z)] + h \times AT \times [TBL' - TTL'(z)]$$

$$(1 + 2Fo + 2FoBi)TGL'(z) - 2FoTLR'(z) = TLR(z) + 2FoBiTBL' \quad (2-18)$$



รูปที่ 2-4 Equivalent Distance ที่มา : Lei, T.K (1993)

แบบจำลอง Thermal Short-Circuiting ของ Hopkins (1983) ถูกนำมาใช้ในการหาการถ่ายเทความร้อนระหว่างท่อ 2 ท่อที่วางใกล้ชิดกัน ดังรูปที่ 2-4 เพื่อหา ระยะเทียบเท่า (Equivalent Distance)

$$\Delta L_T = \frac{MAXDA + DA}{2} \quad (2-19)$$

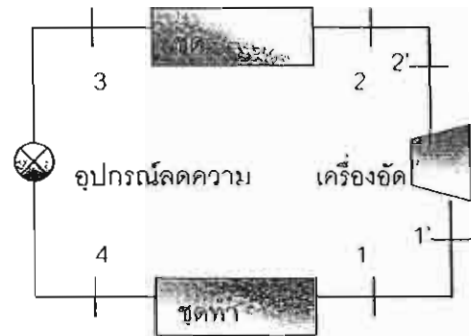
$$MAXDA = 2(r - d) + DA \quad (2-20)$$

$$d = r \cos(\theta/2) \quad (2-21)$$

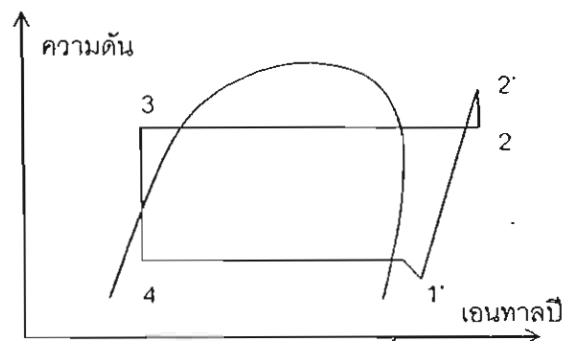
$$DA = 2 \times h \times C \times DT \quad (2-22)$$

3.แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

ระบบปรับอากาศที่ใช้กันอยู่อย่างแพร่หลายในปัจจุบัน ส่วนใหญ่อาศัยหลักการทำงานของ วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ ซึ่งประกอบด้วย ส่วนประกอบหลัก 4 ส่วน คือ ชุดทำระเหย, เครื่องอัด, ชุดควบแน่น และ อุปกรณ์ลดความดัน ดังแสดงในรูปที่ 3-1 แผนภาพความดันและเอนทาลปีของระบบที่ใช้ในบทความนี้แสดงได้ดังรูปที่ 3-2



รูปที่ 3-1 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ



รูปที่ 3-2 แผนภาพ ความดัน-เอนทาลปี ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

3.1 เครื่องอัด(Compressor)

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

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3-1)$$

ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (Volumetric efficiency) สามารถหาได้จากสมการ

$$\eta_c = \left[1 + C \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} \right]^{-1} \quad (3-2)$$

โดย C คือ ตัวประกอบระยะของ : หมายถึงกระบอกสูบ
อัตราไหลของสารทำงาน : ปริมาตรต่อวินาที

$$\dot{m}_r = \frac{V_{PD} N_{cp} \eta_c}{V_1} \quad (3-3)$$

V_{PD} คือปริมาตรกระบอกสูบ

N_{cp} คือความเร็วรอบของเครื่องอัด

งานที่เครื่องอัด หาได้จาก

$$W_{cp} = \dot{m}_r (i_2 - i_1) \quad (3-4)$$

i คือ เอลทาลปีของสารทำความเย็น

3.2 ชุดควบแน่น (Condenser)

3.2.1 ชุดควบแน่นระบายความร้อนด้วยน้ำ

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านชุดควบแน่นระบายความร้อนด้วยน้ำ สามารถพิจารณาในพจน์ของ ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน จากอุณหภูมิของน้ำผ่านชุดควบแน่น ดังนี้

$$Q_{cd} = \varepsilon_{cd} C_{pw} (T_{cd} - T_{w,i}) \quad (3-5)$$

$$\varepsilon_{cd} = 1 - e^{-NTU_{cd}} \quad (3-6)$$

$$NTU_{cd} = \frac{U_{cd} A_{cd}}{C_{pw}} \quad (3-7)$$

พิจารณาด้านน้ำ การดึงความร้อนออกจากชุดควบแน่นโดยน้ำสามารถหาได้จาก

$$Q_{cd} = \dot{m}_w C_{pw} (T_{w,i} - T_{w,e}) \quad (3-8)$$

พิจารณาด้านสารทำงาน การดึงความร้อนออกจากชุดควบแน่นสามารถหาได้จาก

$$Q_{cd} = \dot{m}_r (i_2 - i_3) \quad (3-9)$$

3.3 อุปกรณ์ลดความดัน (Expansion Valve)

ความดันจากสภาวะ 3 ลดลง สู่สภาวะ 4 โดยค่าเอนทาลปี คงที่ ดังสมการ

$$i_3 = i_4 \quad (3-16)$$

3.4 ชุดทำระเหย (Evaporator)

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านชุดทำระเหย สามารถพิจารณาในพจน์ของ ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน จากอุณหภูมิของอากาศผ่านชุดทำระเหย ดังนี้

$$Q_{ev} = \varepsilon_{ev} \dot{m}_a (T_{a,ev} - T_{ev}) \quad (3-17)$$

$$\varepsilon_{ev} = 1 - e^{-NTU_{ev}} \quad (3-18)$$

$$NTU_{ev} = \frac{U_{ev} A_{ev}}{C_m} \quad (3-19)$$

พิจารณาด้านน้ำ การดึงความร้อนออกจากชุดควบแน่นโดยน้ำสามารถหาได้จาก

$$Q_{ev} = (\dot{m}_a C_{pa} + \dot{m}_s C_{ps}) (T_{a,ev} - T_{a,ea}) - \dot{m}_s (i_s - i_{fs}) \quad (3-20)$$

พิจารณาด้านสารทำงาน การดึงความร้อนออกจากชุดควบแน่นสามารถหาได้จาก

$$Q_{ev} = \dot{m}_r (i_1 - i_3) \quad (3-21)$$

3.5 สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ (Coefficient of Performance: COP)

$$COP = \frac{Q_{cd}}{W_{cp}} \quad (3-22)$$

3.6 กลวิธีในการจำลองการทำงานของระบบปรับอากาศ

การจำลองการทำงานของระบบปรับอากาศ ในบทความนี้ใช้วิธีการแทนค่าสืบเนื่อง (Successive Substitution) โดยการ สมมติค่าของ 2 ตัวแปร คือ อุณหภูมิของชุดทำระเหย (T_{ev}) และ อัตราส่วนอุณหภูมิก่อนและหลังผ่านเครื่องอัด (T_2/T_1) ในขณะที่ค่าคงที่ ในการจำลองการทำงานแสดงดังตารางที่ 3-1 สารทำงานที่ใช้ในการจำลองคือ R134a

ตารางที่ 3-1 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
$T_{a,ea}/RH_{a,ea}$	27 °C/0.5
$V_{a,ea}$	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

4. วิธีการทดสอบ

4.1 ตัวแปรที่ใช้ในการทดสอบ

ในการทดสอบมีการกำหนดค่าตัวแปรต่างๆ โดยพิจารณาให้อัตราการไหลของน้ำที่ใช้ในการทดสอบ กำหนดให้อยู่ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ช่วงเวลาที่ทำการทดสอบ พิจารณาจากช่วงที่อุณหภูมิดินต่ำกว่าอุณหภูมิอากาศปกติ ตัวแปรที่ใช้ในการทดสอบได้แก่

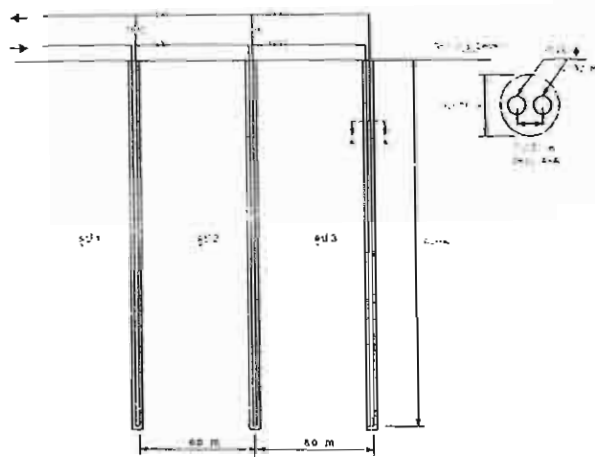
4.1.1 อัตราการไหลของน้ำ 15 ลิตรต่อวินาที

4.1.2 ระยะเวลาต่อวัน 7 ชั่วโมง

4.1.3 ช่วงเวลา 9:00 – 16:00 น.

4.1.4 อุณหภูมิน้ำเข้า 36 38 และ 40 °C

4.2 วิธีการดำเนินการทดสอบ



รูปที่ 4-1 ตำแหน่งการวางท่อในแนวตั้งแบบอนุกรม

4.2.1 เปิดวาล์วเพื่อให้น้ำหมุนวนใน 2 ลูบ (ลูบ 1 และลูบ 2) ทำน้ำร้อนให้ได้อุณหภูมิ 36 °C เพื่อใช้หมุนเวียนเข้าไปในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบท่อรูปตัวยูแนวดิ่งดังรูป 3.4 แสดงการเชื่อมต่อของท่อแต่ละชุด

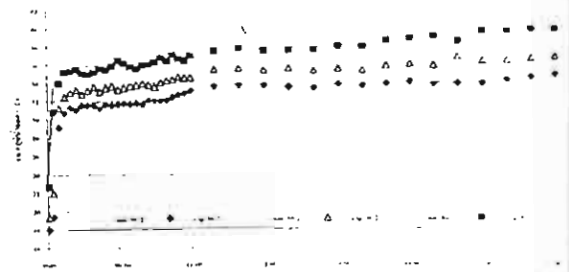
4.2.2 เปิดเครื่องสูบน้ำ เพื่อส่งน้ำร้อนที่ได้เข้าสู่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบท่อรูปตัวยูแนวดิ่ง

4.2.3 ทำการบันทึก อุณหภูมิดินเริ่มต้น อุณหภูมิน้ำเริ่มต้น อุณหภูมิน้ำเข้า และอุณหภูมิน้ำออก ทุก ๆ 1 นาที ใน 1 ชั่วโมงแรก และหลังจากนั้นบันทึกทุก ๆ 10 นาที

4.2.4 ปรับเปลี่ยนค่าอุณหภูมิน้ำร้อนที่ใช้หมุนเวียนเข้าไปในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบท่อรูปตัวยูแนวดิ่ง เป็น 38 และ 40 °C ตามลำดับ แล้วเริ่มทดลองใหม่ตั้งแต่ข้อ 3.1.3.1

4.2.5 ปรับเปลี่ยนการเปิดวาล์วให้น้ำหมุนวนใน 3 ลูบ (ลูบ 1 ลูบ 2 และลูบ 3) ตามลำดับ แล้วเริ่มทดลองใหม่ตั้งแต่ข้อ 4.2.1

5. ผลการดำเนินการและวิเคราะห์

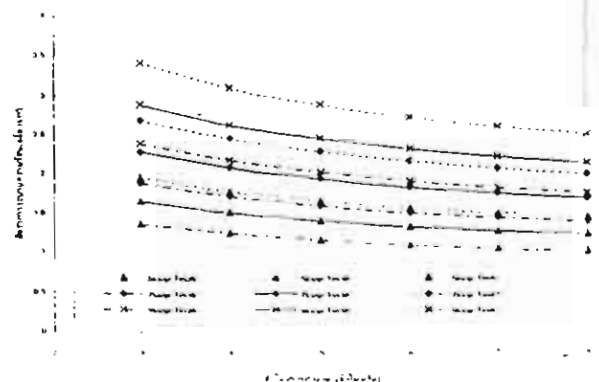


รูปที่ 5-1 การเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิน้ำออกที่เวลาใดๆ ระหว่างค่าที่ได้จากแบบจำลองกับผลการทดสอบของท่อ 2 ลูบ

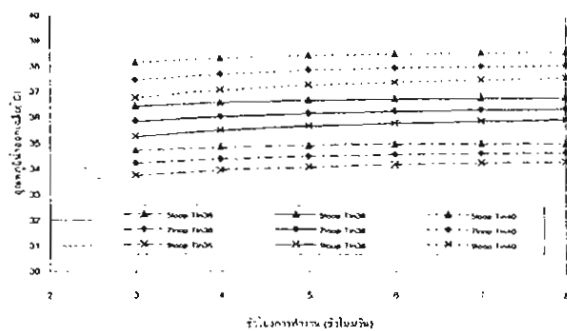


รูปที่ 5-2 การเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิน้ำออกที่เวลาใดๆ ระหว่างค่าที่ได้จากแบบจำลองกับผลการทดสอบของท่อ 3 ลูบ

จากรูปที่ 5-1 และ 5-2 การเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิน้ำออกที่เวลาใดๆ ระหว่างค่าที่ได้จากการคำนวณด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดินแบบท่อรูปตัวยูแนวดิ่ง 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 5-3 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการกระจายความร้อนเฉลี่ยกับอุณหภูมิการทำงานต่อวัน ของท่อ 5, 7 และ 9 ลูบต่อแบบอนุกรม ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 36, 38 และ 40 °C



รูปที่ 5-4 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำออกเฉลี่ยกับชั่วโมงการทำงานต่อวัน ของท่อ 5, 7 และ 9 รูปต่อแบบอนุกรม ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 36, 38 และ 40 °C

เมื่อกำหนดให้อัตราการไหลของน้ำเข้าท่อมีค่า 0.25 กิโลกรัมต่อวินาที อุณหภูมิดินโดยเฉลี่ยมีค่า 27 °C โดยท่อฝังลงดินลึก 6 เมตร เชื่อมต่อกันแบบอนุกรม จากรูปที่ 5-3 และ 5-4 อัตราการระบายความร้อนเฉลี่ยจะมีค่าลดลงเมื่อชั่วโมงการทำงานต่อวันเพิ่มขึ้นเนื่องจากแหล่งรับความร้อนคือดินมีอุณหภูมิสูงขึ้นเรื่อยๆ จึงระบายความร้อนได้ลดลง เมื่อจำนวนท่อที่ระบายความร้อนมีมากขึ้นทำให้สามารถระบายความร้อนได้มากขึ้น และเมื่อพิจารณาถึงอุณหภูมิน้ำที่ไหลเข้าท่อต่ออัตราการระบายความร้อนเฉลี่ยพบว่า เมื่ออุณหภูมิน้ำเข้ามีค่าสูงจะมีอัตราการระบายความร้อนเฉลี่ยได้มากกว่าอุณหภูมิน้ำเข้าต่ำกว่า

ในการจำลองการทำงานของระบบปรับอากาศที่มีพื้นดินเป็นแหล่งดูดซับความร้อน โดยมีค่าตัวแปรคงที่ดังแสดงในตารางที่ 3-1 โดยมีอุณหภูมิน้ำออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน เท่ากับ 33, 34 และ 35 °C โดยมีอัตราการไหลของน้ำเท่ากับ 0.25 กิโลกรัม/วินาที จากการจำลองการทำงานของระบบเปรียบเทียบกับพบว่า ระบบมีสัมประสิทธิ์สมรรถนะเท่ากับ 3.55, 3.43 และ 3.20 ที่อุณหภูมิน้ำเข้าเท่ากับ 33, 34 และ 35 °C

6. สรุป

จากการเปรียบเทียบผลที่ได้จากการคำนวณด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับผลการทดสอบจริง พบว่าแบบจำลองสามารถใช้ทำนายค่าอุณหภูมิน้ำออกได้ใกล้เคียงกับผลการทดสอบ เมื่อใช้แบบจำลองทำนายการทำงานพบว่าเมื่อใช้เวลาการทำงานต่อวันมากขึ้นจะทำให้อัตราการระบายความร้อนเฉลี่ยมีค่าลดลง และจากผลข้อมูลสามารถนำมาใช้เพื่อหาขนาดท่อที่เหมาะสมและเวลาที่ใช้งานต่อวันได้อัตราการระบายความร้อนหรืออุณหภูมิน้ำขาออก กับระยะเวลาใช้งาน ผลการจำลองการทำงานของระบบปรับอากาศที่มีการระบายความร้อนสู่พื้นดิน ให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงสุด 3.55 ที่อุณหภูมิน้ำเข้าชุดควบแน่น 33 องศาเซลเซียส

7. กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบคุณ สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) ที่ให้ทุนสนับสนุนการวิจัยในครั้งนี้

8. รายการสัญลักษณ์

A	พื้นที่ถ่ายเทความร้อน	m ²
AG	พื้นที่ถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวดินกับผิวดิน	m ²
AT	พื้นที่ถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวดินแต่ละด้าน	m ²
b	ความหนาของท่อ	m
Bi	ตัวเลขไบโอท	
c	ตัวประกอบระยะช่องว่างภายในกระบอกสูบ	
C _p	ความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่	kJ/kg·K
DT	ระยะห่างระหว่างท่อ	m
ER	อัตราการขยายตัว	
Fo	ตัวเลขฟูเรียร์	
k _n	ดัชนีโพสิทีฟ	
V _{PD}	ปริมาตรกระบอกสูบ	m ³
U	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	W/m ² ·K
i	เอนทาลปีจำเพาะ	kJ/kg
T	อุณหภูมิ	°C
Q	อัตราการระบายความร้อน	W
V	ปริมาตร	m ³
v	ปริมาตรจำเพาะ	m ³ /kg
V _{a,e}	อัตราการไหลโดยปริมาตร	m ³ /min
P	ความดัน	kPa
h	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนแบบบังคับ	W/m ² ·K
k	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน	W/m·K
m	อัตราการไหล	kg/s
N _{cp}	ความเร็วรอบของเครื่องอัด	rpm
Lc	ความลึกของรู	m
r _R	รัศมีท่อ	m
r _N	รัศมีจากจุดเริ่มต้นถึงจุด N	m
r _∞	รัศมี Far-field	m
Rh	ความชื้นสัมพัทธ์	
T _i	อุณหภูมิดินที่ Far-field	°C
T _m	อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำในท่อ	°C
T _w	อุณหภูมิผิวดิน	°C
W	งาน	W
Δt	เวลาที่เพิ่ม	s
α _g	คุณสมบัติในการกระจายความร้อนของดิน	m ² /s
ρ	ความหนาแน่น	kg/m ³
η _v	ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร	

9.สัญลักษณ์บรรยาย

a	อากาศ
cd	ชุดควบแน่น
cp	เครื่องอัด
ev	ชุดทำระเหย
i	ทางเข้า
r	สารทำงาน
o	ทางออก
s	ไอน้ำ
w	น้ำ

10.เอกสารอ้างอิง

- [1]. สรรเพชร วรรณศรี และ ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์. 2546. สมรรถนะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นดิน. การประชุมวิชาการเรื่องการถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน ครั้งที่ 2. วันที่ 25-26 กันยายน 2546. จ.เชียงใหม่
- [2]. Rybach, L., and Sanner, B. 2000. Ground-Source Heat Pump System the European Experience. Geo-Heat Center Quarterly Bulletin. Klamath Falls, Oreg. Oregon Institute of Technology, Vol. 21(1) : 16-26
- [3]. Hopkins, P.L. 1983. Performance of a Vertical Heat Pump Ground-Coupling Device. Unpublished M.S. thesis, Oklahoma State University, Stillwater.
- [4]. Lei, T.K. 1993. Development of a Computational Model for a Ground-Coupled Heat Exchanger. ASHRAE Transactions 99 (1) : 149-159.

บทความและวารสารที่ตีพิมพ์ : การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อน
ระบบเก็บความร้อนแบบดูดซับ

A performance study on a chemical energy storage system using sodiumsulfide-water as the working pair

Wongsuwan W., Rungpiboonsopit T., Chatchawan C., Kiatsiriroat T.

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai University, 50200,

E-mail: Wipawadee@dome.eng.cmu.ac.th

Abstract

Chemical energy storage (CES) uses a chemisorption process to store energy. This experimental study investigates the performance of a CES system that uses sodiumsulfide-water (Na_2S -water). To form a reactive mixture, Sodiumsulfide nanohydrated salt ($\text{Na}_2\text{S} \cdot 9\text{H}_2\text{O}$) was mixed with a graphite binder. A prototype using this reactive mixture was comprised of an annular tube reactor, an evaporator and a condenser. The experiment investigated the effect of three variables, which are evaporating temperature ($40^\circ - 50^\circ\text{C}$), regeneration temperature ($110^\circ - 120^\circ\text{C}$), and cycle time (45 - 75 minutes). Three different mass ratios of graphite binder to Sodiumsulfide nanohydrated salt were selected at values of 1/5, 1/3, and 1/2. According to the experimental results a number of general trends can be identified. Firstly, the rate of water adsorption in the reactor increases if evaporating temperature is raised. The regeneration rate was also found to increase with regeneration temperature. Mixing sodiumsulfide salt with the graphite gave a better coefficient of performance (COP) than using pure Sodiumsulfide salt in the tested CES system. The mass ratio of graphite to salt of 1/3 resulted in the greatest water absorption, heat transfer coefficient and COP.

1. Introduction

Energy storage systems can play an important role in achieving energy efficiency in energy intensive industries. Large amounts of energy can be saved by a waste heat recovery and energy storage system. Energy storage systems or heat pumps, based on reversible chemical reactions, can upgrade industrial waste heat to reusable levels [1]. The potential uses of heat pumps and their concepts, classification and specification were reviewed by Wongsuwan et al [2]. Chemical energy storage (CES), a category of energy storage system, uses a chemisorption process to store energy. This type of system has useful application for heat pumping purposes. The reaction heat of a CES system is much higher than the latent heat of working fluid. Thus, the energy densities of chemisorption (e.g. hydration/dehydration of metal salt-water) are much larger than in the case of physisorption (e.g. adsorption/desorption of zeolite-water, silicagel-water). Chemisorption is a solid adsorption process, which is based on the combination and decomposition of adsorbent (in solid phase) and adsorbate (or working fluid). The adsorbent and adsorbate are the reactants of the CES.

In the last decade, the use of energy storage systems has increased significantly. In Germany, the CES was implemented in A school for heating purposes [3], using zeolite/water as working pair. The system worked in two modes: energy storage during off-peak period and energy discharge during on-peak period. Therefore, peak power demand could be curtailed while the energy storage density was about 126 kWh/m^3 . A SWEAT (Salt-Water Energy Accumulation and Transformation) system, using sodiumsulfide-water as working pair, has been implemented in Netherlands. This system has been investigated in a joint project involving Inalfa ares, Delft University and ECN [4]. The development of the SWEAT system [5] was for cold production about $5\text{-}15^\circ\text{C}$ in industry and commercial buildings. The heat source was expected from waste heat supplied by the co-generation system at about 80°C . They mentioned that once the experimental test showed the positive results, the 10-kW prototype would be implemented for continuous cold production in industry. In Thailand, the research into CES is at an early stage, and such systems have not yet been implemented in industry.

The CES is principally composed of a reactor, an evaporator, a condenser and a heating and a cooling system. The operating cycle of the CES consists of three phases: (1) a heating and regeneration phase (decomposition of working pair), (2) cooling phase and (3) reaction phase (chemical adsorption between reactants). In the regeneration phase, the system receives heat from a high temperature source to separate the working fluid from the adsorbent. The working fluid is then condensed in the condenser, where heat is either utilized or ejected into the environment. Then, the reactor is cooled by the cooling system to recover heat of regeneration. Consequently, in the reaction phase, the system operation is in heat pump mode. Heat from a low temperature source is supplied to the evaporator and heat at a higher temperature is extracted from the reactor to satisfy the load requirement.

There is a number of working pairs available for CES. An experimental comparison has shown that, among potential salt hydrated adsorbents, $\text{Na}_2\text{S}\cdot 5\text{H}_2\text{O}$ gave the highest energy storage density of 673 kWh/m^3 [6]. The reaction between salt and water is a reversible reaction composed of the forward exothermic absorption and backward endothermic desorption of vapor in solids. It was stated in Boer et al [7] that the heat of reaction between sodiumsulfide salt (Na_2S) and five water molecules ($5\text{H}_2\text{O}$) is about 300 kJ/mol of salt. In their study, the structural, thermodynamic and phase properties in the $\text{Na}_2\text{S}\text{-H}_2\text{O}$ system for application in a chemical heat pump have been investigated. Water is an excellent working fluid and is easily obtained. Heat for regeneration for this working pair must exceed a temperature of 80°C , which is thus possible to obtain from solar energy or a waste heat source.

This study focuses on experimentation with a CES prototype. Three important parameters, which are evaporation and regeneration temperature and cycle time, are all considered and their influences investigated experimentally. The effect of graphite additive on the system performance is also investigated. Sodiumsulfide-water (Na_2S -water) was used for the experimental study due to its high heat of adsorption. This storage material exhibits advantages over other working pairs due to its monovariant behavior. The temperature and pressure of the adsorbent does not depend on the degree of working fluid-saturation. During the reaction and regeneration process, temperature and pressure are constant. Thus, the operation of the system is not overly complex.

2. Experimentation

2.1 Experimental Set Up

The experimental prototype consisted of an annular tube reactor, an evaporator and a condenser as shown in Figure 1. The reactor was a stainless steel (SS), 350-mm height annular tube with 50-mm OD outer tube and 25.4 mm-OD perforated inner tube. The reactor used sodiumsulfide-nanohydrate ($\text{Na}_2\text{S}\cdot 9\text{H}_2\text{O}$) (Merck, extra pure with 35% Na_2S) to form the adsorbent bed. This starting material was dehydrated to remove undesired gas and water content. In another alternative, the graphite binder was mixed with the Sodiumsulfide nanohydrated salt ($\text{Na}_2\text{S}\cdot 9\text{H}_2\text{O}$) to form a reactive mixture. The reactor was heated and cooled by a temperature controlled oil bath.

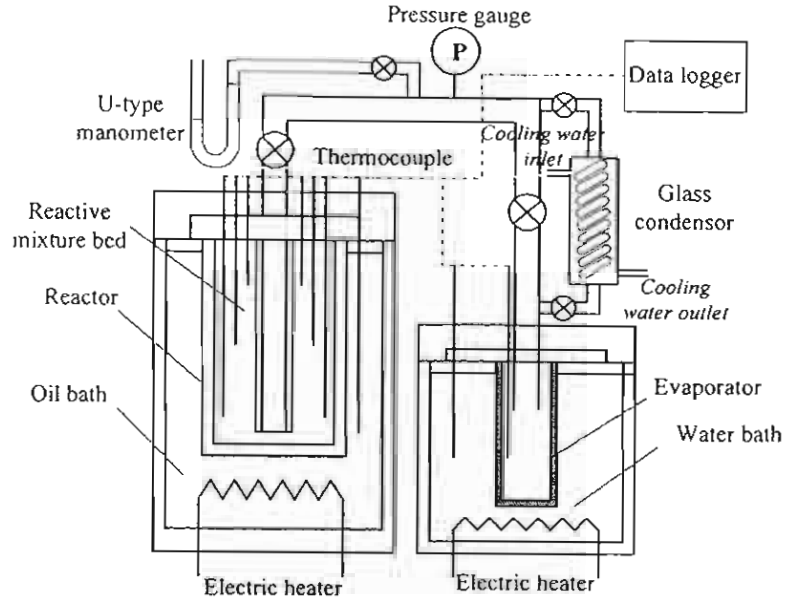


Figure 1: Experimental set up of the CES system

The evaporator was SS 76.2 mm-OD and 350-mm height with a 25.4-mm OD vapor path installed at the center. The water bath, with an electric heater, was used to control the temperature of the evaporator. The glass-type shell and internal spiral tube condenser was located to bypass the reactor-evaporator connecting pipe. Working fluid vapor was condensed inside the spiral tube and the cooling water circulated within the shell. Temperature was measured using a type-K thermocouple and recorded by the data logger. Pressure was monitored by both a pressure gauge and U-type mercury manometer.

2.2 Analysis of Experimental Data

The CES system performance was determined by calculating the coefficient of performance of heating from the experimental data. The $COP_{heating}$ is defined as the ratio of heat released during the reaction phase to the heat input during the regeneration phase, as given by

$$COP_{heating} = \frac{Q_{react}}{Q_{reg}} \quad (1)$$

The heat transfer coefficient (U_p) during heat storage and heat discharge from the reactor is calculated according to:

$$U_p = \frac{m_s C_{ps} \frac{dT_s}{dt}}{S_{sw} (T_{thf} - T_s)} \quad (2)$$

where;

m_s	Is the reactive salt mass
C_{ps}	Is the specific heat of the reactive salt
T_s	Is the reactive salt temperature
S_{sw}	Is the heat transfer area between reactive salt and reactor wall
T_{thf}	Is the heat transfer fluid temperature

The heat transfer coefficient is the ratio of increased internal energy (heat accumulation) in the reactor to the convective heat transfer averaged over one cycle.

The COP_{heating} and the heat transfer coefficient can be used as suitable indicators to determine system performance.

2.3. Experimental Method

The experimentation was divided into two experimental sets. In the first experimental set, the reactor was filled with pure sodiumsulfide-hydrate. The first experimental set was carried out by considering variation of three parameters:

- Evaporating temperature ($40^{\circ} - 50^{\circ}\text{C}$),
- Regeneration temperature ($110^{\circ} - 120^{\circ}\text{C}$), and
- Cycle time (45 - 75 minutes).

In the second experimental set, the reactor was filled with the reactive mixture (graphite additives mixed with sodiumsulfide salt). The mass ratio of graphite binder to Sodiumsulfide nanohydrated salt was selected as 1:5, 1:3 and 1:2.

In all the experiments, the CES was working under vacuum conditions. The adsorbate (water) was vaporized in the evaporator and when the pressure reached the desired value, water vapor was transferred to the reactor through a connecting valve. An exothermic reaction took place inside the reactor releasing the heat of reaction to the heat transfer fluid. The temperature of the reactor, evaporator and heat transfer fluid were measured by the temperature sensors and recorded with the data logger. Collected temperature data were afterwards analyzed to obtain heat input and output per reaction phase and the resultant COP_{heating} .

2.4 Experimental Results and Discussion

A number of experiments were undertaken with various values of the four parameters: evaporation temperature, regeneration temperature, cycle time and ratio of graphite to sodiumsulfide salt. In all experiments, temperature, pressure and amount of cycled mass were monitored. The temperature and power evolution can thereby be drawn, which allows calculation of the heat transfer coefficient and COP_{heating} .

Evaporation temperature

The evaporation temperature was varied to study its influence on the system performance. Experimental results showed that the evaporation pressure increases with the evaporation temperature. A higher evaporator temperature leads to better driving pressure to force the water vapor into the reactive bed. During the adsorption period, the temperature of the reactor increases due to released heat of reaction. Heat is dissipated to the heat transfer fluid, and the salt temperature decreases drastically for 30-40 minutes. After this, the salt temperature remains rather constant for 10-15 minutes, after which the regeneration phase starts. Figure 2 shows the temperature evolution during the adsorption period of the heat pump cycle. Higher evaporation temperature produces higher sodiumsulfide salt temperature.

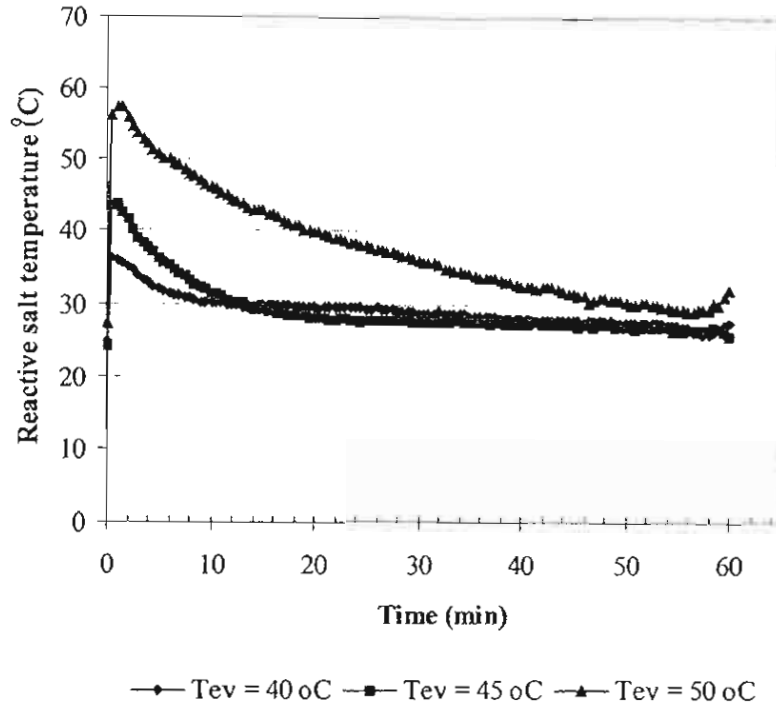


Figure 2: Temperature of reactive salt during adsorption period for different evaporation temperature

It was also found that the rate of water adsorption in the reactor increased if evaporating temperature was raised. With the same cycle time, the amount of adsorbed water was 45.0 g, 47.5 g and 50.0 g for evaporation temperatures of 40 °C, 45 °C and 50 °C, respectively. The average overall heat transfer coefficient was 115 W/m².K during the production phase and 108 W/m².K during regeneration phase. It also found that the COP_{heating} of the system increased with this evaporation temperature. The COPs were 0.692, 0.705 and 0.833 for the evaporation temperatures of 40, 45 and 50 °C, respectively. The explanation for this is that the more water vapor adsorbed, the larger amount of heat of reaction. Therefore, the performance of the CES can be improved by operating the system with a high evaporating pressure and temperature, thus increasing the rate of heat extraction or heating power production.

Regeneration temperature

The regeneration temperature refers to the high temperature heat source applied to the reactor during its regeneration or decomposition period. This temperature is controlled by the oil bath. A high temperature leads to a fast increase in the salt temperature, until it reaches the decomposition temperature. A portion of this heat is used in the separation of the water vapor from the sodiumsulfide hydrated. The remaining portion of this heat will be stored in the reactive bed, metal and other non-adsorbent material. There were three values of regeneration temperature selected of 110, 115 and 120 °C. The evaporation temperature was fixed as 45 °C for all these tests. The cycle time is similar for all experiments. The experimental results (Table 1) show that the quantity of adsorbed water in the cycle increased with regeneration temperature. The decomposition time is faster for the cases with higher regeneration temperature, implying that the regeneration rate increases with regeneration temperature. However, the COPs of the heat pump system were not improved with increased regeneration temperature, because larger amount of heat was required to

raise the heating fluid temperature. This excess heat is useless and is considered as an energy loss. The heat transfer coefficient between the reactive salt and the heat transfer fluid were calculated and shown in Table 1. These values did not increase with the regeneration temperature. In conclusion, the regeneration temperature should be kept low for maximum performance.

Table 1: The influence of regeneration temperature on the system performance

Regeneration temperature (°C)	Adsorbed amount of working fluid (kg)	Heat transfer coefficient (W/m ² .K)	Coefficient of Performance (COP)
110 °C	45	37.56	1.038
115 °C	50	31.82	0.705
120 °C	60	27.71	0.777

In the next phase of our research program, the heat of regeneration will be supplied by a low temperature source such as a solar energy or waste heat source. It is expected that the evacuated tube solar collector using a heat transfer fluid as heating media could be used to sustain a regeneration temperature of about 110 – 120 °C.

Cycle time

The cycle time is the total period of the chemisorption cycle, which consists of heating period, regeneration (desorption) period, cooling period and reaction (adsorption) period. The influence of the cycle time on the performance of CES was studied by varying this time between 45 and 75 minutes. The reaction period was selected as 15, 30 or 45 minutes, while the other periods were the same duration. In all experiments, the regeneration temperature and the evaporation temperature was maintained at 115°C and 45°C, respectively. The experimental results showed that the cycle time did not influence the amount of working fluid adsorbed. Also, the heat transfer coefficients for all experiments were approximately the same magnitude (25 – 38 W/m².K). The COP_{heating} increases with the cycle time because a greater heat of reaction can be extracted. The COPs were calculated at 0.754, 0.795 and 1.018 for cycle times of 45, 60 and 75 minutes, respectively. However, too long a cycle time leads to inefficient CES operation. Therefore, a compromise between high COP and short cycle time would generally be required.

Mass ratio of graphite additives to sodiumsulfide salt

To improve the thermal conductivity of the reactive salt, graphite was mixed with the sodiumsulfide salt. The reactor was filled with a mixture of sodiumsulfide salt and graphite additives, which was then compressed. It was found that the reactive bed could be formed within the reactor easier than in the case of pure sodiumsulfide salt. After mixing, the reactive salt grain was spread uniformly over the adsorbent bed. This provides better opportunity of contact and chemical reaction between the water vapor and sodiumsulfide salt. In all experiments, the regeneration temperature and the evaporation temperature were maintained at 115°C and 45°C respectively. The amount of sodiumsulfide was constant throughout all the experiments. However, the mass ratio of graphite to sodiumsulfide was varied between 1:5, 1:3 and 1:2. It was found the amount of adsorbed water could be increased drastically by mixing the reactive salt with the graphite. Table 2 shows the influence of the graphite additive on the system performance. It is clear that mixing with the graphite additive could

increase the amount of adsorbed water as well as the heat transfer coefficient and COP_{heating} .

Table 2: The influence of graphite additives on the system performance

Graphite mixture ratio (mass graphite: mass sodiumsulfide)	Adsorbed amount of working fluid (kg)	Heat transfer coefficient ($W/m^2.K$)	Coefficient of Performance (COP)
Pure sodiumsulfide salt	50.0	31.82	0.705
1:5	52.5	53.82	1.105
1:3	102.5	56.98	1.334
1:2	100.0	89.08	1.482

The reactive mixture temperature profiles are shown in Figure 3. The salt temperature during the reaction period increases after mixing with the graphite additives. According to the temperature recorded at different heights within the reactor, the temperature at the top of the reactor normally increases faster and maintains a higher value than the lower part of the reactor. Beneficially, after mixing with the graphite additives, the temperature distribution in the reactor was more even. Figure 4 compares the temperature distribution of the pure sodiumsulfide salt and the reactive mixture of mass ratio 1:3. The temperature at the lower portion and the higher portion are closer owing to improved heat conduction throughout the reactive mixture bed of the reactor.

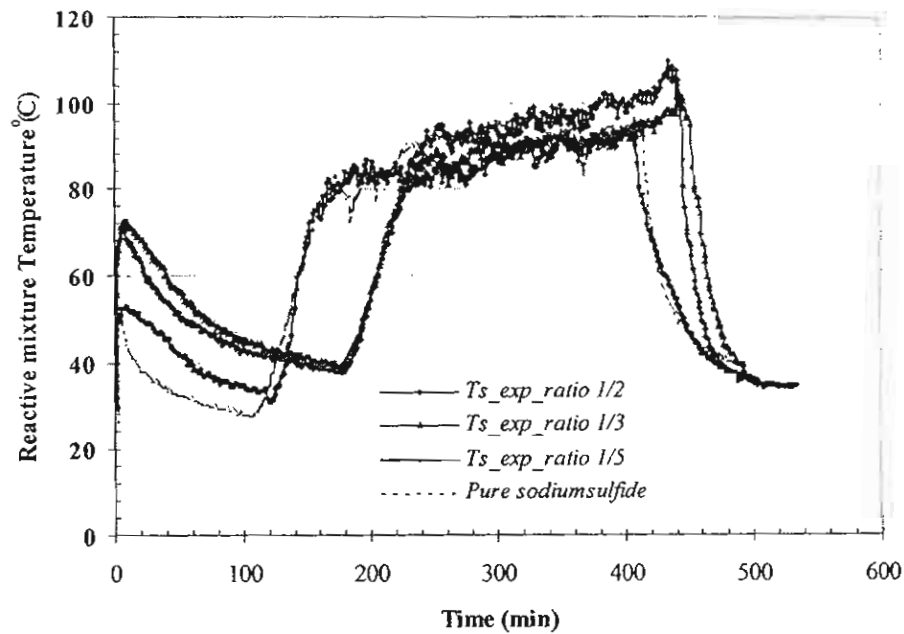
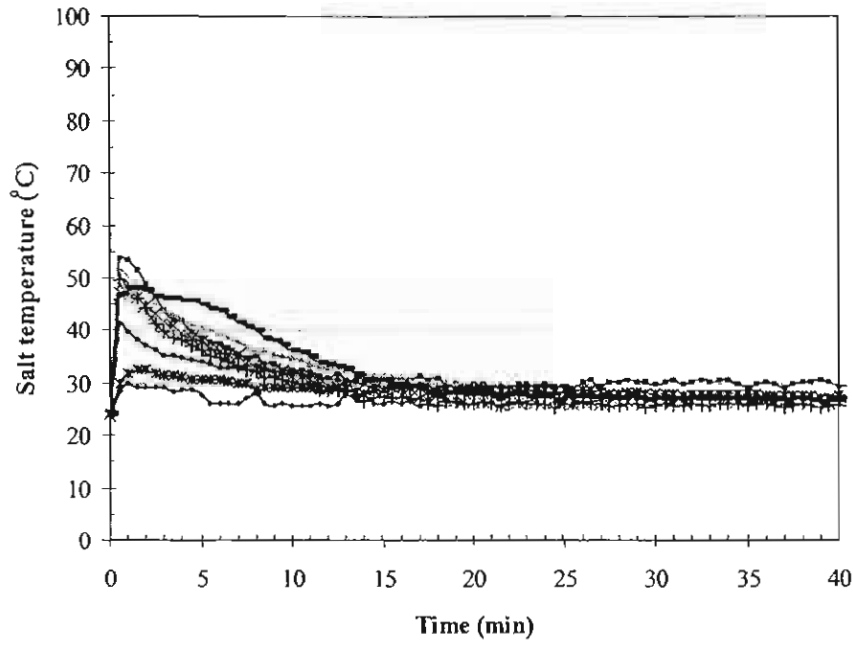
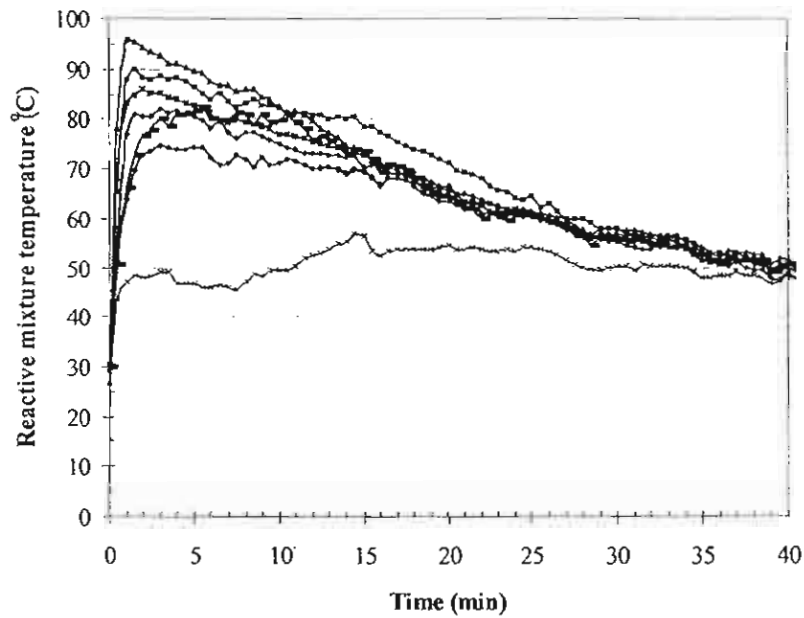


Figure 3: The influence of the graphite additives on the reactive salt temperature profile



(a) Pure sodium sulfide salt



(b) Mixing ratio 1:3

Figure 4: The comparison of temperature distribution (a) Pure sodium sulfide salt, (b) Mixing ratio by mass of graphite to salt about 1:3

If the porous graphite additive is compressed in the reactor container, then the gas permeability could be lower as the compression could reduce the gas flow channels and obstruct the uniform gas flows within the packed beds. To improve the heat transfer coefficient, the graphite additives can be replaced by carbon fibres. In the study of Fukai et al [8], the effect of carbon fibres additives on the heat transfer rate of the reactive bed composite in shell-and-tube heat exchangers was investigated. Also, in the work of Yuichi et al [9] which involved n-octadecane as a working substance, it

was found that carbon brushes are effective for use in the packed bed of CES systems to overcome the problem of low thermal conductivity. In the next phase of this research, carbon fibres or carbon brushes will be used to replace the graphite additives used in the present study.

3. Conclusion

This study illustrated experimentally the influence of evaporation temperature, regeneration temperature, cycle time and graphite additives on CES performance. It was found that, if the vapor was evaporated at a higher temperature, the temperature of reactive salt in the reactor was increased during the adsorption period. A regeneration temperature of about 110-120 °C was found to be suitable for decomposition of the working pair. This temperature level could feasibly be supplied by solar energy. The amount of working fluid regenerated was found to increase when the regeneration temperature was increased, but the COP did not improve at the higher regeneration temperatures considered. The cycle time was found not to have a significant influence on system performance. The sodiumsulfide salt was mixed with graphite additives in three different proportions. The amount of working fluid mass in the cycle was increased by mixing with graphite additives. The mixing of sodiumsulfide salt with the graphite led to better COPs than using pure Sodiumsulfide salt in the CES system tested. The reaction temperature during the reaction period was also higher with the reactive mixtures. At a mass ratio of graphite to salt of 1:3, the maximum amount of absorbed water and heat transfer coefficients were obtained. This sodiumsulfide-water CES has clear potential to store solar energy or waste heat. To achieve further improvements future research will focus on the choice of binder and packing of the reactive bed.

4. Acknowledgement

The authors would like to gratefully acknowledge the support of the Thailand Research Fund (TRF) in this research. The authors also thank to the Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai University, for providing the research facilities.

5. References

- [1] Spoelstra, S., W. G. Haije and J. W. Dijkstra (2002). 'Techno-economic feasibility of high-temperature high-lift chemical heat pumps for upgrading industrial waste heat'. *Applied Thermal Engineering*, **22**, 1619–1630.
- [2] Wongsuwan, W., S. Kumar, P. Neveu and F. Meunier (2001). 'A review of chemical heat pump technology and applications'. *Applied Thermal Engineering*, **21**, 1489-1519.
- [3] Fischer, S. (1998). 'Thermochemical Storage System For Space Heating Effects of the First Improvements of the System'. IEA Annex 10 , Phase Change Materials and Chemical Reaction for Thermal Energy Storage First Workshop, 16-17 April , Adana, Turkey.
- [4] IEA (2001). 'Thermochemical storage, Solar Thermal Storage Techniques', Task II: Solar Thermal Electric Power Systems, Tasks Annexes of the IEA SolarPACES Implementing Agreement. *Electronic article*, 19-29, Available online: <http://www.solarpaces.org/tasks.htm>, [Download: November 24, 2002].
- [5] Bach, P.W., Haije, W.G. (2001). 'Heat Storage and Transformation, Heat and Cold Storage', the ZAE-Symposium 2001, Munich, 3-5 October 2001, ECN-RX-01-036.
- [6] Riffat, S. B., and Shankland, N. (1992). 'A Storage Heat Pump Using An 'Ozone-Friendly' Refrigerant'. *International Journal of Energy Research*, **16**, 21-30.

- [7] Boer, de R., Haije, W.G., and Veldhuis, J.B.J (2002). 'Determination of structural, thermodynamic and phase properties in the $\text{Na}_2\text{S-H}_2\text{O}$ system for application in chemical heat pump'. *Thermochemica Acta*, **7048**, 1-17.
- [8] Fukai, J., Kanou, M., Kodama, Y., Miyatake, O., 2000. Thermal conductivity enhancement of energy storage media using carbon fibers. *Energy Conversion and Management* **41**, 1543-1556.
- [9] Yuchi Hamada, Wataru Ohtsu, Jun Fukai, 2003. Thermal response in thermal energy storage material around heat transfer tubes: effect of additives on heat transfer rates, *Solar Energy* **75**, 317-328.[HYPERLINK](#)

Investigation of Modular Chemical Energy Storage Performance

Kantima Iammak, Wipawadee Wongsuwan* and Tanongkiat Kiatsirirot

Department of Mechanical Engineering, Chiang Mai University, Chiang Mai, Thailand

Abstract: Among various energy conservation measures of Thailand, a waste heat recovery (WHR) system is the important technique. However, if the period of energy recovery and energy usage is unmatched, Thermal Energy Storage (TES) is the interesting alternative. Chemical energy storage (CES) is a type of TES system using reversible chemical reactions between the working pair. This research aims to improve the performance of a (sodiumsulfide/water) CES. A modular-CES system (MCES) combining a reactor, a condenser and an evaporator as a package was developed and experimented in the laboratory scale. A reactive mixture of sodiumsulfide/water and graphite additives was used as working pair. The reactor was a tube-in-tube heat exchanger filled by reactive mixture between these two tubes. The CES was operated under high temperature source about 80–95 °C, and temperature sink about 30–40 °C. The MCES could provide storage and heat supply functions. The leakage problem found during the first phase of the project has been overcome by this new design of CES. The experimental results showed that this modular CES had better performance than the CES system using individual reactor, condenser and evaporator.

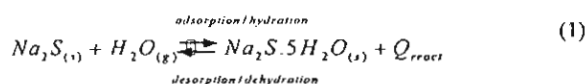
Keywords: Thermal Energy Storage, Chemical Energy Storage, Modular system, Chemical Heat Pump, Experimental Study.

1. INTRODUCTION

It was forecast by the coming years to 2020, a major emphasis of energy issues will be placed on further improvements in fuel efficiency. The key factor will be the overall efficiency as mentioned by Yoshiki Okawa [1]. In Thailand, the energy conservation policy has been undergoing a period of implementation to improve overall energy efficiency, which many waste heat recovery (WHR) techniques have been considered as the potential measures. During a past decade, the TES as a type of WHR has been recently promoted for better energy utilization in the developed countries.

Thermal energy storage (TES) involves a temporary storage of a high- or low- temperature medium for later use [2]. TES could help to offset the mismatch of solar energy supply and heating or cooling demands. The CES as a novel category of TES, has been proved to perform efficient energy storage and heat pumping functions. CES has the working principle similar to the chemical heat pump (CHP), which utilized the reversible chemical reaction between the reactive salt and the refrigerant. CES could be thermally driven without mechanical work as in vapor compression cycle. Therefore, the temperature level of the thermal energy could be changed by upgrading [3].

CES is one of the potential candidates for the improvement of energy transformation technology, because CES could be employed to a wide temperature range by choosing the appropriate reaction system [4]. Among various working pairs, the sodiumsulfide-water ($\text{Na}_2\text{S}-\text{H}_2\text{O}$) gave the highest storage density and required only moderate level of energy input. The reversible reaction equation taking place inside the reactor is given in Eq. (1). The forward reaction is chemical adsorption (which transformation of the molecular structure is involved) or hydration of water into Na_2S solid. In controversy, the backward reaction dealt with dehydration or decomposition of the water vapor from the sodiumsulfide-pentahydrate molecules. The heat of reaction for this equation is about 300 kJ/mole of Na_2S salt [5].



The selection of reaction pressure is important to ensure the safety approach required for the system design. Fortunately, most of the CES working pair using water as refrigerant operated under vacuum condition; in the magnitude about 10–

200 mmHg. Moreover, the CES is monovariant system which only pressure was necessary for operation control.

In consideration on the design strategy, Bellecci and Conti [6] suggested the modular latent heat storage unit as coaxial cylinder, which the phase change material was filled between inner and outer tubes. The heat transfer fluid flowed inside the inner tube. This design enabled the packing of many TES modules into tube bank with unlimited length, and facilitated operation and maintenance. In UK, there has been an extensively work done on the development of the modular heat pump system by Tamainot-Telto and Critoph [7]. They used a monolithic activated carbon to improve the thermal capacity of adsorption refrigeration system. There were three designs of the module; MODULAR 1-0.0, MODULAR 2-0.125 and MODULAR 2-0.3, which were experimental studied. They stated that at a typical conditions ($T_G = 100\text{ °C}$, $T_C = 30\text{ °C}$ and $-5\text{ °C} < T_E < 20\text{ °C}$), MODULAR 2-0.125 provided the best performance with a maximum specific cooling of 0.600 kW/kg carbon. $\text{COP}_{\text{cooling}}$ was about 0.2 (without regeneration) and about 0.5 (with regeneration).

Nevertheless, there is no significant research works carried out in Thailand to develop the CES for WHR applications in Thai's industry. Thus, our research group has focussed on the development of the CES that appropriate to WHR as well as energy storage purposes. The CES developed in our first phase of the research project was significantly improved. The experimental study was performed to the modular-CES, combining a reactor, an evaporator and a condenser together as a compact unit, and its pioneer result was readily discussed in this paper.

2 EXPERIMENTAL SET UP

The experimental study was conducted on a single effect thermochemical storage system, which had a design approach to the modular unit. Modular referred to a TES system having reactor, an evaporator and a condenser aligned into the same and straight line. All these components were connected together so that the refrigerant vapor easily flowed and distributed throughout those elements, where the uniformity was possibly created.

2.1 Experimental Components

The experimental prototype consisted of an annular tube reactor, an evaporator, a condenser, a cooling and a heating loop as shown in Fig 1. A reactor was made of stainless steel, 350-mm height annular tube, 50-mm OD outer tube, and 25.4-mm OD perforated inner tube. The reactant was

Corresponding author: Wipawadee@dome.eng.cmu.ac.th

sodiumsulfide-nanohydrate ($\text{Na}_2\text{S}\cdot 9\text{H}_2\text{O}$) (from Merck, extra pure with 35% Na_2S) to form the adsorbent (reactive) bed. In addition, the graphite binder was mixed with the sodiumsulfide nanohydrated salt ($\text{Na}_2\text{S}\cdot 9\text{H}_2\text{O}$) to form a reactive mixture. This reactor was modified from the one used in the previous works as shown in Fig. 2; (a) the set up no. 01, (b) the set up no. 02.

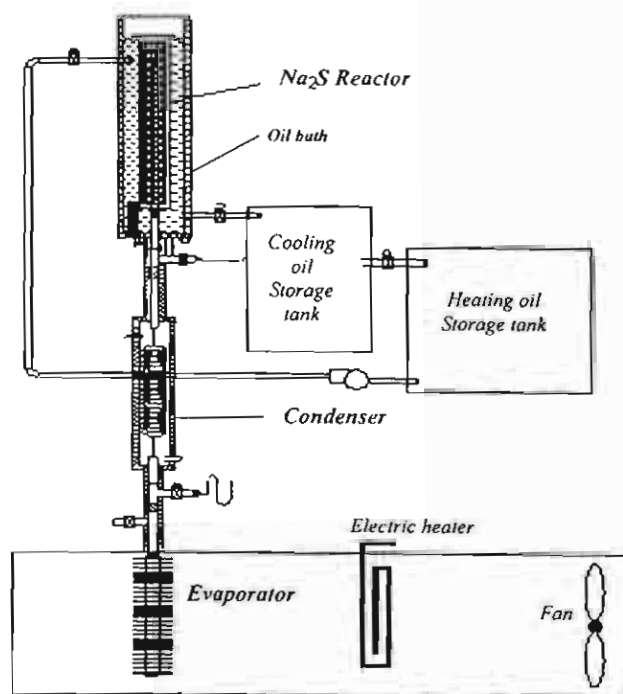


Fig. 1 The schematic diagram of the module-thermochemical energy storage system (MCES) in the experimental set up no. 3.

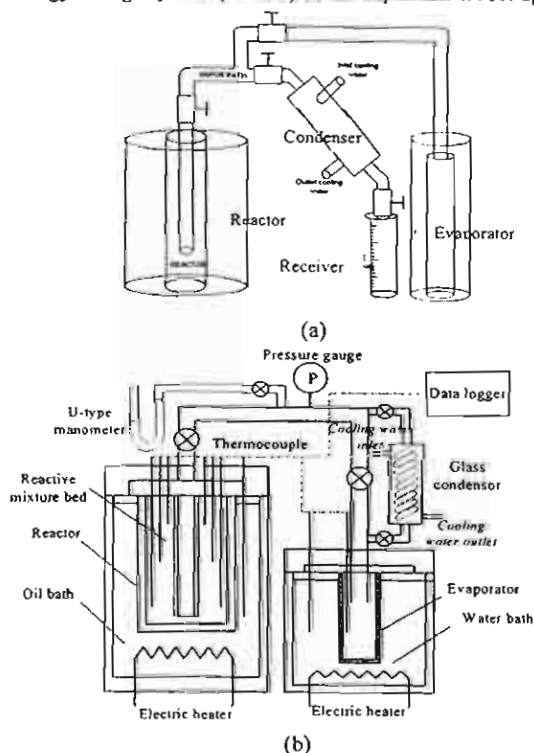


Fig. 2 Experimental set up in previous works; (a) Set up no. 01, (b) Set up no. 02.

The oil bath for heating and cooling of reactor was directly integrated to the reactor wall. This could enhance faster heat supplying to- and extraction from- the reactor (see Fig. 1). Two systems shown in Fig. 2 (no. 01 and no. 02) were not considerably efficient systems, due to incompactness and large installation space requirement. Their condensers and evaporators were not aligned in the same line with their reactors. Vapor and condensate path was always obstructed by their 90° pipe joints, and led to pressure drop.

The condenser was a conventional tube in shell, which cooling water was circulated in the shell. The glass evaporator was a spiral tube in shell type, 25.4-mm OD and 300-mm height, and aligned to the center of the condenser and reactor.

2.2 Operation Modes

The system operation was divided into two phases (modes): (a) Desorption phases (storage mode) and (b) Adsorption phase (heat supply mode), and was simply illustrated by Fig. 3. Desorption period terminated when the sorption equilibrium had reached as well and the end of adsorption period. Kato et al. [8] proposed the model to calculate the rate equation of the hydration, which the mole fraction of reacted water should be known. In addition, a gravimetric analysis was required to measure the hydration rate. However, in this work only the final adsorbed and desorbed mole fraction would be determined by measuring the amount of refrigerant consumed and released during a particular cycle.

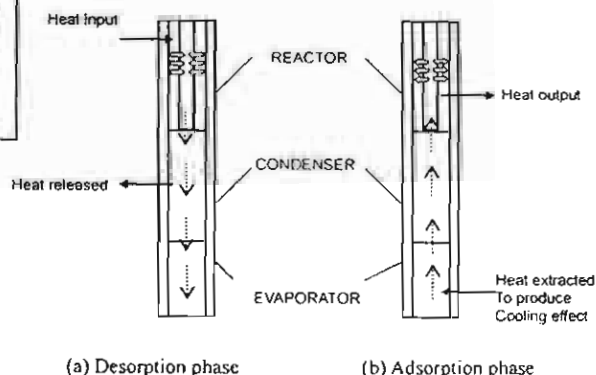


Fig. 3 The simple figure shows the operating modes of MCES.

As shown in Fig. 3, during the Desorption phase, high temperature heat was supplied to the reactor located at the top of MCES. When the reactor reached the decomposition temperature (about 60 – 80 °C), the water (refrigerant) vapor was desorbed from the reactive bed, flowed down and condensed in the condenser, where heat released to cooling water. Consequently, the condensate was collected inside the evaporator (located at the bottommost part).

On the other hand, during the Adsorption phase, heat was extracted from the refrigerated space into the evaporator, in which cooling effect was produced. The evaporated refrigerant flowed up by buoyancy force into the reactor, where exothermic reaction took place, and heat released to the circulated cooling oil. In this phase, heating and cooling effect were simultaneously produced.

2.3 Experimental Procedure

The method to carry out experiments is listed below:

- The reactive mixture (75 g graphite additives (30% by mass) and 175 g $\text{Na}_2\text{S}\cdot 9\text{H}_2\text{O}$ salt, total mass 250 g) was filled into the reactor.

- Heating and evacuating the set up to dehydrate and remove all non-condensable gases or particles.
- Conducting Leakage test by maintain experimental system under vacuum pressure (for 24 hours) to ensure the experiments under vacuum conditions.
- Vacuum charging of the pure water (without contaminated non-condensable gases) into the evaporator, checking vacuum pressure.
- Preliminary testing by allow adsorption at first until the reactor reached equilibrium (stable temperature and pressure), desorption and finally cooling.
- Starting the experiments for whole cycle; one cycle period includes; heating, desorption, cooling, adsorption, and the last cooling at the desired temperature and pressure level.
- Recording temperature, pressure, amount of water left in the evaporator, cooling and heating fluid flow rates.
- Analyze experimental data and interpret information to determine the system performance, and summarize the output obtained.

3 EXPERIMENTAL RESULTS

3.1 Temperature and power evolution

The recorded temperatures of reactor during a cycle were plotted in Fig. 4. During desorption phase, the reactor was heated to dehydrate water vapor and contaminated gases. The reactor temperature increased rapidly from 25 °C to about 70 °C, and then the desorption started and maintained for 10 minutes. Next, cooling oil was circulated to extract heat to store inside oil tank, and the temperature decreased to 35 °C within 22 minutes. Therefore, the heating, desorption, and cooling periods took place about 40 minutes. This was half time shorter than the operation of set up no.1 (see fig. 2(a)). With this set up, the maximum temperature increasing rate was 14.1 °C/min, which much larger than the one obtained from set up no. 01 (0.36 °C/min)[9]. This showed the sufficient heat transfer rate into the reactive bed. Power evolution was also shown in Fig. 4. The averaged heating and cooling powers were about 3.79 kW and 0.23 kW, respectively.

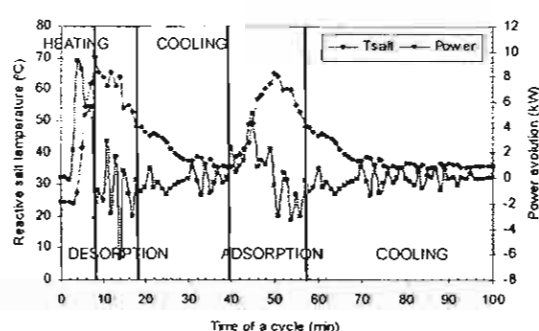


Fig. 4 Temperature and power evolution of the MCES during a cycle (desorption/adsorption phases).

During the heat supply mode, after the water vapor (evaporated from the bottom evaporator) was charged, the reactor temperature increased to about 65 °C within 10 minutes. This showed the released exothermic heat of reaction. Then, circulation of cooling oil was performed to extract this heat, so that cooling period last for 40 minutes. Hence, the storage and supply modes were totally last for 100 minutes (1 hr and 40 minutes). The amount of power released were 0.24 kW for adsorption and 0.15 kW for cooling period.

3.2 Operating conditions

By this MCES design, it has found that the heat dissipation from the outer heat source could be improved from the set up no.1 and no.2 (see also Fig.2). The discussion on desorption and adsorption temperatures were the followings:

3.2.1 Desorption temperature

Desorption temperature is the temperature during heating and dehydration periods. If this temperature is too high, it leads to inefficient energy usage drawback. The Na₂S-water system has advantage over the other sorption pairs that it requires only moderate heat source temperature for desorption (100 – 120 °C). In addition, the recommended temperature during desorption of sodiumsulfide salt is not exceed 80 °C [5]. In this work, the sodiumsulfide-graphite reactive mixture (30% graphite additives) was dehydrated completely under a pressure of 15 mmHg at average temperature about 60.5 °C (max. 70.3 °C). Better design of the reactor, the integrated oil bath, resulted in the lower temperature source required; averaged about 79.5 °C (highest temperature 95.6 °C).

3.2.2 Adsorption temperature

Due to the exothermic reaction during the chemisorption (hydration) process, temperature of reactive mixture increased. During adsorption period, no cooling oil was circulated to enhance observation of reactor temperature rising (normally the cooling fluid circulation would be provided). It was found that the average adsorption temperature of 52.6 °C and maximum about 65.1 °C could be achieved. In addition, when the reaction temperature increased, the reaction rate decreased because the hydration process approached the reaction equilibrium.

3.3 Graphite additive mixing ratio

To improve the thermal conductivity and increase the reaction area, the graphite additives (or carbon fiber) could be employed. The graphite additives were mixed with the granulated Na₂S salt directly similar to the techniques stated in Wongsuwan et al [10]. In the set up no.2, the mass ratio of graphite to sodiumsulfide was varied between 1:5, 1:3 and 1:2. It was found the amount of adsorbed water could be increased drastically by mixing the reactive salt with the graphite. The mass ratio 1:3 gave the best COP (about 0.94) as compared to other mixing ratio, so that this ratio was selected for this experiment.

Alternatively, the fine sodiumsulfide salt could be mixed with the porous media, e.g. molecular sieve binder, packing ceramic, honeycomb binder, etc., to enlarge the heat transfer area. The carbon fiber having a high thermal conductivity was also possibly employed to enhance heat and mass transfer, due to its matrix structure. Moreover, the carbon fibers were strongly resistant to corrosion and chemical attack [11].

3.4 Analysis of System Performance

Experimental data (temperature, pressure and amount of evaporated/condensed vapor) were used to calculate heat generated and extracted during cycle time. These heats involved were analyzed to obtain system's COPs. The COPs were calculated to determine the MCES performance and compare with the other system. Generally, the COP for hot production is defined as the ratio of energy output from the reactor plus the condenser to the input energy from high temperature source and expressed by Eq. (2):

$$COP_{\text{heating}} = \frac{Q_{\text{reactor}} + Q_{\text{cond}}}{Q_{\text{reg}}} \quad (2)$$

Based on experimental data analysis, the heat transfer coefficient could be calculated by using the equation suggested in Rungpiboonsopit et al. [12]. The temperature data and heat transfer rate were used to compute the U_p (overall heat transfer coefficient), which average value for this system was about $146.8 \text{ W/m}^2\text{K}$, two times higher than values obtained from the set up no. 2. The amount of heat supply from high temperature heat source was $1,829.5 \text{ kJ}$ and all heat extraction from adsorption and two cooling periods was $2,031.5 \text{ kJ}$ (not including heat of condensation). This led to the calculated COP about 1.110, which was better than values obtained from the testing of set up no.1 and no.2.

4. FUTURE WORK

4.1 Usage Potential

The MCEs are easily combined together depended on the load requirement to form the portable CES unit (CESU). The compact and movable CESU enables collection of waste heat released from different sites in a particular industry, during its storage mode. Thereafter, cooling effect could be produced at the evaporator section anytime due to low energy loss from the system. Hence, it is also possible to apply CESU in its cold production mode to transport the temperature-sensitive goods by any kinds of vehicles.

The other application is the storage of solar energy by using CES as the chemical heat pump. There is a great solar energy potential in Thailand, which is very close to the equator (Latitude of 14.7°N). The main reason is that Thailand imports great amount of her petroleum need, and it has expected that oil crisis might be coming soon. In addition, Thailand's climate has many sunny days all year round. The high temperature source could be supplied by using the evacuated tube solar collectors, in which heat input to CESU at $80 - 100^\circ\text{C}$ is possible.

4.2 System Modification

To comply with the perfect modular design, this experimental set up would be modified severally. The glass evaporator would be replaced with the metal one. The SS evaporator and condenser would be combined without any junctions to remove passage obstructions. The vapor/condensate path would be shortening to reduce the pressure drop of particular losses.

5. CONCLUSION

The developed CES enables energy storage in the form of chemical energy. The CES was designed as modular structure called MCEs. It enhanced efficient operation and compactness as compared to the old models. Modification of the reactor, by integrating the heat source into the reactor wall, resulted in better temperature increasing rate during desorption phase. The heat input and output, in all operation phases, could be identified experimentally. The overall heat transfer coefficient and COP were improved. The resulted performance indicated sufficient energy storage density based on the reaction of $\text{Na}_2\text{S-H}_2\text{O}$ pair.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to gratefully acknowledge the support of the Thailand Research Fund (TRF) under contract number MRG4780154, and under the "Mentor research project" (granted to Prof. Tanongkiat Kiatsiriroj). The authors also thank to the Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai University, for providing the research facilities.

NOMENCLATURE

COP	Coefficient of Performance
Q_{react}	Heat of exothermic reaction, kJ
Q_{cond}	Heat of condensation, kJ
Q_{reg}	Heat of regeneration(desorption), kJ
T_c	Condenser temperature, $^\circ\text{C}$
T_E	Evaporator temperature, $^\circ\text{C}$
T_G	Generator temperature, $^\circ\text{C}$

REFERENCES

- [1] Yoshiki Ogawa (2004). Long-term outlook and strategic issues for oil supply-demand in Asia, *The Journal of Energy and Development*, 29(2), pp. 247 - 272.
- [2] Recep Yumruta and Onder Kaska (2004). Experimental investigation of thermal performance of a solar assisted heat pump system with an energy storage, *International Journal of Energy Research*, 28, pp. 163 - 175.
- [3] Yukitaka Kato, Naozumi Harada, Yoshio Yoshizawa (1999). Kinetic feasibility of a chemical heat pump for heat utilization of high-temperature processes, *Applied Thermal Engineering*, 19, pp. 239 - 254.
- [4] Haruo Kawasaki, Takayuki Watanabe, Atsushi Kanzawa (1999). Proposal of a chemical heat pump with paraldehyde depolymerization for cooling system, *Applied Thermal Engineering*, 19, pp. 133 - 143.
- [5] Boer, de R., Haije, W.G., and Veldhuis, J.B.J (2002). 'Determination of structural, thermodynamic and phase properties in the $\text{Na}_2\text{S-H}_2\text{O}$ system for application in chemical heat pump'. *Thermochemical Acta*, 7048, pp. 1-17.
- [6] Bellecci, C., Conti, M. (1993). Transfer behavior analysis of a latent heat storage module, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 30, pp. 3851-3857.
- [7] Tamainot-Telto, Z., Critoph, R.E. (2003). Applied advanced solid sorption air conditioning modules using monolithic carbon-ammonia pair, *Applied Thermal Engineering*, 23, pp. 659-674.
- [8] Yukitaka Kato, Norimichi Yamashita, Kei Kobayashi, and Yoshio Yoshizawa (1996). Kinetic study of the hydration of magnesium oxide for a chemical heat pump, *Applied Thermal Engineering*, 11, pp. 853 - 862.
- [9] Wongsuwan, W. (2004). Performance analysis of reactor for thermochemical energy storage (TCES), *final report*, young research fund year 2003, supported by Chiang Mai University (CMU), Thailand.
- [10] Wongsuwan W., Rungpiboonsopit T., Chatchawan C., Kiatsiriroj T (2004). A performance study on a chemical energy storage system using sodiumsulfide-water as the working pair, 6th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference, 29th Aug - 1st Sept 2004, Glasgow, UK.
- [11] Fukai, J., Kanou, M., Kodama, Y., and Miyatake, O. (2000). Thermal conductivity enhancement of energy storage media using carbon fiber, *Energy Conservation & Management*, 41, pp. 1543-1556.
- [12] Rungpiboonsopit T., Wongsuwan W., and Kiatsiriroj T. (2003). An experimental study on a sodiumsulfide-water thermochemical energy storage system, 2nd seminar on heat and mass transfer in thermal equipment proceedings, September 2003, pp. 134 - 138.

การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและมวล
ในการดูดซับของคู่สารซิลิกาเจล-น้ำ
HEAT AND MASS TRANSFER AUGMENTATION IN ADSORPTION
OF SILICA-GEL / WATER PAIR

เกศเที น้อยปิ่น

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ 50200

โทรศัพท์ (053) 94414 ต่อ 943

โทรสาร (053) 944145

ทงกเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ 50200

โทรศัพท์ (053) 94414 ต่อ 943

โทรสาร (053) 944145

บทคัดย่อ

ในงานวิจัยนี้เน้นที่ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ โดยได้ทำการศึกษการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและมวลในการดูดซับของคู่สาร ซิลิกาเจล-น้ำ ซึ่งจะส่งผลต่อการดูดซับให้ดีขึ้น โดยทดสอบการดูดซับระหว่างซิลิกาเจล-น้ำในเครื่องดูดซับ (adsorber) ที่มีระดับความหนาของสารดูดซับต่างกัน และทดสอบการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและมวลด้วย 2 กรรมวิธี คือการผสมเม็ดทองแดงเข้ากับซิลิกาเจลเพื่อเพิ่มค่าการนำความร้อน หรือติดครีบทองแดงลงในเครื่องดูดซับเพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อน

จากการทดลองพบว่า การเพิ่มพื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อนและการปรับปรุงค่าการนำความร้อนส่งผลกระทบต่อการถ่ายเทความร้อนและมวลในการดูดซับ อัตราการดูดซับจะเพิ่มขึ้นตามพื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อน และค่าการนำความร้อนของเครื่องดูดซับ

Abstract

This research work concentrates on heat and mass transfer enhancement in adsorption cooling. The working pair is silica gel / water. Experimental study has been carried out with different thickness of the medium. Enhancement on heat and mass transfer is taken by mixing small copper beads with silica gel to increases the overall thermal conductivity and by adding copper fin to increases the heat transfer area.

Comparison of the experimental and numerical results showed that the heat transfer area and the thermal conductivity have significant influences on heat and mass transfer. The adsorption rate increases with the heat transfer area and the thermal conductivity of the adsorber.

1. บทนำ

จากปัญหาเกี่ยวกับสิ่งแวดล้อมอันเนื่องมาจากการใช้สารทำความเย็นในระบบทำความเย็นแบบอัดไอที่ใช้ในปัจจุบัน ปัจจัยทางด้านเศรษฐศาสตร์ และปัญหาการใช้ทรัพยากรธรรมชาติที่เป็นแหล่งพลังงาน คือเชื้อเพลิงประเภทฟอสซิลซึ่งมีปริมาณน้อยลงไปทุกที จึงมีการพัฒนาระบบทำความเย็น ที่มีการนำความร้อนทั้งกลับมาใช้และใช้สารทำความเย็นที่ไม่ส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม ซึ่งระบบทำความเย็นที่กำลังได้รับความสนใจมากอีกชนิดหนึ่งคือ ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ (Adsorption refrigeration)

ระบบทำความเย็นแบบดูดซับเป็นระบบทำความเย็นที่ใช้สารที่เป็นของแข็งและของเหลวซึ่งสามารถดูดซับกันได้ดีเป็นคู่สารทำงาน สารของแข็งที่เป็นตัวดูดซับเรียกว่า สารดูดซับ (Adsorbent) และสารที่ถูกดูดซับเรียกว่า สารถูกดูดซับ (Adsorbate) ระบบนี้สามารถนำความร้อนทั้งที่มีคุณภาพต่ำกลับมาใช้เป็นแหล่งพลังงานของระบบและไม่ส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม และระบบไม่มีการนำคอมเพรสเซอร์มาใช้และไม่มีส่วนใดเคลื่อนไหว ทำให้ไม่มีปัญหาในเรื่องการสั่นสะเทือนเสียงรบกวนน้อย และลดการใช้พลังงานลง อย่างไรก็ตามยังประสบปัญหาการดูดซับระหว่างคู่สารทำงานเป็นไปไม่สม่ำเสมอ จึงทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของระบบค่อนข้างต่ำ

เครื่องทำความเย็นแบบดูดซับมักมีค่า COP (Coefficient of Performance) ต่ำ เป็นต้นว่า การใช้ซิลิกาเจล (Silica gel) และน้ำ เป็นคู่สารทำงาน อัตราการดูดซับระหว่างซิลิกาเจล และน้ำไม่สม่ำเสมอ กล่าวคือ ในช่วงแรกมีอัตราการดูดซับรวดเร็ว เนื่องจากพื้นผิวของซิลิกาเจลมีที่ว่างมาก เมื่อการดูดซับดำเนินไปในระยะเวลาหนึ่ง คู่สารทำงานเริ่มเข้าใกล้จุดสมดุล พื้นผิวของซิลิกาเจลเริ่มอิ่มตัว ซึ่งส่งผลให้น้ำแพร่กระจายเข้าไปในชั้นของซิลิกาเจลในส่วนที่ใดไม่ได้มากนัก ทำให้อัตราการดูดซับเริ่มช้าลง นอกจากนี้ในกระบวนการดูดซับ จะมีการคายความร้อน ส่งผลให้ความดันไอในซิลิกาเจล มีค่าสูงขึ้น การถ่ายเทมวลจึงไม่สะดวก หากไม่มีการระบายความร้อนที่ดี อัตราการดูดซับจะลดลงอย่างรวดเร็ว

จากการที่เครื่องทำความเย็นแบบดูดซับในปัจจุบันยังมีสมรรถนะต่ำ อันเนื่องมาจากสาเหตุดังกล่าว ส่งผลให้ยังไม่มีการประยุกต์ใช้ในเชิงพาณิชย์กันมากนัก ทำให้นักวิจัยและหน่วยงานต่าง ๆ ได้ทำการศึกษาวิจัยและพัฒนากระบวนการทำความเย็นแบบดูดซับมาเรื่อย ๆ เพื่อให้ระบบมีอัตราการดูดซับสูงและมีค่าสม่ำเสมอ ซึ่งจะส่งผลให้เครื่องทำความเย็นแบบดูดซับมีสมรรถนะสูงขึ้น และเหมาะสมกับการใช้งานต่อไป

งานวิจัยชิ้นนี้อาศัยข้อมูลจากการทดลองเป็นหลัก โดยจะทำการทดสอบกระบวนการดูดซับระหว่างซิลิกาเจลและน้ำที่ความหนาของชั้นซิลิกาเจลที่ต่างกัน 3 ความหนา และมีการผสมเม็ดทองแดงเพื่อเพิ่มสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อน รวมทั้งพิจารณาผลของการติดครีบนี้นั้นในชั้นซิลิกาเจลด้วย ทำให้ทราบถึงอิทธิพลของปัจจัยทั้งสามประการ (ความหนา, การผสมเม็ดทองแดง, การติดครีบนี้นั้น) ที่มีผลต่ออัตราการดูดซับน้ำบนซิลิกาเจล

2. งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

งานวิจัยในระบบทำความเย็นแบบดูดซับที่ใช้ซิลิกาเจลน้ำเป็นคู่สารทำงาน ได้มีการริเริ่มและพัฒนาการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและมวลระหว่างคู่สารดูดซับ โดยการเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัส และเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องดูดซับ (adsorber) อาทิ Wang *et al.* (1999) ได้ทดสอบใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกันหอยเป็นเครื่องดูดซับ (adsorber) เพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัส ในระบบทำความเย็นแบบดูดซับ ซึ่งช่วยให้อัตราการดูดซับระหว่างสารทำงานดีขึ้น แต่จากการออกแบบเครื่องดูดซับ (adsorber) ในลักษณะดังกล่าว พบว่าขนาดของอุปกรณ์ใหญ่และมีน้ำหนักมากจนเกินไป ซึ่งส่งผลให้มีการสูญเสียความร้อนสัมผัสให้กับอุปกรณ์มาก ค่า COP ของระบบจึงค่อนข้างต่ำ คือ $COP = 0.13$ สำหรับการทำความเย็น (Refrigeration) และ $COP = 0.4$ สำหรับการปรับอากาศ (Air-Conditioning)

Restuccia and Cacciola (1999) ยังได้ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและมวล โดยการสังเคราะห์ซีโอไลต์ให้เป็นชั้นบาง ๆ บนท่อภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งใช้เป็นเครื่องดูดซับ ในระบบปรับอากาศแบบดูดซับ พบว่า เครื่องดูดซับที่มีการออกแบบใหม่จะมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมสูง คือ $global\ heat\ transfer\ coefficient = 154\ W/m^2.K$ ซึ่งโดยทั่วไปสำหรับระบบแบบสัมผัสอย่างง่าย (simple contact) จะมีค่าประมาณ $18\ W/m^2.K$

จากงานวิจัยข้างต้นสามารถนำมาเป็นแนวทางในการปรับปรุงอัตราการดูดซับระหว่างคู่สารทำงานโดย

1. เพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องดูดซับโดยการติดครีบนี้นั้น เพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสและความสามารถในการระบายความร้อน ซึ่งจะทำให้การดูดซับของคู่สารทำงานดีขึ้น

2. เพิ่มค่าการนำความร้อน (thermal conductivity, k) ในเครื่องดูดซับ โดยการผสมเม็ดทองแดงกับซิลิกาเจลภายในเครื่องดูดซับ

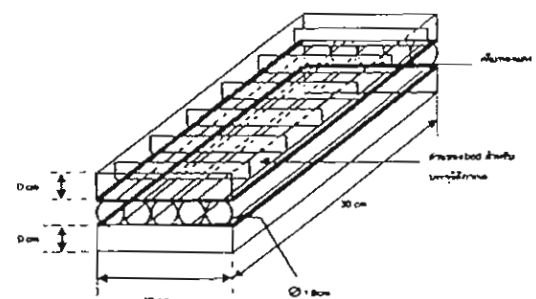
สำหรับเครื่องดูดซับ ที่ใช้ในงานวิจัยนี้ จะใช้เครื่องดูดซับแบบแผ่น (Plate type Heat exchanger) ถังทองที่ใช้บรรจุจากอะคริลิกใส เพื่อให้สามารถมองเห็นการเปลี่ยนแปลงสีของซิลิกาเจลได้อย่างชัดเจน และในส่วนของชั้นซิลิกาเจลจะใช้ลวดค้ำภายในการห่อหุ้มซิลิกาเจล เพื่อให้สามารถกำหนดระดับความหนาของชั้นซิลิกาเจลได้ตามต้องการ

3. วิธีการทดลอง

การทดสอบกระบวนการดูดซับ ดำเนินการดังต่อไปนี้

3.1 อุปกรณ์การทดสอบ

อุปกรณ์เครื่องดูดซับที่ได้รับการออกแบบเพื่อใช้ในการทดลอง แสดงไว้ดังรูปที่ 1 โดยมีลักษณะเป็นกล่องอะคริลิกใสทรงสี่เหลี่ยม ขนาดกว้าง 10 เซนติเมตร ยาว 30 เซนติเมตร สูง 30 เซนติเมตร ชั้นความหนาของซิลิกาเจลสามารถปรับระดับได้ โดยจะติดตั้งชั้นซิลิกาเจลที่ทั้ง 2 ด้านของท่อสารแลกเปลี่ยนความร้อน (น้ำ) ที่ทำจากท่อทองแดง 5 คืบและติดตั้งไวตรวงกลางความสูงของกล่อง



รูปที่ 1 ลักษณะการติดครีบนี้นั้น bed

โดยหลักการของอุปกรณ์การทดสอบ จะดัดแปลงจากชุดทดสอบของ Chindaraksa (2001) ดังรูปที่ 2 จากภาพเครื่องให้ความร้อนแก่ น้ำ (heater) ทำให้น้ำเดือดที่อุณหภูมิและความดันที่กำหนด ในขณะที่มีการควบคุมอุณหภูมิของชั้นซิลิกาเจลโดยการให้น้ำที่ใช้ถ่ายเทความร้อนไหลผ่านเครื่องดูดซับ จากนั้นจึงปล่อยไอน้ำเข้าสู่เครื่องดูดซับ มีการบันทึกอุณหภูมิและความดันตลอดกระบวนการดูดซับนี้

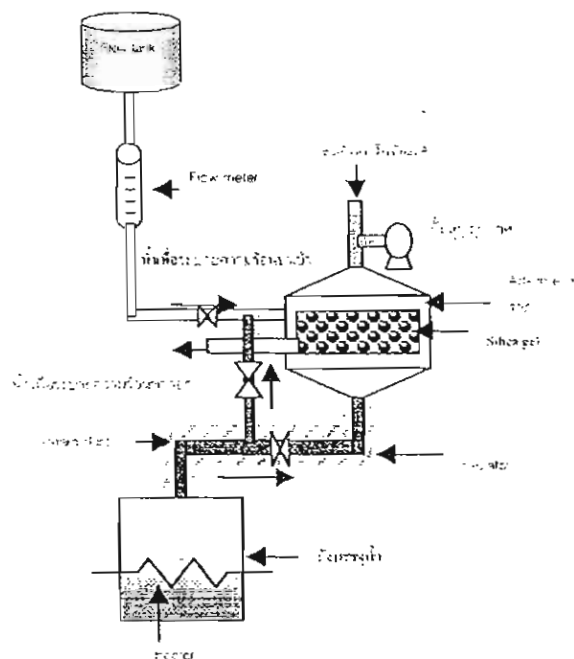
3.2 ขั้นตอนการทดลอง

เงื่อนไขการทดสอบความสามารถในการดูดซับของคูสารซิลิกาเจล-น้ำ เมื่อมีการปรับปรุงเครื่องดูดซับ ในกรณีต่าง ๆ ดังนี้

- ใช้เครื่องดูดซับ แบบแผ่นโดยไม่มีการคัดแปลงใดๆ โดยจะปรับระดับความหนาของชั้นซิลิกาเจล (bed) เป็น 0.02 เมตร, 0.03 เมตร และ 0.04 เมตร ตามลำดับ
- ใช้เครื่องดูดซับ ที่มีการติดกริบแบบสี่เหลี่ยมผืนผ้าขนาด 0.01 เมตรไว้ภายในเครื่องดูดซับ
- ใช้เครื่องดูดซับ ที่มีการผสมผงทองแดงกับซิลิกาเจล โดยในอัตราส่วน 1/15 และ 1/5 โดยมวลของซิลิกาเจล

ทดสอบอัตราการดูดซับที่แต่ละระดับความลึกของซิลิกาเจล ในเวลาต่างๆ เมื่อมีการติดกริบและมีการเปลี่ยนสัดส่วนผสมของเม็ดทองแดง ตามลำดับ โดยอันดับแรกต้องทำให้เป็นสภาวะอากาศด้วยปั๊มสุญญากาศ จากนั้นจึงให้ความร้อนแก่น้ำจนกลายเป็นไอ และปล่อยไอน้ำเข้าสู่เครื่องดูดซับ และมีการใช้น้ำที่ทราบอุณหภูมิและอัตราการไหลที่แน่นอนในการระบายความร้อนออกจากชั้นซิลิกาเจล

นำค่าสัมประสิทธิ์ที่ได้จากการทดลองมาปรับแบบจำลองที่ได้พัฒนาขึ้น ได้แก่ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน (Effective thermal conductivity, k), ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน (Mass transfer coefficient, h_m) เพื่อหาแนวทางในการปรับปรุงเครื่องดูดซับ



รูปที่ 2 โครงสร้างลักษณะการทำงานของชุดทดลอง

เมื่อทำการทดลองตามขั้นตอนวิธีการดังที่กล่าวไปแล้วข้างต้น จึงนำผลที่ได้จากการทดลองมาวิเคราะห์ โดยอาศัยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ซึ่งจะต้องทำการคำนวณเป็นขั้นตอนดังจะกล่าวในหัวข้อต่อไป

4. การคำนวณ

4.1 สภาวะ ณ จุดสมดุล

หากต้องการทราบปริมาณน้ำที่ถูกดูดซับภายใน bed เมื่อถึงจุดสมดุล ค่าคำนวณโดยใช้สมการของ Freundlich's equation (K Chihara, 1983) คือ

$$q_s = K \cdot \left(\frac{P_s(T_v)}{P_s(T_c)} \right)^{1/n} \quad (1)$$

เมื่อ q_s คือปริมาณน้ำที่ถูกดูดซับเมื่อถึงจุดสมดุล, $\text{kg}_{\text{water}}/\text{kg}_{\text{silica gel}}$

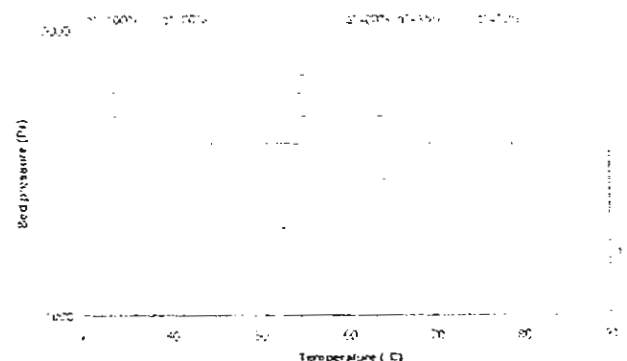
$P_s(T_v)$ และ $P_s(T_c)$ คือ ความดันไออิ่มตัวที่อุณหภูมิ T_v (ไอน้ำ)

และอุณหภูมิ T_c (ชั้นซิลิกาเจล) ตามลำดับ

ค่า K และ n สำหรับคูสารซิลิกาเจล-น้ำโดย $K = 0.346 \text{ kg/kg}$ และ

$n = 1.6$ ตามลำดับ ซึ่งโดยทั่วไปจะกำหนดให้ปริมาณน้ำที่ถูกดูดซับได้สูงสุดมีค่าเป็น 0.346 kg/kg นั่นคือเมื่อ $P_s(T_v)/P_s(T_c) = 1$

4.2 ปริมาณน้ำที่ถูกดูดซับที่แท้จริง (q) สามารถทราบได้โดยอาศัยการอ่านค่าจากไดอะแกรม Duhring ดังแสดงในรูปที่ 3



รูปที่ 3 ไดอะแกรม ของซิลิกาเจล-น้ำ (Chua, 1999)

4.3 การถ่ายเทความร้อนและมวลสาร

สำหรับงานวิจัยนี้จะวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนและมวลสารของปรากฏการณ์การดูดซับ ซึ่งมีอิทธิพลต่อความสามารถในการดูดซับของคูสารเป็นอย่างมาก โดยการวิเคราะห์จะอาศัยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อพิจารณาและทำนายการถ่ายเทความร้อนและมวลสารขณะเกิดการดูดซับ ซึ่งมีการตั้งข้อสมมติฐานของเครื่องดูดซับในงานวิจัยนี้ ได้แก่ :

- ความดันไอน้ำภายใน bed มีค่าเท่ากันตลอดทั้ง bed แต่จะเปลี่ยนแปลงไปตามเวลา
- สมมติทางเทอร์โมฟิสิกส์ทั้ง
- ไอน้ำมีสมบัติเหมือนก๊าซอุดมคติ
- น้ำที่ถูกดูดซับภายในซิลิกาเจลมีสถานะเป็นของเหลว

เมื่อไอน้ำแพร่เข้าสู่ ซิลิกาเจลและเกิดการดูดซับ ขณะที่มีการดูดซับ จะมีความร้อนของการดูดซับเกิดขึ้น ความร้อนดังกล่าวจะถ่ายเทเข้าสู่ของไหลสำหรับระบายความร้อน ในงานวิจัยนี้จะใช้น้ำ และความชื้นบางส่วนจะทำให้ซิลิกาเจลมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้น

4.3.1 กฎการอนุรักษ์พลังงาน (Conservation of Energy)

จากการศึกษาผลของการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (เพื่อใช้เป็น adsorber) ที่มีผลสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดซับของ Alam, 2000 พบว่าสมการพลังงานของของไหลที่มีการถ่ายเทความร้อนแสดงได้ดังนี้ (Alam, 2000)

$$M_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} - \dot{m}_s c_s L \frac{\partial T_s}{\partial x} + k_s A_s L \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

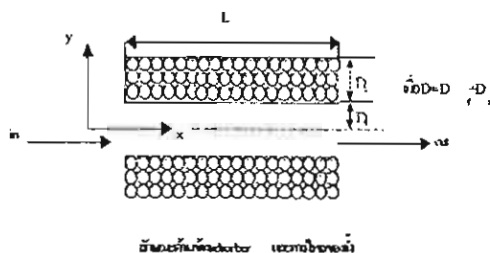
ซึ่งสมการสมดุลพลังงานสำหรับ bed ของเครื่องดูดซับสามารถแสดงได้ดังนี้ (Alam, 2000)

$$M_s c_s \left(1 + \frac{c_s}{c_g} + \frac{M_g c_g}{M_s c_s} \right) \frac{\partial T_s}{\partial t} - \rho_s A_s L Q_s \frac{\partial Q_s}{\partial t} = k_s A_s L \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

เมื่อ M_s , M_g และ M_m คือมวลของของไหลที่มีการถ่ายเทความร้อน, สารดูดซับ และโครงสร้างของ adsorber ตามลำดับ, kg

- A_s และ A_g คือ พื้นที่ถ่ายเทความร้อนด้านของไหลและด้านของสารดูดซับ ตามลำดับ, m^2
- k_s คือ ค่าสภาพการนำความร้อนของของไหล, $W/m \cdot K$
- T_s และ T_g คือ อุณหภูมิของของไหลที่ใช้ในการระบายความร้อนและซิลิกาเจล ตามลำดับ, $^{\circ}C$
- $k_{s,e}$ คือ effective thermal conductivity, $W/m \cdot K$
- x และ y คือ Coordinate axes
- L คือ ความยาวของ bed, m
- c_s และ c_g คือ ค่าความร้อนจำเพาะของซิลิกาเจล และ น้ำตามลำดับ, $kJ/kg \cdot K$
- Q_s คือ ค่าความร้อนของการดูดซับ, kJ/kg ซึ่งในการทดลองนี้กำหนดให้มีค่าเป็น 2800 kJ/kg
- ρ_s คือ ความหนาแน่นของสารดูดซับ, kg/m^3
- $D = D_s + D_g$
- D_s คือ $\frac{1}{4}$ ของความกว้างของส่วน heat transfer fluid side และ D_g คือ ความหนาของ bed, m

จากสมการที่ (2) และ (3) ดังกล่าว ทิศทางการเคลื่อนที่ของสารถ่ายเทความร้อนและการดูดซับ สามารถแสดงได้ดังแบบจำลองในรูปที่ 4



รูปที่ 4 แสดงภาพของเครื่องดูดซับตัดตามแนวยาว

4.3.2 กฎการอนุรักษ์มวลสาร (Conservation of Mass)

อัตราการเปลี่ยนแปลงปริมาณน้ำใน bed จะเป็นสัดส่วนกับค่าความแตกต่างระหว่างปริมาณน้ำที่คลมคลุดกับปริมาณน้ำที่แท้จริง สมการของสารทำงานแสดงได้ดังนี้ (Alam, 2000)

$$M_s \frac{\partial Q_s}{\partial t} = h_m (q_s - q) \quad (4)$$

เมื่อ q_s และ q คือ ปริมาณน้ำ ณ จุดสมดุลกับปริมาณน้ำที่แท้จริง, kg_{water}/kg_{gel}

h_m คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล, kg/s

ปริมาณน้ำที่ถูกดูดซับในซิลิกาเจลหาได้จากไดอะแกรม Duhring (รูปที่ 3) โดยที่ Initial และ boundary conditions สำหรับกรณีนี้คือ

$T_s(x,y) = T_g(x,y) = T_\infty$ เมื่อ T_∞ คืออุณหภูมิของน้ำเริ่มต้น

$$\frac{\partial T_s}{\partial x} = 0 \quad \text{at } x = L$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial x} = \frac{\partial T_g}{\partial x} = 0 \quad \text{at } x = 0$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial y} = 0 \quad \text{at } y = 0$$

$$k_s \frac{\partial T_s}{\partial y} = h_s (T_s - T_f) \quad \text{at } y = D_s$$

$$k_g \frac{\partial T_g}{\partial y} = h_g (T_g - T_f) \quad \text{at } y = D_s$$

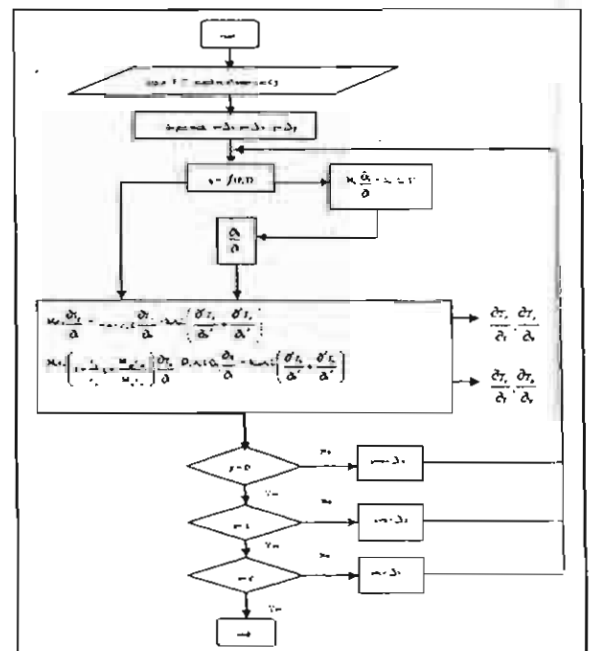
$$\frac{\partial T_s}{\partial y} = 0 \quad \text{at } y = D = D_s + D_g$$

เมื่อ h_s คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, $W/m^2 \cdot K$

$$\frac{\partial T_s}{\partial y} = 0 \quad \text{at } y = D = D_s + D_g$$

$$q = 0 \quad \text{at } t = 0$$

ซึ่งขั้นตอนการคำนวณจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แสดงได้ดังรูปที่ 5



รูปที่ 5 Information flow diagram of Silica gel-water model

ขั้นตอนการคำนวณดังรูปที่ 5 คือ ป้อนข้อมูลที่จำเป็นได้แก่ อุณหภูมิและความดันของ bed สุดท้ายของ bed จากนั้นจะได้ปริมาณน้ำที่ถูกดูดซับในขณะนั้นๆ จากนั้นจึงป้อนค่าอุณหภูมิ bed เริ่มต้น แล้วใช้สมการที่ (1) เพื่อหาค่า q_s ... แล้วใช้สมการที่ (2) และ (3) โดย

ใช้กรรมวิธีเชิงตัวเลขแบบ finite difference เพื่อคำนวณหาค่าอุณหภูมิที่เวลาต่างๆ รวมไปถึงใช้สมการ (4) หาค่าปริมาณสารที่ถูกดูดซับ

5. ผลการทดลอง

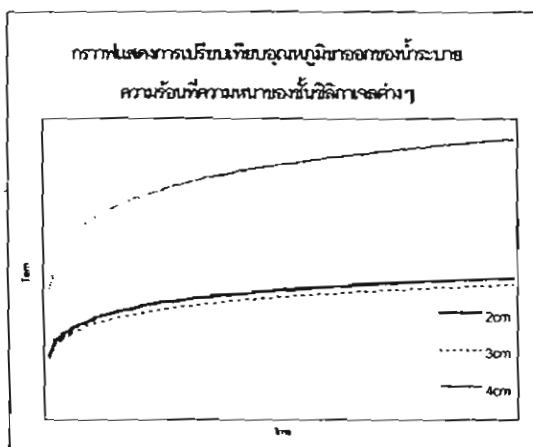
เมื่อทำการทดสอบการดูดซับตามกรณีต่างๆดังที่กล่าวไปแล้วข้างต้น ได้ผลการทดลองดังนี้

ตารางที่ 1 แสดงการเปรียบเทียบอัตราการดูดซับที่ความหนาของชั้นซิลิกาเจลต่างกัน

ความหนาของชั้นซิลิกาเจล	อัตราการดูดซับ ($\text{kg}_{\text{water}}/\text{kg}_{\text{silica gel}}$)
2 cm	2.35043E-05
3 cm	1.63818E-05
4 cm	1.76282E-05

ตารางที่ 1 เป็นตารางแสดงผลการเปรียบเทียบการดูดซับของคู่สารซิลิกาเจลน้ำ ที่ระดับความหนาของชั้นซิลิกาเจลต่างๆกัน โดยไม่ทำการปรับปรุงเครื่องดูดซับแต่อย่างใด จะเห็นว่าที่ความหนาของชั้นซิลิกาเจล 2 เซนติเมตร อัตราการดูดซับระหว่างซิลิกาเจลกับน้ำเป็นไปได้ดีที่สุด ส่วนที่ความหนา 3 และ 4 เซนติเมตรจะมีอัตราการดูดซับใกล้เคียงกัน และจากรูปที่ 6 ซึ่งเป็นกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิของน้ำที่ใช้ระบายความร้อน แสดงให้เห็นว่าที่ระดับความหนาของชั้นซิลิกาเจล 2 และ 3 เซนติเมตร การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำใกล้เคียงกัน ส่วนที่ระดับความหนา 4 เซนติเมตร อุณหภูมิของน้ำมีการเปลี่ยนแปลงมากกว่า

เมื่อทำการทดสอบการดูดซับโดยรักษาระดับความหนาของชั้นซิลิกาเจลไว้ที่ 3 cm และผสมเม็ดทองแดงเพื่อเพิ่มค่าการนำความร้อน และติดครีบริบเพื่อเพิ่มพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยมีวัตถุประสงค์ในการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและมวลในการดูดซับระหว่างคู่สารทำงาน จะได้ผลดังตารางที่ 2 และรูปที่ 7

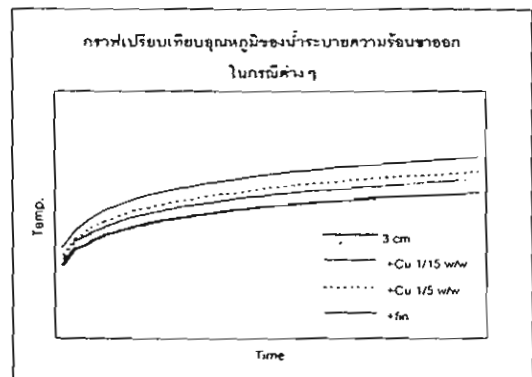


รูปที่ 6 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอุณหภูมิของน้ำระบายความร้อนจากอุณหภูมิของชั้นซิลิกาเจลต่างๆกัน

ตารางที่ 2 แสดงการเปรียบเทียบอัตราการดูดซับเมื่อมีการปรับปรุง และไม่มีการปรับปรุงเครื่องดูดซับ ที่ความหนาของชั้นซิลิกาเจลเป็น 3 เซนติเมตร

กรณี	อัตราการดูดซับ ($\text{kg}_{\text{water}}/\text{kg}_{\text{silica gel}} \cdot \text{s}^{-1}$)
ไม่มีการปรับปรุงใดๆ	1.63818E-05
ผสมเม็ดทองแดง 1/15 w/w	3.4188E-05
ผสมเม็ดทองแดง 1/5 w/w	3.84615E-05
ติดครีบริบ	4.13105E-05

จากตารางที่ 2 จะเห็นว่า เมื่อมีการผสมเม็ดทองแดงเข้ากับซิลิกาเจล จะช่วยให้อัตราการดูดซับระหว่างซิลิกาเจลกับน้ำดีขึ้น กล่าวคือในการผสมเม็ดทองแดงเป็นสัดส่วน 1/5 โดยน้ำหนักของซิลิกาเจล อัตราการดูดซับเป็น $3.84615 \times 10^{-5} \text{ kg}_{\text{water}}/\text{kg}_{\text{silica gel}} \cdot \text{s}^{-1}$ ซึ่งจะมากกว่าอัตราการดูดซับเมื่อผสมเม็ดทองแดงในสัดส่วน 1/15 โดยน้ำหนักของซิลิกาเจล ที่มีอัตราการดูดซับเป็น $3.4188 \times 10^{-5} \text{ kg}_{\text{water}}/\text{kg}_{\text{silica gel}} \cdot \text{s}^{-1}$ และจากการทดลองพบว่าเมื่อมีการติดครีบริบในเครื่องดูดซับจะช่วยพัฒนาอัตราการดูดซับได้มากที่สุดเป็น $4.13105 \times 10^{-5} \text{ kg}_{\text{water}}/\text{kg}_{\text{silica gel}} \cdot \text{s}^{-1}$



รูปที่ 7 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอุณหภูมิของน้ำระบายความร้อนจากอุณหภูมิของน้ำและความหนาของชั้นซิลิกาเจลต่างๆกัน

ซึ่งผลจากการเปรียบเทียบอัตราการดูดซับดังกล่าวนี้ สอดคล้องกับผลการวัดอุณหภูมิของน้ำที่ใช้ในการระบายความร้อนในการดูดซับ ซึ่งแสดงได้ดังกราฟในรูปที่ 7 ซึ่งจากกราฟจะเห็นว่าอุณหภูมิของน้ำที่ใช้ในการระบายความร้อนเมื่อมีการติดครีบริบจะมีการเปลี่ยนแปลงมากที่สุด ส่วนกรณีที่มีส่วนผสมทองแดงสัดส่วน 1/5, 1/15 และกรณีที่ไม่มีการปรับปรุงใดๆจะมีการเปลี่ยนแปลงน้อยลงตามลำดับ กล่าวคือ เมื่อเกิดการดูดซับของคู่สารซิลิกาเจลน้ำ จะมีการคายความร้อนออกมา หากยังการดูดซับเป็นไปได้มาก ก็ยังมีความร้อนที่คายออกมาด้วยเช่นเดียวกัน และความร้อนส่วนที่คายออกมาเอง จะถูกระบายออกด้วยน้ำที่ใช้สำหรับระบายความร้อน ถ้าความร้อนที่เกิดจากการดูดซับมีมาก ก็จะส่งผลให้อุณหภูมิของน้ำที่ใช้ในการระบายความร้อนสูงขึ้นมากด้วย ดังนั้นเมื่อพิจารณาจากกราฟ สามารถกล่าว

ได้ว่า หากอุณหภูมิของน้ำที่ใช้ระบายความร้อนมีการเปลี่ยนมากเท่าไร ก็จะแสดงให้เห็นว่าการดูดซับเป็นไปได้ดีมากเท่านั้น

6. สรุป

จากการทดลองพบว่าเมื่อทำการปรับปรุงเครื่องดูดซับ (Adsorber) โดยผสมเม็ดทองแดงเข้ากับซิลิกาเจลและทำการติดครีป ภายในเครื่องดูดซับจะช่วยเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อน และมวลในการดูดซับดีขึ้น อันจะส่งผลให้อัตราเร็วในการดูดซับของกั สารซิลิกาเจล-น้ำดียิ่งขึ้นด้วย โดยจากผลการทดลอง หากทำการติด ครีปจะช่วยให้การดูดซับระหว่างกัสารเป็นไปได้ดีที่สุด เมื่อเปรียบ เทียบกับการผสมเม็ดทองแดงเข้ากับซิลิกาเจล ซึ่งจากการทดลองนี้ สามารถนำไปปรับปรุงใช้กับระบบทำความเย็นแบบดูดซับได้ต่อไป

7. รายการสัญลักษณ์

A	พื้นที่ที่มีการถ่ายเทความร้อน, m^2
A_a	พื้นที่ถ่ายเทความร้อนด้านด้านของสารดูดซับ ตามลำดับ, m^2
A_l	พื้นที่ถ่ายเทความร้อนด้านของไหล, m^2
c_a	ค่าความร้อนจำเพาะของซิลิกาเจล, $kJ/kg \cdot K$
c_p	ค่าความร้อนจำเพาะของของไหลที่ใช้ระบาย ความร้อน, $kJ/kg \cdot K$
c_r	ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำตามลำดับ, $kJ/kg \cdot K$ $D = D_1 + D_2$
D_a	ความหนาของ bed, m
D_f	1/2 ของความกว้างของส่วน heat transfer fluid side, m
h_m	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล, kg/s
k_{eff}	ค่า effective thermal conductivity, $kW / m \cdot K$
k_l	ค่าสภาพการนำความร้อนของของไหล, $kW / m \cdot K$
L	ความยาวของ bed, m
m	อัตราการไหลของของไหลที่ใช้ระบายความร้อน, kg/s
M_a	มวลของสารดูดซับ, kg
M_f	มวลของของไหลที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อน, kg
M_m	มวลของโครงสร้างของ adsorber, kg
P	ความดัน, Pa
$P_s(T_b)$	ความดันไออิ่มตัวที่อุณหภูมิ T_b
$P_s(T_v)$	ความดันไออิ่มตัวที่อุณหภูมิ T_v (ไอน้ำ)
q	ปริมาณน้ำที่ถูกดูดซับที่แท้จริง, kg_{water}/kg_{gel}
q_e	ปริมาณน้ำที่ถูกดูดซับเมื่อถึงจุดสมดุล, kg_{water}/kg_{gel}
Q_{st}	ค่าความร้อนของการดูดซับ, kJ/kg
t	เวลา
t'	ระยะเวลาที่ใช้ในการดูดซับ, s
T	อุณหภูมิ, $^{\circ}C$
T_b	อุณหภูมิของซิลิกาเจลตามลำดับ, $^{\circ}C$
T_{b1} & T_{b2}	อุณหภูมิของ bed ณ จุดที่ 1 และ 2 ตามลำดับ, $^{\circ}C$
T_f	อุณหภูมิของของไหลที่ใช้ในการระบายความร้อน, $^{\circ}C$
T_{f1} & T_{f2}	อุณหภูมิของของไหล ณ จุดที่ 1 และ 2 ตามลำดับ, $^{\circ}C$
w	ความหนาของ bed, m

x และ y Coordinate axes

ρ_s ความหนาแน่นของสารดูดซับ, kg/m^3

8. เอกสารอ้างอิง

- [1] Chindaraksa, S. (2001), Activated Adsorption-Passive Regeneration of Solid Gel Beds for Solar Dryer, D.Sc. dissertation, School of Energy and Materials, King Mongkut, University of Technology Thonburi.
- [2] G. Restuccia and G. Cacciola. "Performances of Adsorption Systems for Ambient Heating and Air Conditioning". International Journal of Refrigeration, 22 (1999): 18-26.
- [3] H.T.Chua, K.C.Ng, A.Malck, T.Kashiwaki, A.Akisawa, B.B.Saha. "Modeling the Performance of Two-Bed, Silica Gel-Water Adsorption Chillers". International Journal of Refrigeration, 22 (1999): 194-204.
- [4] K.C.A. Alam, B.B. Saha, Y.T. Kang, A. Akisawa, T. Kashiwagi. "Heat Exchanger Design Effect on the System Performance of Silica Gel Adsorption Refrigeration Systems". International Journal of Heat and Mass Transfer, 43(2000): 4419-4431.
- [5] K.Chihara, M.SuZuki. "Air Drying by Pressure swing adsorption". Journal of Chemical Engineering of Japan, 16 (1983): 293-299.
- [6] R.Z.Wang, J.Y.Wu, Y.y.x.Xu, and W.Wang. "Performance Researches and Improvements on Heat Regenerative Adsorption Refrigerator and Heat Pump". Energy Conservation & Management, 42(2001): 233-249.

การศึกษาสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

ที่ใช้ถ่านกัมมันต์ - เอทานอลเป็นสารทำงาน

Performance analyses of adsorption refrigeration system using activated carbon-ethanol as working substances

เทอดธรรม เย็นสบาย

ทองเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงาน

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

บทคัดย่อ งานวิจัยฉบับนี้เป็นการศึกษาพฤติกรรมการดูดซับของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ โดยใช้เอทานอล-ถ่านกัมมันต์เป็นคู่สารดูดซับ ในการทดลองจะใช้ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากวัตถุดิบที่ต่างกัน 2 ชนิดคือ ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหิน (CAL 12*40) และถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากกะลามะพร้าว (CGC-16) การศึกษาในครั้งนี้ใช้สมการของ Dubinin (D-R equation) ในการทำนายผลของการดูดซับ และสร้างแผนภูมิ P-T-x (ความดัน-อุณหภูมิ-ความเข้มข้นของเอทานอล) ทำการศึกษาผลของอุณหภูมิควบแน่น (T_c) และอุณหภูมิที่ระเหย (T_e) ของถ่านกัมมันต์แต่ละแบบ ที่มีต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) พบว่า ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากกะลามะพร้าว (CGC-16) ให้ค่า COP สูงกว่าถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหิน (CAL 12*40)

Abstract The performance of the adsorption refrigeration using activated carbon and ethanol as working pair. Two types of the activated carbon have been used: activated carbon from coal (CAL 12*40) and from coconut shell (CGC-12). The adsorption properties and the equilibrium properties were verified using Dubinin's equation. Therefore the P-T-x (pressure-temperature-ethanol concentration) diagram is developed. The experimental data are used to evaluate the coefficient of performance (COP) for refrigerant at different condensing temperature (T_c) and different evaporating temperature (T_e). It could be found that COP obtained from the adsorber using CGC-12 shows higher value than that from CAL 12*40.

1. ความสำคัญและที่มาของการวิจัย

จากปัญหาเกี่ยวกับสิ่งแวดล้อมอันเนื่องมาจากการใช้สารทำความเย็นในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ และทรัพยากรธรรมชาติที่เป็นแหล่งพลังงานและเชื้อเพลิงฟอสซิลมีปริมาณลดลงเรื่อยๆ จึงได้มีการพัฒนาระบบทำความเย็นที่มีการนำพลังงานความร้อนทิ้งและความร้อนเปล่าจากธรรมชาติมาใช้ประโยชน์ โดยที่สารทำงานในระบบทำความเย็นไม่ส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม ซึ่งระบบทำความเย็นที่กำลังได้รับความสนใจมากอีกชนิดหนึ่งคือ ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ (Adsorption refrigeration)

ในหลายปีที่ผ่านมาได้มีความร่วมมืออย่างกว้างขวางเพื่อพัฒนาระบบทำความเย็นแบบดูดซับ โดยวิธีการพัฒนาได้กระทำควบคู่กัน 2 แนวทางคือ งานวิจัยหาคู่สารทำงานทดแทนชนิดใหม่เพื่อให้ใช้ได้อย่างมีประสิทธิภาพมากกว่าชนิดเก่า และงานวิจัยปรับปรุงระบบใหม่ให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น

ในงานวิจัยฉบับนี้ได้ทำการศึกษาระบบทำความเย็นที่ใช้เอทานอล และ activated carbon เป็นคู่สารดูดซับ ด้วยเหตุผลที่ประเทศไทยเป็นประเทศที่มีวัตถุดิบทางการเกษตรที่สามารถแปรรูปเพื่อใช้ในการผลิตเอทานอลและถ่านกัมมันต์ได้เป็นจำนวนมาก, ด้วยความสามารถในการดูดซับของเอทานอลที่มีต่อถ่านกัมมันต์ที่มีค่อนข้างสูง

และความไม่เป็นพิษของเอทานอล (ในอดีตเมทานอลเป็นที่นิยมในการใช้เป็นตัวดูดซับในระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แต่ด้วยความเป็นพิษของเมทานอลทำให้เอทานอลเป็นทางเลือกใหม่ในการศึกษาวิจัย)

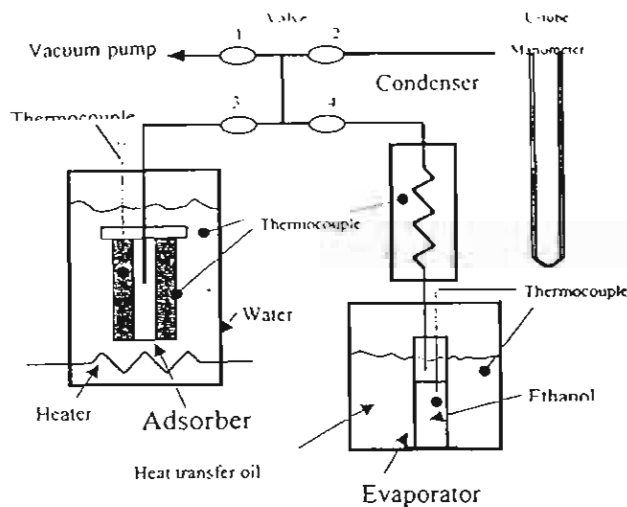
ได้ทำการศึกษาพฤติกรรมการดูดซับของเอทานอลที่มีต่อถ่านกัมมันต์ชนิดที่ผลิตจากถ่านหิน และถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากกะลามะพร้าว ใช้ D-R equation ในการศึกษาและเขียน P-T-x diagram โดยผลที่ได้จากการทดลองจะนำไปคำนวณเพื่อแสดงผลในรูปแบบสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ (COP_{sys})

2. การออกแบบการทดลอง

ลักษณะของระบบที่ใช้ในการทดสอบ เพื่อเก็บข้อมูลในการเขียน P-T-x diagram แสดงได้ดังรูปที่ 1

Adsorber เป็นท่อสเตนเลส 2 ท่อซ้อนกัน ท่อนอกและท่อในมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางประมาณ 50 และ 25 mm ตามลำดับ ได้เจาะรูที่ท่อในให้ได้จำนวนรูมากที่สุด เพื่อให้เอทานอลไหลผ่าน และทำดาวยาสเตนเลสหุ้มรอบท่อใน ป้องกันไม่ให้ถ่านกัมมันต์หลุดเข้าไป ด้านบนมีฝาปิดเป็นแผ่นสเตนเลสมีรู เพื่อให้ท่อสเตนเลสเส้นผ่านศูนย์กลาง 12.5 มม สอดลงได้ โดยปลายท่อที่สอดเป็นทางรองรับเอทานอล

แอลกอฮอล์ออกจากถ่านกัมมันต์ ปลายท่ออีกด้านหนึ่งต่อไปยังหลอดแก้วที่บรรจุเอทานอลอยู่ (Evaporator)



รูปที่ 1 ลักษณะทั่วไปของระบบที่ใช้ในการทดลอง

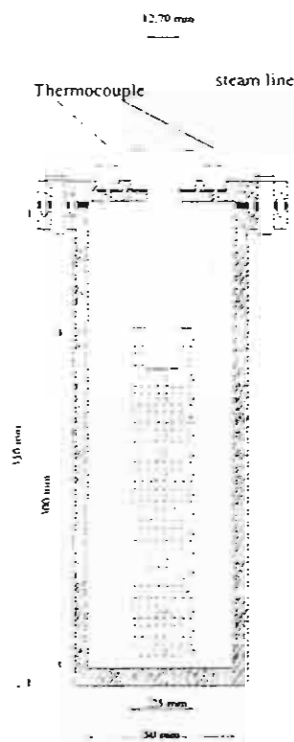
คอนเดนเซอร์ เป็นแก้วชนิดที่มีน้ำหล่อเย็นไหลภายนอก เพื่อควบแน่นเอทานอลที่ระเหยออกมาจากถ่านกัมมันต์ใน Container A ให้กลั่นตัวไหลลง Container B

Evaporator เป็นภาชนะเก็บเอทานอลเหลว ซึ่งเป็นหลอดแก้วและสเกลวัดระดับของเอทานอลที่มีอยู่ในหลอดแก้ว

เครื่องวัดความดัน เป็นหลอดแก้วรูปตัวยู ภายในบรรจุปรอท

เครื่องวัดอุณหภูมิ ใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด K

ปั๊มสุญญากาศ ใช้ในการลดความดันในระบบและใส่สารดูดซับอยู่บนผิวถ่านกัมมันต์ออกก่อนทำการทดลอง



รูปที่ 2 แสดงลักษณะของ Adsorber

ในการทดลองใช้ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากวัตถุดิบ 2 ชนิด ดังนี้

Product Code	Description
CAL 12 x 40	ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหิน
CGC - 16	ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากกะลามะพร้าว

การทดลองเริ่มจากการกำจัดสิ่งติดข้างที่อยู่บนผิวถ่านกัมมันต์ โดยทำการไล่ถ่านกัมมันต์ลงใน Adsorber แล้วให้อุณหภูมิประมาณ 100 °C ที่ความดันต่ำเป็นเวลาประมาณ 24 ชม. จากนั้นเริ่มการทดลองโดยบรรจุเอทานอลลงใน Evaporator แล้วทำการรักษาอุณหภูมิของ adsorber ให้เป็น 30°C และ evaporator ให้เป็น 20°C เปิดวาล์วเพื่อให้เอทานอลใน evaporator ระเหยไปเกาะอยู่ที่พื้นผิวถ่านกัมมันต์ใน adsorber รอจนระบบเข้าสู่สมดุล ทำการเก็บค่าอุณหภูมิ, ความดัน และ ปริมาณเอทานอลที่ระเหยออกไปจาก evaporator จากนั้นเปลี่ยนค่าอุณหภูมิของถ่าน adsorber ให้สูงขึ้นที่ละ 10 °C โดยรอให้ระบบเข้าสู่สมดุลแล้วจึงเก็บค่าทุกครั้ง (ทำตั้งแต่ 30°- 100°C) กระบวนการที่เกิดขึ้นในช่วงนี้เรียกว่ากระบวนการ desorption เมื่อ adsorber มีอุณหภูมิเป็น 100°C แล้วทำการลดอุณหภูมิลงมาที่ละ 10°C โดยรอให้ถึงสมดุลแล้วจึงเก็บค่า (ทำตั้งแต่ 100°- 30°C) กระบวนการที่เกิดขึ้นในช่วงนี้เรียกว่า กระบวนการ adsorption

จากนั้นทำการเปลี่ยนค่าอุณหภูมิในด้าน evaporator (เช่น จาก 20°C เป็น 30°C) แล้วทำการทดลองเช่นเดียวกับที่กล่าวมาข้างต้น

ทำการเปลี่ยนชนิดของถ่านกัมมันต์ที่ใช้ในการทดลอง แล้วทำการทดลองตามกระบวนการเดิมทั้งหมด

3. ทฤษฎีและหลักการ

มีทฤษฎีมากมายที่ถูกพัฒนาขึ้นมาเพื่ออธิบายพฤติกรรมการดูดซับ ซึ่งการดูดซับจะเกิดขึ้นเช่นไรนั้นก็ขึ้นอยู่กับสภาวะของระบบไม่ว่าจะเป็น อุณหภูมิ, ความดัน หรือความเข้มข้นของสารในระบบ

Dubinin and Radushkevich ได้ศึกษาทฤษฎีของ Polanyi พบว่า W (ปริมาณที่ adsorbent สามารถดูดซับได้) มีความสัมพันธ์กับ E (ศักยภาพในการดูดซับ) โดย W และ E มีการกระจายแบบ Gaussian distribution คือ เมื่อ ถ้า $E = 0$, W มีค่าสูงสุด (W_{max}) และถ้า E มีค่าสูงสุด (E_{max}), W มีค่าเท่ากับศูนย์ เขียนความสัมพันธ์ได้ดังสมการ

$$W = W_o \exp\left(\frac{-k}{\beta^2 E^2}\right) \quad (1)$$

$$\text{โดยที่} \quad E = RT \ln\left(\frac{P_s}{P}\right) \quad (2)$$

$$\text{จะได้} \quad W = W_o \exp\left(\frac{-k}{\beta^2 (RT \ln P_s/P)^2}\right) \quad (3)$$

$$\text{หรือ} \quad W = W_o \exp(-D(T \ln P_s/P)^2) \quad (4)$$

Dubinin and Astakhov ได้เสนอสมการ D-A ซึ่งพัฒนาจากสมการ D-R เพื่อให้สามารถใช้ได้กับผิวดูดซับที่แบบ Heterogeneous (Weng et al., 2001)

$$W = W_0 \exp\left(-D(T \ln P_s / P)^n\right) \quad [5]$$

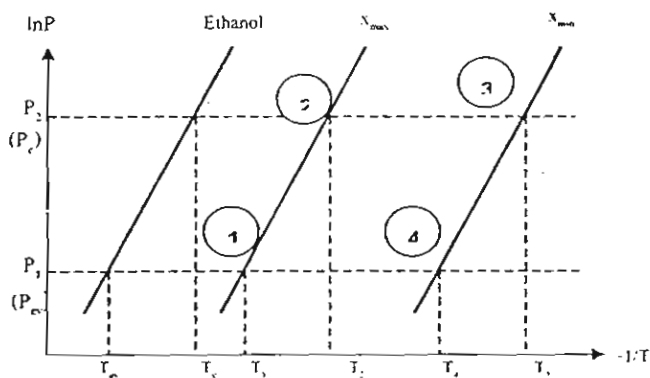
$$\text{หรือ } \ln W = \ln W_0 - D(T \ln P_s / P)^n \quad [6]$$

จากสมการนี้จะเห็นว่าเมื่อเขียนกราฟความสัมพันธ์ระหว่างพจน์ $\ln W$ กับ $[T \ln P_s / P]^n$ ในลักษณะที่เป็นเส้นตรง จะพบว่า ค่าความชันที่ได้จะเป็นค่า D ในสมการ และจุดตัดที่แกน y จะเป็นค่า $\ln W_0$ ในสมการ

Hu and Exell (Hu Jing, 1993) เปรียบเทียบผลการทำนายการดูดซับของ Methanol บนผิวของถ่านกัมมันต์ โดยใช้สมการของ D-R และ D-A มาเขียนกราฟ พบว่า สมการ D-A ให้ผลกราฟในรูปเส้นตรง และใกล้เคียงกับผลจากการทดลองมากกว่าสมการ D-R

4. สมบัติสมรรถนะของระบบ

วัฏจักรการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แสดงได้ดังรูปที่ 3.



รูปที่ 3. วัฏจักรการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ (ทองเกียรติ, 2535)

ในการทำงานของระบบจะเริ่มจาก สภาวะที่จุด(1) ซึ่งมีเอทานอลที่ถูกดูดซับลงบนพื้นผิวของถ่านกัมมันต์และถูกบรรจุอยู่ใน adsorber ที่มีอุณหภูมิเป็น T_1 , ความดัน P_1 , ความเข้มข้นของเอทานอลในถ่านกัมมันต์ x_{max} และอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมเป็น T_2 . จากจุด(1) adsorber จะถูกทำให้ร้อนขึ้นไปสู่จุด(2) โดยช่วงนี้ค่าความเข้มข้นไม่มีการเปลี่ยนแปลง แต่ความดันเปลี่ยนตามอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น โดยที่จุด(2) มีอุณหภูมิเป็น T_2 , ความดัน P_2 และที่จุดนี้จะเริ่มมีการเปลี่ยนแปลงความเข้มข้น โดยเมื่อให้ความร้อนแก่ adsorber จากจุดที่(2) ไปจุดที่(3) จะเห็นว่า ค่าความเข้มข้นจะเริ่มลดลงเรื่อย ๆ เนื่องจาก เอทานอลถูกปล่อยออกจาก adsorber ไปควบแน่นที่ Condenser ที่อุณหภูมิ T_c (ของเหลวเอทานอลที่ผ่านการควบแน่นจะถูกเก็บอยู่ใน receiver) จนถึงจุดที่(3)ความเข้มข้นของเอทานอลใน adsorber มีค่าเป็น x_{min} กระบวนการที่เกิดขึ้นเรียกว่า กระบวนการ Desorption จากจุดที่(3) จะทำการลดอุณหภูมิของ adsorber ลงจนเหลืออุณหภูมิ T_1 (ในช่วงนี้จะไม่

มีการเชื่อมต่อระหว่างส่วนของ receiver กับ adsorber) ซึ่งทำให้ความดันลดลงเป็น P_1 ตามไปด้วย จากจุด(3) ไปจุด(4) ความเข้มข้นยังคงเป็น x_{min} ที่จุด(4)จะเป็นจุดที่เริ่มเกิดกระบวนการที่เรียกว่า กระบวนการ Adsorption (ทำการเชื่อมต่อระหว่างส่วนของ receiver กับ adsorber อีกครั้ง) เมื่อลดอุณหภูมิจาก T_2 กลับเป็น T_1 เอทานอลเหลวที่อยู่ใน receiver จะระเหยออกไปดูดซับกับพื้นผิวของถ่านกัมมันต์ใน adsorber ที่อุณหภูมิ T_{ev} ซึ่งจะทำให้ความเข้มข้นของเอทานอลใน adsorber มีการเปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ และสุดท้ายสภาวะจะกลับมาเริ่มต้นใหม่ที่จุดที่(1)

สมมูลพลังงานในระบบสามารถพิจารณาได้โดย (Tiansuwan, 1995)

1. กระบวนการ (1) - (2)

ความร้อนที่เกิดขึ้นเป็น Sensible heat ของเอทานอล และถ่านกัมมันต์

$$Q_{1-2} = m_{ac} \{C_{p,ac} (T_2 - T_1) + C_{p,el} x_{max} (T_2 - T_1)\} \quad [7]$$

2. ที่สภาวะ (2) - (3)

กำหนดให้เอทานอลเกาะอยู่บนถ่านกัมมันต์แบบ monolayer ดังนั้นความร้อนที่เกิดขึ้นในส่วนนี้จะประกอบด้วยความร้อนจากการ desorb เอทานอลออกจากผิวถ่านกัมมันต์และ Sensible heat ของมวลเฉลี่ยของเอทานอลจาก T_2 ถึง T_3

$$Q_{2-3} = m_{ac} \{H_{des}(x_{max} - x_{min}) + C_{p,ac}(T_3 - T_2) + C_{p,el}(x_{max} - x_{min})(T_3 - T_2) / 2\} \quad [8]$$

จากสมการ Clausius-Claperon ที่ความเข้มข้นคงที่ x_{max} ความร้อนที่ใช้ในการแยกเอทานอลออกจากถ่านกัมมันต์ (H_{des}) สามารถหาได้ดังนี้

(ปรีชญา, 2537)

$$H_{des} = \frac{R \ln(P_2/P_1)}{\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right)} \quad [9]$$

3. กระบวนการทำเย็น

เอทานอลจะถูกทำให้เย็นจนมีอุณหภูมิเป็น T_{ev} หลังจากนั้น จะมีการดึงความร้อนออกจากห้องจนอุณหภูมิของ Absorber เป็น T_1 จึงเริ่มวัฏจักรใหม่อีกครั้ง

$$Q_c = m_{ac} (x_{max} - x_{min}) [(L_{el})_{ev} - C_{p,el} (T_c - T_{ev})] \quad [10]$$

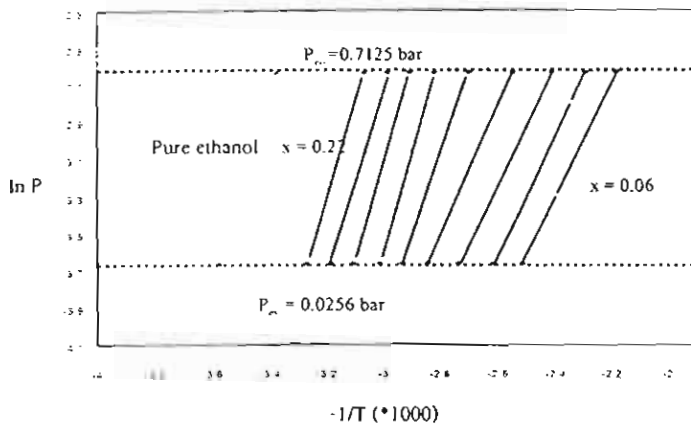
สมบัติสมรรถนะของระบบสามารถพิจารณาได้ดังนี้ (ASHRAE, 1997)

$$COP = \frac{Q_{useful}}{Q_{input}}$$

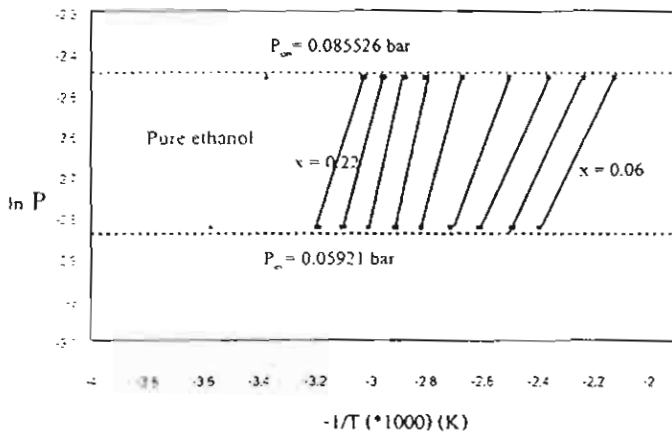
$$COP = \frac{Q_c}{(Q_{1-2} + Q_{2-3})} \quad (11)$$

5. ผลการทดลองและวิเคราะห์

จากการเก็บค่าความดัน, อุณหภูมิ และปริมาณเอทานอลที่ถูกดูดซับที่อุณหภูมิต่างๆ ด้วยวิธีการข้างต้นนำผลที่ได้มาพลอตบนกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่า $\ln P$ และ $-1/T$ จะได้กราฟดังแสดงในรูปที่ 4 - 5

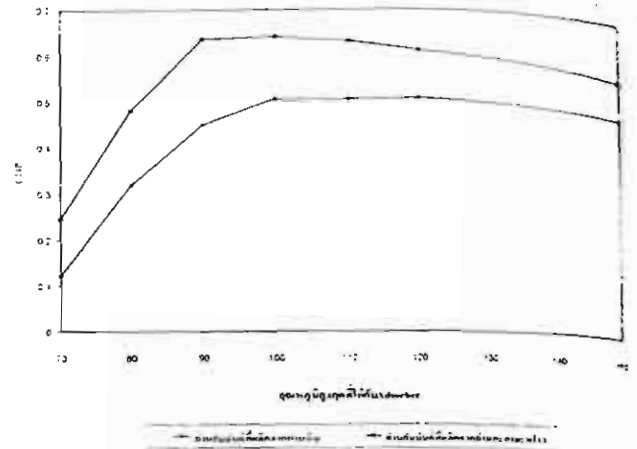


รูปที่ 4. P-T-x diagram ของคู่สารดูดซับกัมมันต์(ผลิตจากถ่านหิน) – เอทานอล



รูปที่ 5. P-T-x diagram ของคู่สารดูดซับกัมมันต์ (ผลิตจากถ่านกะลามะพร้าว) – เอทานอล

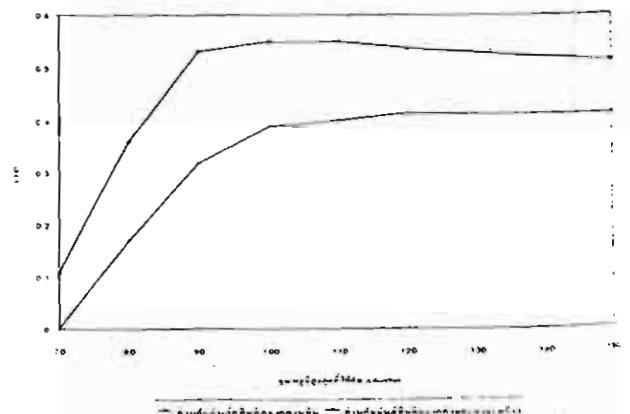
P-T-x diagram ที่ได้จากการทดลองทั้งกรณีที่ใช้ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหินและที่ผลิตจากถ่านกะลามะพร้าวเป็นสารดูดซับ จะถูกนำไปใช้ในการคำนวณหาค่า COP เพื่อพิจารณาแนวโน้มของช่วงอุณหภูมิที่เหมาะสมในการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ และเพื่อเปรียบเทียบความสามารถในการทำความเย็นของคู่สารทั้ง 2 ข้างต้น ซึ่งค่า COP ก็ได้จากการคำนวณแสดงดังรูปที่ 6, 7, 8 และ 9



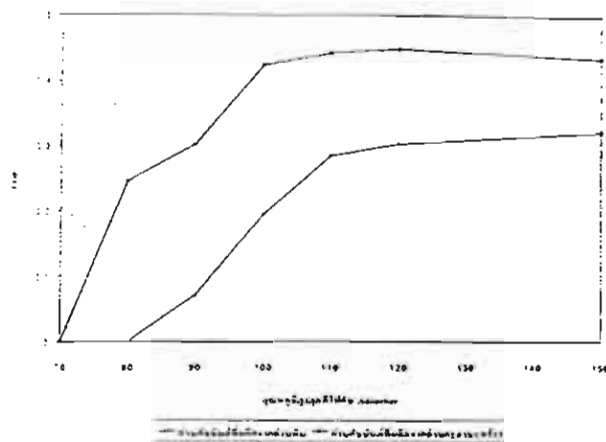
รูปที่ 6. แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า COP กับค่าอุณหภูมิสูงสุดที่ใช้กับ Adsorber ทั้งกรณีที่ใช้ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหินและที่ผลิตจากถ่านกะลามะพร้าว โดยกำหนดค่าอุณหภูมิต่ำที่ระเหย (T_{ev}) เป็น $5^{\circ}C$ และ ค่าอุณหภูมิกวบนั่น (T_{co}) เป็น $35^{\circ}C$



รูปที่ 7. แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า COP กับค่าอุณหภูมิสูงสุดที่ใช้กับ Adsorber ทั้งกรณีที่ใช้ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหินและที่ผลิตจากถ่านกะลามะพร้าว โดยกำหนดค่าอุณหภูมิต่ำที่ระเหย (T_{ev}) เป็น $5^{\circ}C$ และ ค่าอุณหภูมิกวบนั่น (T_{co}) เป็น $45^{\circ}C$



รูปที่ 8. แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า COP กับค่าอุณหภูมิสูงสุดที่ใช้กับ Adsorber ทั้งกรณีที่ใช้ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหินและที่ผลิตจากถ่านกะลามะพร้าว โดยกำหนดค่าอุณหภูมิต่ำที่ระเหย (T_{ev}) เป็น $0^{\circ}C$ และ ค่าอุณหภูมิกวบนั่น (T_{co}) เป็น $35^{\circ}C$



รูปที่ 9. แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า COP กับค่าอุณหภูมิสูงสุดที่ให้ กับ Adsorber ทั้งกรณีที่ใช้ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหินและ ที่ผลิตจากถ่านกะลาปะพร้าว โดยกำหนดค่าอุณหภูมิทำระเหย (T_{ev}) เป็น 0°C และ ค่าอุณหภูมิควบแน่น (T_{co}) เป็น 45°C

จากรูปที่ 6 – 9 จะเห็นว่าค่า COP จะสูงที่สุดในช่วงอุณหภูมิ ประมาณ $100 - 120^{\circ}\text{C}$ และพบว่าที่ทุก ๆ ค่า T_{ev} และ T_{co} ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากกะลาปะพร้าว (mesh size $12^{\circ}30$) จะให้ค่า COP ที่สูงกว่าถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหิน(mesh size $12^{\circ}40$)

โดยที่ค่า COP สูงที่สุดในกรณีที่ใช้ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหินเป็นสารดูดซับคือ 0.65 ซึ่งเกิดขึ้นเมื่อ ให้อุณหภูมิสูงสุดแก่ Adsorber เป็น 100°C และอุณหภูมิควบแน่นและทำระเหยเป็น 35°C และ 5°C ตามลำดับ สำหรับกรณีที่ใช้ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านกะลาปะพร้าวเป็นสารดูดซับคือ 0.51 ซึ่งเกิดขึ้นเมื่อ ให้อุณหภูมิสูงสุดแก่ Adsorber เป็น 100°C และอุณหภูมิควบแน่นและทำระเหยเป็น 35°C และ 5°C ตามลำดับ

เมื่อพิจารณาขนาดของผงถ่านกัมมันต์แล้วจะเห็นว่า ถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากกะลาปะพร้าวมีขนาดที่ใหญ่กว่า (แสดงว่าพื้นที่ผิวในการดูดซับต่อหน่วยน้ำหนักมีค่าน้อยกว่า) แต่ให้ค่า COP ที่สูงกว่าซึ่งผลที่ได้จากอธิบายได้จากการอัดตัวที่แน่นของผงถ่านที่มีขนาดเล็ก จะไปกีดขวางการแพร่กระจายของสารทำงานเข้าสู่สารดูดซับ ทำให้ค่าการดูดซับน้อยกว่าที่ควรจะเป็น ดังนั้นเมื่อนำผลที่ได้จากการทดลอง ไปสร้าง P-T-x diagram และคำนวณค่า COP จึงได้ผลที่ขัดกับความน่าจะเป็นตามทฤษฎี

เมื่อพิจารณาดังผลของอุณหภูมิทำระเหยและอุณหภูมิควบแน่น ที่มีต่อค่า COP พบว่า ค่า COP จะมีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นเมื่อลดอุณหภูมิควบแน่น และเพิ่มอุณหภูมิทำระเหย

6. สรุปผลงานวิจัย

จากการสร้างเครื่องเพื่อใช้ในการทดสอบหาค่าความดัน, อุณหภูมิ และปริมาณสารทำความเย็นที่ถูกดูดซับในสารดูดซับที่สภาวะใด ๆ เพื่อนำไปใช้ในการสร้าง P-T-x diagram และคำนวณค่า COP นั้นพบว่า มีจุดบกพร่องอยู่ในหลาย ๆ ส่วน โดยเฉพาะอย่างยิ่ง ในส่วนของการออกแบบสร้างเครื่องมือทดสอบ ซึ่ง Adsorber ที่ออกแบบจะต้องบรรจุสารดูดซับในแนวรัศมีที่หนาเกินไป ทำให้ไอของสาร

ทำความเย็นไม่สามารถผ่านเข้าไปดูดซับที่ผิวของสารดูดซับได้อย่างทั่วถึง ถ้าการดูดซับที่วัดได้จึงน้อยกว่าที่ควรจะเป็น

ในส่วนการออกแบบท่อทางผ่านของไอสารทำความเย็นระหว่างอุปกรณ์ต่าง ๆ ในระบบค่อนข้างมีความยาวมากจนเกินไป ซึ่งอาจทำให้เกิดการควบแน่นของสารทำความเย็นขึ้นได้ตามท่อทางเดิน ส่งผลให้ค่าการดูดซับที่วัดได้ น้อยกว่าที่ควรจะเป็น

ในการอ่านค่าปริมาณของสารทำความเย็นที่ถูกดูดซับบนผิวของสารดูดซับ จะต้องใช้ความแม่นยำในการอ่านค่าจากสเกลที่กระบอกควง(ซึ่งทำหน้าที่เป็น evaporator) อย่างไรก็ดีตามอาจเกิดความคลาดเคลื่อนได้จากการอ่านค่า (กระบอกควงมีสเกลที่ค่อนข้างหยาบ)

7. สัญลักษณ์และตัวห้อย

สัญลักษณ์

k = ค่าคงที่ที่เป็น function ของสภาพของโครงสร้างของ Adsorbent

W_0 = ปริมาณมากที่สุดที่ adsorbent สามารถดูดซับได้

D = ค่าคงที่ = $2.303 kR^2/\beta^2$

n = ค่าคงที่ = 2

$C_{p,ac}$ และ $C_{p,et}$ = Specific heat ของถ่านกัมมันต์และเอทานอล

m_{ac} = มวลของ Activated carbon ที่บรรจุใน Adsorber

H_{des} = Heat of desorption ($\text{kJ} / \text{kg}_{ac}$)

$(L_{ev})_{ev}$ = Latent heat ของเอทานอลที่ความดัน P_{ev} ($\text{kJ} / \text{kg}_{ev}$)

ตัวห้อย

ac = ถ่านกัมมันต์

et = เอทานอล

co = ควบแน่น

ev = ทำระเหย

8. เอกสารอ้างอิง

- [1] Wang, R.Z., "Adsorption refrigeration research in Shanghai Jiao Tong University", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 5, No. 1, 2001, pp. 1-37.
- [2] Jing, H. and Excell, R. H. B., "Adsorption properties of activated charcoal/methanol combinations", *Renewable Energy*, Vol. 3, 1993, pp. 567-575.
- [3] ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, "การออกแบบระบบพลังงานความร้อน", คณะพลังงานและวัสดุ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, 2535.
- [4] Tiansuwan, J., Kiatsiriroat T. and Hirunlabh J., "Activated Carbon-Ethanol: An Alternative Working Substance for Adsorption Cooling System", *Journal of Energy, Heat and Mass Transfer*, Vol. 17, 1995, pp. 65-73.
- [5] ปริญญ์ อรุณวิสุทธิ, เทอร์โมไดนามิกส์เคมี, ภาควิชาเคมี คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัย-สงขลานครินทร์, พิมพ์ครั้งที่ 1, 2537.
- [6] ASHRAE. Fundamentals Handbook, 1997.

การควบคุมอุณหภูมิและความชื้นในไซโลข้าวเปลือกโดยใช้การเป่าลมเย็น Temperature and Humidity Control in a Paddy Silo Using Chilled Aeration

นิภาพร ไชยมงคล

ธงชัย ยันตรศรี

ทองเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงาน

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

อ.เมือง จ.เชียงใหม่ 50200

โทร (053)944144

บทคัดย่อ งานวิจัยฉบับนี้เป็นการศึกษาการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิและความชื้นของข้าวเปลือกในไซโลเก็บที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.25 เมตร สูง 1.45 เมตร ภายในบรรจุข้าวเปลือกที่มีความชื้นเริ่มต้น 18.12 %db. 850 kg โดยการลดอุณหภูมิของอากาศในไซโลโดยใช้ระบบการเป่าลมเย็นแบบไม่ต่อเนื่องอุณหภูมิ 22-26 °C เป่าลมในอัตรา 1.70 m³/min/m³ of paddy ได้ทำการแบ่งระดับข้าวเปลือกเป็น 5 ระดับ เพื่อศึกษาการกระจายอุณหภูมิและความชื้นของข้าวเปลือกแต่ละระดับแล้วนำผลการทดลองที่ได้มาเปรียบเทียบกับผลจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้นพบว่า การกระจายอุณหภูมิและความชื้นของข้าวเปลือกในไซโลเก็บทั้ง 5 ระดับจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาขึ้นสามารถทำนายได้ใกล้เคียงกับผลการทดลองและเมื่อเก็บข้าวเปลือกเป็นระยะเวลา 95 วันพบว่าความชื้นสุดท้ายของข้าวเปลือกเป็น 13.34 %db.

ABSTRACT The objective of this research is to study about temperature and humidity control in a paddy silo using chilled aeration and to study for a variation of temperature and humidity in a paddy silo with 1.25 m diameter and 1.45 m high. The paddy of 850 kg with 18.12 %dry basis is placed in a silo to ventilated uncontinuously by cool about 22-26 °C and an application of the air flow rate of 1.70 m³/min/m³ of paddy, which was used to reduce moisture content from 18.12 % to 13.34 %dry basis. To sectional 5 levels to study temperature and humidity diffusing. The paddy qualities are still in very good conditions even the storage time is more than 95 days. In addition, the mathematical model developed can be used to predict the paddy bed temperature and humidity very well.

1. ความสำคัญและที่มาของการวิจัย

ประเทศไทยเป็นประเทศกสิกรรม มีการปลูกข้าวเป็นอาชีพหลัก และทำรายได้จากการขายส่งออกเป็นอันดับหนึ่งของประเทศ การปลูกข้าวของเกษตรกรจะปลูกสองครั้งต่อปี คือ ข้าวนาปี และข้าวนาปรัง การเก็บรักษาผลผลิตเพื่อใช้ในการบริโภคและเพื่อการพาณิชย์ สิ่งที่ต้องคำนึงถึงคือ คุณภาพของข้าวเปลือกหลังการสี ปัญหาที่มักเกิดขึ้นกับเกษตรกรคือ ข้าวเปลือกหลังการเก็บเกี่ยวจะมีความชื้นสูง และถูกทำลายได้โดยง่ายเช่น เมล็ดข้าวเปลือกเสียเนื่องจากเชื้อรา เมล็ดข้าวเหลือง ข้าวเปลือกที่มีความชื้นสูง เป็นสาเหตุสำคัญที่ก่อให้เกิดการสูญเสีย โดยเฉพาะอย่างยิ่งเกษตรกรจะต้องขายข้าวเปลือกในราคาต่ำและคุณภาพของข้าวเสียไป ตัวแปรที่มีผลต่ออัตราการเหลืองของข้าวได้แก่ ความชื้นของข้าวเปลือก ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ และลักษณะหรือรูปแบบของกองข้าวเปลือกที่มีผลต่อการระบายอากาศภายในกองข้าวเปลือก

โดยทั่วไปความชื้นของของข้าวเปลือกหลังการเก็บเกี่ยวจะอยู่ในช่วง 18.0%-26.0% มาตรฐานเปียก ซึ่งความชื้นระดับนี้จะถูกทำลายได้โดยง่ายจากเชื้อจุลินทรีย์โดยเฉพาะเชื้อรา และความชื้นที่เกิดขึ้นจากการหายใจของเมล็ดพืชโดยการเผาผลาญแป้งกับออกซิเจนทำให้เกิด

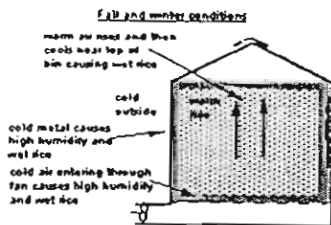
การบวมไดออกไซด์ น้ำ และความชื้น ซึ่งความชื้นที่เกิดขึ้นเป็นสาเหตุหนึ่งที่ทำให้คุณภาพข้าวลดลง ระดับความชื้นของข้าวเปลือกที่เหมาะสมสำหรับการเก็บรักษาหรือก่อนนำไปสัณในช่วง 12.0%-14.0% มาตรฐานเปียก ดังนั้นข้าวเปลือกหลังการเก็บเกี่ยวจะต้องนำมาผ่านกระบวนการทำแห้ง เพื่อให้ได้ความชื้นที่เหมาะสมต่อการเก็บรักษา ปัจจุบันมีการนำเครื่องอบแห้งมาใช้เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการอบแห้งข้าวเปลือกอย่างกว้างขวางขีดความสามารถของเครื่องอบแห้งมีจำกัด ไม่สามารถอบแห้งข้าวเปลือกจำนวนมากให้หมดภายในเวลาที่ต้องการ ทำให้เกิดความเสียหายต่อข้าวเปลือกขึ้นที่รอบการอบแห้ง อันเนื่องมาจากเชื้อรา และความชื้นที่เกิดขึ้นและสะสมอยู่ในกองข้าวเปลือก ดังนั้นการเก็บรักษาเมล็ดพืชในไซโลเหล็กเป็นระยะเวลานานกว่า3เดือนในสภาพอากาศร้อนชื้นเช่นประเทศไทยเชื่อกันว่าจะเกิดปัญหาเรื่องการเสื่อมคุณภาพ เนื่องจากเชื้อราเข้าทำลายทำให้เกิดการเน่าเสียบริเวณส่วนบนที่พื้นและตรงกลางของไซโล

ปัญหาหนึ่งที่เกิดขึ้นกับการเก็บรักษาข้าวเปลือกในไซโลเหล็กที่ไม่มีการระบายอากาศ

นิทัศน์ (2541) ได้สรุปว่าการเสื่อมสภาพของเมล็ดพืชระหว่างการเก็บรักษาในไซโลเกิดจากการหายใจของเมล็ดเอง เป็นผลทำให้เกิดสะสม

ความร้อนและความชื้นของบรรยากาศในไซโล ซึ่งกลั่นตัวเป็นหยดน้ำที่ผนังด้านในของไซโลเมื่ออุณหภูมิของอากาศภายนอกต่ำกว่าอุณหภูมิของอากาศในไซโลทำให้เกิดพืชที่ผนังไซโลเกิดเน่าเสีย

Nour, Chek and Abdullah (1988) พบว่าการเก็บรักษาข้าวเปลือกในกรณีที่ไม่มีการระบายอากาศ จะเกิดการควบแน่นของน้ำภายในกองข้าวเปลือก และเกิดเชื้อรา บ่อยครั้งมักพบแมลงทำลายเมล็ดข้าวด้วย



รูปที่ 1 แสดงการไหลของอากาศร้อนในไซโลขณะที่ไม่มีการระบายอากาศ (James F, 1998)

การระบายอากาศภายในกองข้าวเปลือกเป็นวิธีการหนึ่งที่สามารถลดความร้อนภายในกองข้าวเปลือกได้ โดยทั่วไปอากาศที่ใช้ในการระบายคือ อากาศแวดล้อม ทั้งนี้เนื่องจากมีอุณหภูมิไม่ค่อยสูงมากนักคือประมาณ $25^{\circ}\text{C} - 30^{\circ}\text{C}$ แต่เนื่องจากช่วงอุณหภูมิที่เหมาะสมต่อการเจริญและการทำลายจากพวกแมลง การใช้อากาศเย็นป้อนให้อุณหภูมิเฉลี่ยของข้าวเปลือกมีอุณหภูมิต่ำกว่า 25°C เป็นวิธีการหนึ่งซึ่งนอกจากจะลดอุณหภูมิภายในกองข้าวเปลือกแล้ว ยังสามารถลดเมื่อ

$$\text{TERM} = A(V/1000)^C \exp[D(1.8T_a - 28)] \exp[E(M_w - 0.14)]$$

$$A = 0.000914$$

$$C = 0.654$$

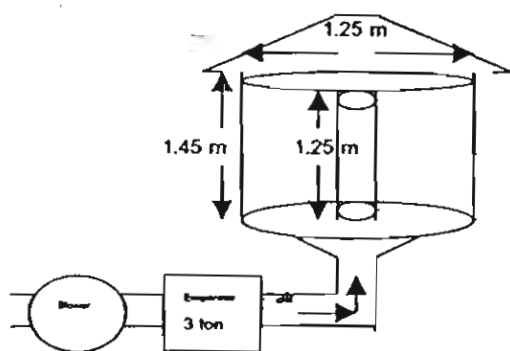
$$D = 0.03756$$

$$E = 33.61$$

$$\Delta T = \text{อุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น, } ^{\circ}\text{C}$$

$$t = \text{เวลา, ชั่วโมง}$$

ระบบ Chilled Aeration ที่ทำการศึกษามีลักษณะดังรูปที่ 2

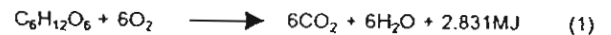


รูปที่ 2 ระบบ Chilled Aeration

การสูญเสียมวลแห้งของเมล็ดข้าว ลดการแตกหักของเมล็ดข้าว และลดการทำลายจากพวกแมลงได้ด้วย

2. การออกแบบการทดลอง

การออกแบบ Chilled Aeration สำหรับลดความร้อนสะสมและรักษาอุณหภูมิของข้าวเปลือกในถังเก็บนั้นจำเป็นต้องมีการศึกษาปริมาณความร้อนที่เกิดจากการหายใจที่จำเป็นต้องระบายออกจากข้าวเปลือก การหายใจของเมล็ดพืชสามารถเขียนในรูปปฏิกิริยาเคมีได้ดังนี้



กระบวนการหายใจจะต้องใช้สารอาหารซึ่งส่วนใหญ่เป็นแป้งเมื่อสารอาหารในรูปของมวลแห้ง 1 กิโลกรัม ถูกออกซิไดซ์ ด้วยออกซิเจน 1.07 กิโลกรัม จะได้คาร์บอนไดออกไซด์ 1.47 กิโลกรัม น้ำ 0.6 กิโลกรัม และพลังงานในรูปความร้อน 15.778 MJ

เมื่อข้าวเปลือกหายใจจะทำให้อุณหภูมิข้าวเปลือกในถังเก็บเพิ่มขึ้นอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นนั้นยังสามารถคำนวณได้จากการสูญเสียมวลแห้งขณะเก็บรักษา ดังรายงานของ Seib, et al. (1980)

DML คือ มวลแห้งที่สูญเสีย, เศษส่วน สามารถคำนวณได้จากสมการ มีรูปแบบดังนี้

$$\Delta T = \frac{15778(DML)}{c_p} \quad (2)$$

$$DML = 1 - \exp(-\text{TERM})$$

ระบบที่ศึกษาเป็นระบบ Chilled Aeration ซึ่งเป็นระบบทำความเย็นข้าวเปลือกในไซโลเก็บที่ไม่มีการหมุนจนขนาด 1 ดัน เส้นผ่านศูนย์กลาง 1.25 เมตร และสูง 1.45 เมตร และทำการดึงอากาศจากภายนอก (Air inlet) ผ่านพัดลมดูดอากาศ (Blower) แล้วผ่านเครื่องทำความเย็นขนาด 3 ดัน เพื่อทำให้อากาศเย็นถึง $22-26^{\circ}\text{C}$ ก่อนเข้าไซโลเก็บโดยผ่านท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.2 เมตร เป่าอากาศเย็นเข้าทางด้านล่างของไซโลด้วยอัตรา $0.5-3.0 \text{ m}^3/\text{min}/\text{m}^3$ of paddy ภายในไซโลบรรจุข้าวเปลือกที่มีความชื้น 18.12% db. หนัก 850 kg ทำการแบ่งระดับในการวัดอุณหภูมิและความชื้นของข้าวเปลือกเป็น 5 ระดับในการวัดอุณหภูมิจะทำการวัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งของบรรยากาศ, ที่ผ่านเครื่องทำความเย็นและที่ออกจากไซโล วัดอุณหภูมิทุก ๆ 10 นาทีโดยใช้สายเทอร์โมคัปเปิลต่อเข้ากับ Data Logger ทำการเปิดพัดลมดูดอากาศและเครื่องทำความเย็นเป็นเวลา 12-14 ชั่วโมง ติดตั้งมิเตอร์ไฟฟ้าที่พัดลมดูดอากาศและเครื่องทำความเย็นเพื่ออ่านค่าไฟฟ้าที่ใช้

3. ทฤษฎีและหลักการ

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สร้างขึ้นโดยการทำสมดุลมวลและพลังงานโดยสมมติพลังงานที่เข้าระบบมีค่าเท่ากับผลรวมของพลังงานที่ออกจากระบบและพลังงานที่สะสมซึ่งจะได้รูปแบบของสมการดังนี้

$$T_h^i + \Delta t = T_h^f + \frac{15778(DML)}{c_{pw}} + \frac{UA(T_a - T_b)\Delta t}{mc_{pw}} - m_a c_a \frac{(T_f - T_a)\Delta t}{mc_{pw}} - m_s c_s \frac{(T_f - T_s)\Delta t}{mc_{pw}} \quad (3)$$

หาค่า w_f โดยการทำสมการมวลน้ำของระบบสมมติว่าความชื้นของอากาศที่เปลี่ยนไปเท่ากับน้ำที่ระเหยออกจากเมล็ดข้าวเปลือก จะได้สมการ

$$w_f = \frac{m_a w_o + m_b w_l}{m_a + m_b} + m_p \frac{(M_o - M_f)}{\Delta t (m_a + m_b)} \quad (4)$$

หา M_f โดยใช้สมการการอบแห้งชั้นบางของ Banazek and Sibenmorgen (1990) ซึ่งทำนายได้ดีในช่วงอุณหภูมิ 12.5-30.0°C RH ที่ 70-90% ดังสมการ

$$M_f = M_o + (M_o - M_{eq})d(\Delta t) \quad (5)$$

$$d = (\exp(-kt^n))(-knt^{n-1})$$

$$k = 0.0038177150M_o + 0.00818504T_o - 0.0389231415$$

$$n = 0.6792473107$$

หา M_{eq} โดยใช้สมการกึ่งทฤษฎีที่นิยมใช้กันกับเมล็ดพืชคือสมการที่พัฒนาโดย Henderson (1952)

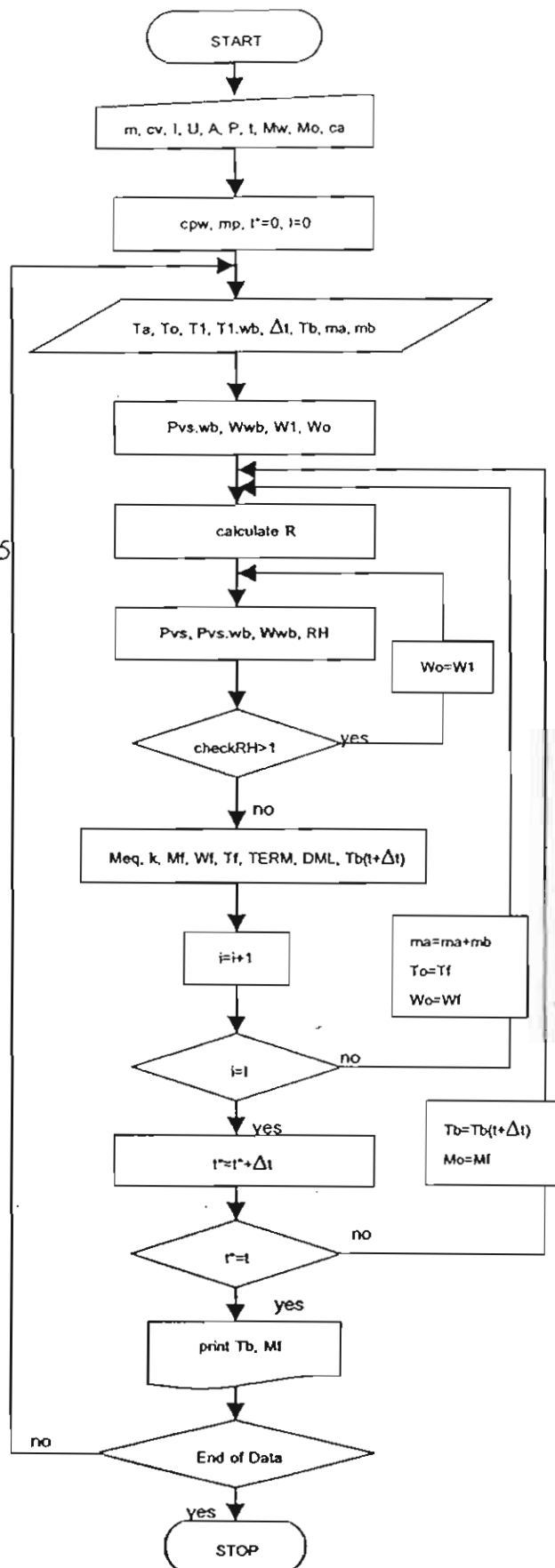
$$M_{eq} = \left[\frac{\ln(1 - RH)}{-7.87 \times 10^{-6} (1.8 \times T_o + 491.7) \times 100^{2.088}} \right]^{1/2.088} \quad (6)$$

คำนวณหาสภาวะอากาศภายหลังการเป่าด้วยอากาศเย็นหรือภายหลังลดความชื้นโดยอาศัยหลักการทรงพลังงาน โดยสมมติว่าผลรวมของความแตกต่างของเอนทัลปีของกระแสอากาศชั้นที่ไหลเข้าและออกปริมาณบังคับและการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในปริมาณบังคับเท่ากับศูนย์ จะได้รูปแบบสมการดังนี้

$$\frac{m_o [(c_o + c_v w_o) T_o - 250 (w_o - w_o)] + m_b [(c_o + c_v w_l) T_l - 250 (w_f - w_l)] + U A (T_a - T_b) + \frac{m}{\Delta t} R c_{pw} T_b}{(m_a + m_b) (c_o + c_v w_f) + \frac{m}{\Delta t} R c_{pw}} \quad (7)$$

$$R = \frac{m_p}{\Delta t (m_o + m_b)} \quad (8)$$

ขั้นตอนในการคำนวณอุณหภูมิและความชื้นภายในไซโลเก็บสามารถเขียนได้ดังนี้

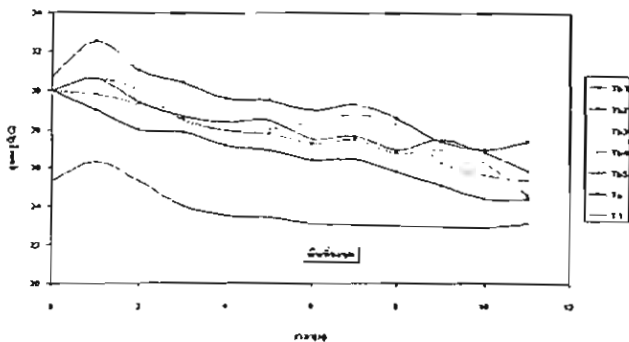


รูปที่ 3 แสดงผังโปรแกรมขั้นตอนการคำนวณอุณหภูมิและความชื้นข้าวเปลือก

4. ผลการทดลองและวิเคราะห์

การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของข้าวเปลือกในไซโลเก็บ

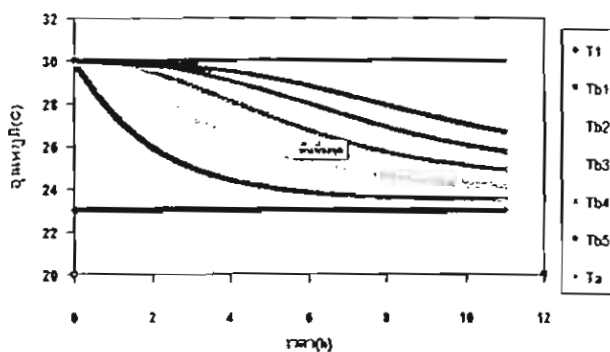
การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของข้าวเปลือกในไซโลเก็บที่มีการระบายด้วยอากาศเย็นประมาณ 23°C เมื่อเวลาผ่านไป 11 ชั่วโมง ข้าวเปลือกจะมีอุณหภูมิลดลงเหลือประมาณ $23-25^{\circ}\text{C}$ และพบว่าที่ชั้นบนสุด (ชั้นที่ 5) จะมีอุณหภูมิสูงกว่าชั้นอื่นๆ ส่วนชั้นที่ 1 จะมีอุณหภูมิต่ำที่สุด เวียงตามลำดับไปตามชั้น และลักษณะการกระจายอุณหภูมิของชั้นที่ 4 และชั้นที่ 5 จะไม่ค่อยมีทั้งนี้เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนจากอากาศแวดล้อมสู่กองข้าวเปลือกอีกทั้งชั้นที่ 5 เป็นชั้นที่มีน้ำหนักข้าวน้อยกว่าชั้นอื่นๆ การกระจายอุณหภูมิแสดงดังรูปที่ 4



รูปที่ 4 แสดงการกระจายอุณหภูมิของข้าวเปลือกในไซโลจากการทดลอง

อุณหภูมิข้าวเปลือกจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ลักษณะการกระจายอุณหภูมิของข้าวเปลือกแต่ละชั้นเมื่อเป่าลมเย็น 23°C เป็นเวลา 11 ชั่วโมงพบว่า อุณหภูมิจะลดต่ำลงเรื่อยๆ จนถึงอุณหภูมิ 23°C และอุณหภูมิของชั้นที่ 1 ก็มีค่าต่ำที่สุด เวียงตามลำดับ ทั้งนี้เนื่องจากในชั้นแรกๆ ข้าวเปลือกจะได้รับการเป่าลมเย็นส่วนชั้นหลังๆ อุณหภูมิที่เป่าผ่านจะมีค่าสูงขึ้นทำให้อุณหภูมิของข้าวเปลือกสูงขึ้นตาม การกระจายอุณหภูมิแสดงดังรูปที่ 5

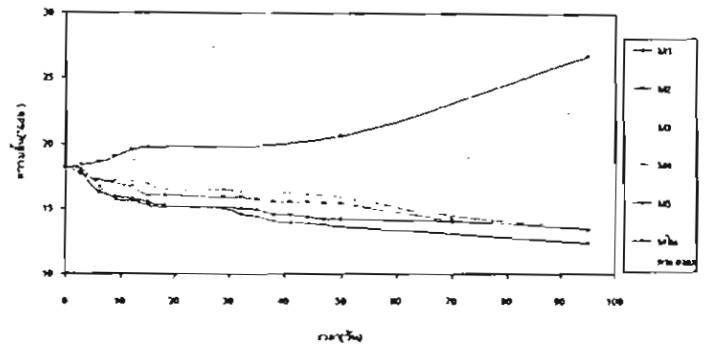


รูปที่ 5 แสดงการกระจายอุณหภูมิของข้าวเปลือกในไซโลโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

การเปลี่ยนแปลงความชื้นของข้าวเปลือกในไซโลเก็บ

การเปลี่ยนแปลงความชื้นของข้าวเปลือกในไซโลเก็บเป็นเวลา 95 วันพบว่า ข้าวเปลือกมีความชื้นเริ่มต้น $18.12\%\text{db}$. ระบายอากาศ

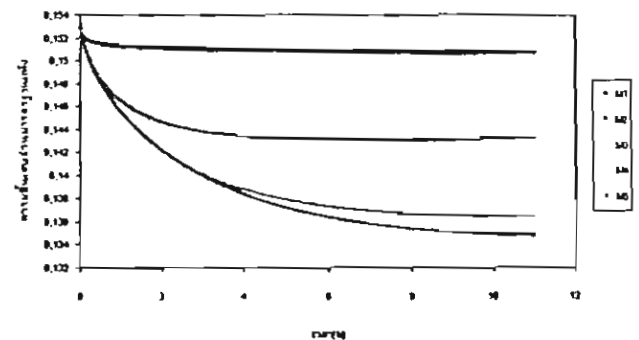
เป็นเป็นช่วงๆ จนได้ความชื้นเฉลี่ยทุกชั้นสุดท้าย $13.34\%\text{db}$. ความชื้นของชั้นที่ 5 มีค่าต่ำที่สุดรองลงมาคือชั้นที่ 1 ทั้งนี้เนื่องจากว่าชั้นที่ 5 มีอุณหภูมิที่สูงและเกิดการถ่ายเทมวลสสารได้ดีกว่าชั้นอื่นๆ และยังมีย่านหนักน้อยกว่าด้วย ส่วนชั้นที่ 1 นั้นได้รับการระบายอากาศ ดีกว่าชั้นอื่นๆ ทำให้เกิดการถ่ายเทมวลสสารได้ดีเช่นกัน สำหรับชั้นที่ 3 และ 4 มีการกระจายความชื้นที่ค่อนข้างใกล้เคียงกัน และจะเห็นได้ว่าหากไม่มีการระบายความร้อนของกองข้าวเปลือกจะทำให้ข้าวเปลือกมีความชื้นสูงขึ้นเรื่อยๆ จนนำไปสู่การขึ้นราในกระสอบดังแสดงในรูปที่ 6



รูปที่ 6 แสดงการกระจายความชื้นของข้าวเปลือกจากการทดลอง

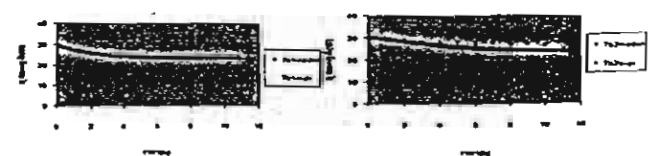
ความชื้นของข้าวเปลือกจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ความชื้นของข้าวเปลือกแต่ละชั้นจะมีค่าเรียงตามลำดับคือ ชั้นที่ 1 มีค่ามากที่สุดรองลงมาคือชั้นที่ 2, 3, 4 และต่ำที่สุดคือชั้นที่ 5 ทั้งนี้เนื่องจากอิทธิพลของอุณหภูมิที่ป้อนให้แก่แต่ละชั้นโดยชั้นที่ 1 มีค่าต่ำที่



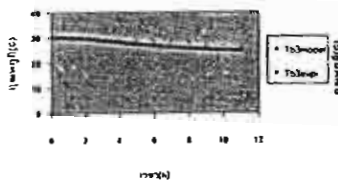
รูปที่ 7 แสดงการกระจายความชื้นของข้าวเปลือกโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

การเปรียบเทียบอุณหภูมิการกระจายข้าวเปลือกจากการทดลอง

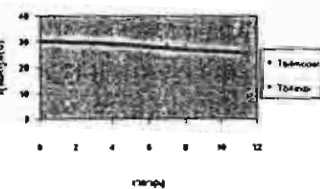


และจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

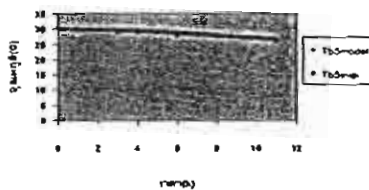
รูปที่ 8 แสดงชั้นที่ 1



รูปที่ 9 แสดงชั้นที่ 2



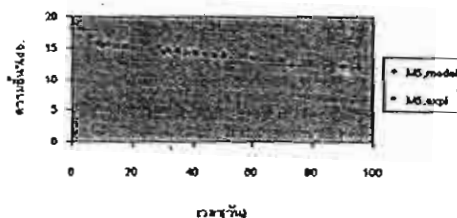
รูปที่ 10 แสดงชั้นที่ 3



รูปที่ 11 แสดงชั้นที่ 4

รูปที่ 12 แสดงชั้นที่ 5

การเปรียบเทียบการกระจายความชื้นข้าวเปลือกจากการทดลอง
และจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์



รูปที่ 13 แสดงชั้นที่ 5

ผลวิเคราะห์จากการเปรียบเทียบการกระจายอุณหภูมิและความชื้นข้าวเปลือกในไซโลเก็บจากการทดลองและจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์พบว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้นสามารถทำนายการกระจายได้ใกล้เคียงกับผลการทดลองมาก

การใช้พลังงาน

ในการเป่าลมเย็นให้กับข้าวเปลือกในไซโลเก็บเป็นช่วงๆเป็นเวลา 95 วัน สำหรับระบบระบายอากาศในงานวิจัยนี้ได้ใช้กำลังไฟฟ้าประมาณ 1538.93 วัตต์ แต่อากาศเย็นที่ใช้จริงมีเพียง 611.80 วัตต์ คิดเป็น 39.75 % และในการลดอุณหภูมิและความชื้นให้เหลือ 13.34% db. โดยการเป่าอากาศเป็นช่วงๆคิดค่าใช้จ่ายทั้งหมดเป็น 387.35 บาท/ม³ ข้าวเปลือก หรือ 17.27 บาท/กิโลกรัมของน้ำที่ระเหยไป หากทำการเป่าอากาศเย็นแบบต่อเนื่องจะเสียค่าใช้จ่ายเป็น 4001.35 บาท/ม³ ข้าวเปลือก หรือ 178.43 บาท/กิโลกรัมของน้ำที่ระเหยไป (คิดค่าไฟหน่วยละ 1.65 บาท)

5. สรุปผลงานวิจัย

งานวิจัยนี้เป็นงานวิจัยที่เกี่ยวกับการระบายอากาศให้กับกองข้าวเปลือกเพื่อรักษาข้าวเปลือกให้มีคุณภาพที่ยอมรับได้โดยการเป่าลมเย็นอุณหภูมิเฉลี่ย 23°C ระยะเวลาในการเก็บ 95 วันความชื้นสุดท้ายเหลือ 13.34% db. ซึ่งการเก็บด้วยวิธีนี้เป็นวิธีที่เหมาะสมกับประเทศที่มีอากาศร้อนชื้นอย่างประเทศไทย อีกทั้งวิธีนี้เป็นวิธีที่สามารถเก็บรักษาข้าวเปลือกได้นานและสามารถเก็บข้าวเปลือกที่มีความชื้นเริ่มต้นสูงได้เป็นอย่างดีโดยไม่ทำให้ข้าวเกิดการเน่าเสียและคุณภาพการสีของข้าวเปลือกยังเป็นที่ยอมรับได้คือข้าวมี %ความขาวเป็น 38.02% และ%ข้าวสารเป็น 66.61% และจากการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์พบว่าแบบจำลองสามารถทำนายอุณหภูมิและความชื้นได้ค่อนข้างแม่นยำ

6. สัญลักษณ์และตัวห้อย

สัญลักษณ์

- m = มวลของข้าวเปลือก, kg
- c = ค่าความจุความร้อนจำเพาะ, kJ/kg °C
- T = อุณหภูมิของข้าวเปลือก, °C
- t = เวลา, ชั่วโมง
- UA = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างอากาศและผนังไซโล, W/K
- m^o = มวลของอากาศแห้ง, kg/h
- Δt = ช่วงเวลา, h
- w = อัตราส่วนความชื้นของอากาศ, kg H₂O/kg dry air
- M = ความชื้น, เศษส่วนมาตรฐานแห้ง
- RH = ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ, เศษส่วน

ตัวห้อย

- b = ข้าวเปลือก, ที่ต่อลม
- a = อากาศ
- v = ไอน้ำ
- pw = ข้าวเปลือก
- o = ก่อนเป่าลมเย็น
- f = หลังเป่าลมเย็น
- 1 = ชั้นที่ 1
- eq = สมดุล
- p = มวลแห้งของข้าวเปลือก
- w = มาตรฐานเปียก

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Arboleda, J.R. and Manalo, A.S., 1974, *Paddy Drying*, Rice Production Training Program, Philippines, The International Rice Research Institute, 14 p.
- [2] อรรถพร อภิพัฒนานุกุล, 2538, *การชะลอความเสียหายของกองข้าวเปลือกขึ้นโดยการระบายอากาศ*, ภาควิชาวิศวกรรมอาหาร, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.

- [3] Bala, B.K., 1997, *Drying and Storage of Cereal Grains*, Science Publishers, Inc. USA.
- [4] นันทน์ คังพินิจกุล, 2541, ไมตรี แนวพนิช, วิจัยและพัฒนาเครื่องจักรกลการเกษตรและเทคโนโลยีเพื่อใช้ในการรักษาคุณภาพและเพิ่มมูลค่าผลผลิตการเกษตร, กองเกษตรวิศวกรรม, กรมวิชาการเกษตร.
- [5] ไมตรี แนวพนิช, วิบูลย์ เทเพนท์, นันทน์ คังพินิจกุล, พิมล วุฒิสินธ์, สิริชัย ส่งเสริมพงษ์, สุภัทร หนูสวัสดิ์, ยงยุทธ คงชำน, 2537, การใช้ไซโลเหล็กเก็บรักษาข้าวเปลือก, ข้าวสารกองเกษตรวิศวกรรม, กุมภาพันธ์-พฤษภาคม.
- [6] Nour, D.M., Check, T.N. and Abdullah, R., 1988, *Bulk Storage Paddy Aeration in Concrete Silo, a Malaysian Experience*. In, Bulk handling and Storage of Grain in the Humid Tropic, ACIAR Proceeding, Vol. 22 No.1, 10 p.
- [7] Teter, N.C., 1979, *Grain Storage*, Southeast Asia Cooperative, Postharvest Research and Develop Program, Searca, Manilar, Philippines, 120 p.
- [8] Wang, C.Y. and R.P. Singh., 1978, *A Single Layer Equation for Rough Rice*, ASAE paper number 78-3001. ASAE, St. Joseph, MI.
- [9] Natthawod Dussadee, 2001, *Design of heat pipe for reduction of heat accumulated in paddy bulk storage*, A Thesis submitted as a part of the requirements for the degree of doctor of philosophy in energy, The joint graduated school of energy and environment at King Mongkut's University of Technology Thonburi.
- [10] M.A. Basunia, 1996, *Simulation of temperature and moisture change during storage of rough rice in cylindrical bins owing to weather variability*, Journal of agricultural Engineering Research, Vol. 65, 223-233 p.

การทดสอบระบบเก็บรักษาพลังงานแบบความร้อนเคมีที่ใช้โซเดียมซัลไฟด์-น้ำเป็นคู่สารทำงาน Study of Sodiumsulfide – Water Thermochemical Energy Storage

ตะวัน รุ่งพิบูลโสภณ
วิภาดิ วงษ์สุวรรณ
ทณเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงาน
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

บทคัดย่อ

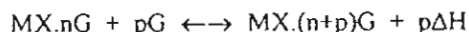
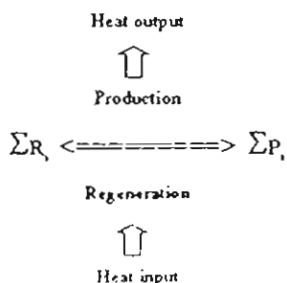
การเก็บรักษาพลังงานสามารถเพิ่มความคุ้มค่าในการใช้เชื้อเพลิงของโรงงานอุตสาหกรรม จึงเป็นที่มาของการพัฒนาระบบเก็บรักษาความร้อนโดยอาศัยกระบวนการเปลี่ยนแปลงทางความร้อน-เคมี งานวิจัยนี้เพื่อศึกษาการทำงานและทดสอบสมรรถนะของระบบเก็บรักษาพลังงานแบบความร้อนเคมีที่ใช้สารโซเดียมซัลไฟด์-น้ำเป็นสารทำงานในห้องปฏิบัติการ ระบบทำงานครบวงจรทั้งการเก็บสะสมและการจ่ายความร้อน โดยอาศัยความร้อนจากขดลวดไฟฟ้าแทนแหล่งความร้อนทั้งโดยอุณหภูมิจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูงอยู่ระหว่าง 100 - 115 องศาเซลเซียสในขั้นตอนการเก็บสะสมพลังงาน ส่วนในช่วงการจ่ายความร้อนอุณหภูมิที่เครื่องทำความเย็นอยู่ในช่วงระหว่าง 40 องศาเซลเซียส จากการทดลองพบว่าทั้งอุณหภูมิที่ระเหยและอุณหภูมิของแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูงในขั้นตอนการเก็บสะสมพลังงานมีผลต่อสมรรถนะของระบบ ซึ่งระบุโดยค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะทางความร้อนของอีทิม (COP_{th}) และค่าการเก็บรักษาพลังงานจำเพาะ (SHP)

ABSTRACT

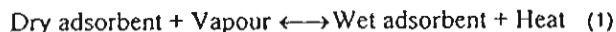
In order to improve energy usage, energy storage was used. This project aimed to study energy storage by using heat from chemical reaction. Sodiumsulfide-water was used in this reaction. The work system including energy storage and energy usage was used heat from electric heater instead of waste heat. The regeneration temperature of energy storage was around 100-115 Celsius. The evaporation temperature of evaporator for energy usage was around 40 Celsius. The results of this project found that the regeneration and evaporation temperature effected to performance of work system that are coefficient of performance (COP_{th}) and specific heat power (SHP).

1. บทนำ

กระบวนการเก็บรักษาความร้อนโดยอาศัยปฏิกิริยาเคมีแบบย้อนกลับได้ (reversible reaction) ปฏิกิริยาเคมีชนิดนี้ประกอบด้วยปฏิกิริยาแบบดูดและคายพลังงานความร้อน(endothermic/exothermic reaction) ที่มีการเปลี่ยนแปลงทางเคมีในทิศทางที่สวนทางกัน ปฏิกิริยาจะเกี่ยวข้องกับการแตกและสร้างพันธะระหว่างสารประกอบต่างชนิด ซึ่งจะเอื้อต่อการเก็บรักษาพลังงานได้เป็นปริมาณมาก กระบวนการเปลี่ยนแปลงภายในระบบเก็บรักษาพลังงานแบบความร้อนเคมี สามารถแสดงได้ในรูปแบบอย่างง่ายดังนี้

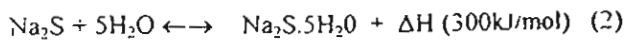


หรือ

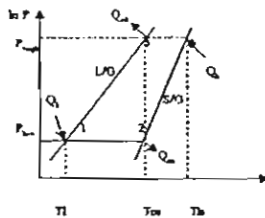
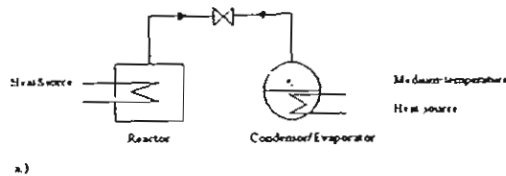


MX คือสารตั้งต้นในการเกิดปฏิกิริยาเคมี เช่น โซเดียมซัลไฟด์ (Na₂S) , แคลเซียมคลอไรด์ (CaCl₂) เป็นต้น ส่วน G แทนสารทำงานที่ใช้ทำปฏิกิริยากับสารตั้งต้น เช่น น้ำ (H₂O) , แอมโมเนีย (NH₃) เป็นต้น n และ p เป็นจำนวนโมลของสารที่ใช้ทำปฏิกิริยา ส่วน ΔH คือค่าพลังงานที่ปฏิกิริยานั้นปล่อยออกมาได้ (heat of chemical reaction) โดยปฏิกิริยาเคมีที่เกิดขึ้นสามารถเรียกได้ว่าปฏิกิริยาการดูดซับ (adsorption) ในขั้นตอนที่ปฏิกิริยาคายพลังงานออกมา และเรียกปฏิกิริยาย้อนกลับโดยดูดพลังงานเข้ามาเพื่อสลายพันธะจนกลับเป็นสารตั้งต้นว่า กระบวนการ desorption ในปฏิกิริยาเคมีที่ใช้โซเดียมซัลไฟด์ และ น้ำเป็นสารตั้งต้นในการเกิดปฏิกิริยา ซึ่งพลังงานที่ปล่อยออกมาเมื่อทำปฏิกิริยากันนั้นมีค่า 300 kJ/mol

(R. de Boer, 2002) โซเดียมซัลไฟด์ โดยที่เดียว สมการของปฏิกิริยาเป็นดังนี้



ปฏิกิริยานี้เป็นปฏิกิริยาแบบย้อนกลับได้ (reversible reaction) พลังงานที่ให้เข้าไปจะทำให้สารตั้งต้น (reactants, R) แปลงเป็นผลิตภัณฑ์ (products, P) เก็บเอาไว้ ซึ่งเมื่อปล่อยให้สารผลิตภัณฑ์นั้นทำปฏิกิริยากัน ก็จะปล่อยพลังงานความร้อนออกมา เพราะเป็นปฏิกิริยาแบบคายความร้อน (exothermic reaction) ซึ่งสามารถนำเอาความร้อนจากส่วนนี้ไปใช้ประโยชน์ต่อไป



b.)

รูปที่ 1 a.) แผนภาพอย่างง่ายของอุปกรณ์กับรักษาลังงานแบบความร้อนเคมี b.) Clapeyron diagram แสดงสภาวะของระบบ

2. วัฏจักรการทำงานระบบเก็บรักษาลังงานแบบความร้อนเคมี

จากรูปที่ 1 a.) แสดงภาพอย่างง่ายของอุปกรณ์ในระบบเก็บรักษาลังงานแบบความร้อนเคมี ซึ่งระบบนี้ประกอบด้วยอุปกรณ์หลัก 2 ส่วน โดยส่วนที่ 1 คือ ส่วนของ reactor ซึ่งบรรจุสารดูดซับ (adsorbent bed) หรือสารตั้งต้น (reactant) สำหรับปฏิกิริยาแบบผันกลับได้ และ ในส่วนที่ 2 เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ควบแน่นและทำระเหยของไหลทำงานไหลทำงาน (working fluid) หรือตัวถูกดูดซับ (adsorbed) ซึ่งของไหลทำงานมีการเปลี่ยนแปลงสถานะและเดินทางระหว่างอุปกรณ์ทั้ง 2 ส่วน โดยระหว่างอุปกรณ์ทั้ง 2 ส่วนนี้จะมีวาล์วเพื่อควบคุมการถ่ายเทของสารทำงานในแต่ละช่วงเวลาของปฏิกิริยาเส้นทางการทำงานของกระบวนการต่างๆในวัฏจักรการทำงาน จะเดินทางอยู่บนเส้นสมมูล 2 เส้น คือเส้นของเหลว/ไอ (liquid/gas) และเส้นของแข็ง/ก๊าซ (solid/gas) เส้นของเหลว/ไอจะแสดงการเปลี่ยนแปลงที่เกิดขึ้นในเครื่องควบแน่น (condenser) และเครื่องทำระเหย (evaporator) และเส้นของแข็ง/ก๊าซจะแสดงการเปลี่ยนแปลงที่เกิดขึ้นในปฏิกรณ์ ของไหลทำงานจะถูกถ่ายเทระหว่างปฏิกรณ์กับเครื่องควบแน่นหรือเครื่องทำระเหยแล้วแต่กระบวนการที่เกิดขึ้นในแต่ละวัฏจักร ในแต่ละช่วงเวลาของวัฏจักรการทำงานของระบบประกอบด้วยขั้นตอนดังต่อไปนี้

ปฏิกรณ์อยู่สภาวะ 2 ซึ่งของไหลถ่ายเทความร้อน (Heat transfer fluid) ที่ได้รับความร้อน Q_h จากแหล่งความร้อนที่อุณหภูมิสูงกว่า T_h หมุนเวียนเอาความร้อนมาจ่ายให้กับปฏิกรณ์เพื่อทำให้อุณหภูมิเพิ่มขึ้นจากอุณหภูมิระดับปานกลาง (Intermediate Temperature, T_m) เป็นอุณหภูมิที่เหมาะสมกับการแยกพันธะซึ่งความดันจะเพิ่มขึ้นจาก P_{low} เป็น P_{high} กระบวนการ 2-3 นี้จะคล้ายกับการทำงานของเครื่องอัดไอ (compressor) ในวัฏจักรการอัดไอ

ปฏิกรณ์อยู่สภาวะ 3 คือที่อุณหภูมิและความดันสูง (T_h , P_{high}) ซึ่งเป็นสภาวะที่ปฏิกรณ์พร้อมที่จะเกิดการแตกพันธะ ความร้อน Q_h จากแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูงยังคงจ่ายให้อย่างต่อเนื่องจากนั้นจะเกิดการแตกพันธะระหว่างสารตั้งต้นทั้ง 2 (Na_2S และ H_2O) เพื่อปลดปล่อยสารทำงานออกมาจากปฏิกรณ์ที่ความดันคงที่ สารทำงานที่ถูกแยกออกจากปฏิกรณ์จะเคลื่อนที่มายังเครื่องควบแน่น ซึ่งอยู่ที่สภาวะหมายเลข 4 บนเส้นสมมูลของเหลว/ไอ (liquid/gas)

เครื่องควบแน่นที่สภาวะที่ 4 จะคายความร้อนจากการควบแน่นให้กับสิ่งแวดล้อม อากาศ หรือของไหลถ่ายเทความร้อนที่มารับความร้อนไปจนกระทั่งกระบวนการควบแน่น (Q_{cd}) ออกมาสิ้นสุด จากนั้นของเหลว (condensate) จะถูกลดความดันลงโดย Throttling Valve และถ่ายเทมายังเครื่องทำระเหย ในขณะเดียวกันปฏิกรณ์จะถูกดึงความร้อน Q_m ออกไปโดยการหมุนเวียนเอาของไหลถ่ายเทความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิปานกลางมาระบายความร้อนจากปฏิกรณ์ จนกระทั่งปฏิกรณ์มีอุณหภูมิลดลงเป็น T_m และความดันลดลงเป็น P_{low} ซึ่งพร้อมที่จะเข้าสู่กระบวนการรับไอสารทำงานเพื่อทำปฏิกิริยาต่อไป

เครื่องทำระเหยอยู่สภาวะที่ 1 รับของเหลวจากแหล่งควบแน่น และอยู่ที่ระดับอุณหภูมิและความดันต่ำ (T_1, P_{low}) ทำระเหยสารทำงานได้ไอสารทำงานและถ่ายเทไปยังปฏิกรณ์ที่สภาวะที่ 2 โดยในปฏิกรณ์จะเกิดปฏิกิริยาคายความร้อนให้ความร้อน Q_m ออกมาของไหลถ่ายเทความร้อนยังคงหมุนเวียนระบายความร้อนออกจากปฏิกรณ์เพื่อนำไปใช้ประโยชน์ ซึ่งกระบวนการจะเกิดขึ้นที่ความดันคงที่จนกระทั่งไอสารทำงานระเหยจนหมดหรือระบบเข้าสู่สมดุล จากนั้นปฏิกรณ์จะอยู่ในสภาวะที่พร้อมจะเข้าสู่กระบวนการแรกของวัฏจักรต่อไป

3. พลังงานจากปฏิกิริยาเคมี (heat of chemical reaction)

ในระบบเก็บพลังงานแบบความร้อนเคมี พลังงานที่นำมาใช้นั้นได้มาจากพลังงานที่ได้จากปฏิกิริยาเคมีที่เกิดขึ้นจากการที่สารตั้งต้นทำปฏิกิริยากัน โดย พลังงานที่นำมาใช้นั้นคือ ΔH (heat of chemical reaction) โดยค่าพลังงานความร้อนที่ได้นั้นจะมีค่าไม่เท่ากันขึ้นอยู่กับปฏิกิริยา ของสารตั้งต้นแต่ละตัว

ในปฏิกิริยาเคมีที่เกิดขึ้นจะเป็นฟังก์ชันกับ ความดัน และอุณหภูมิ โดย จะมีการเปลี่ยนแปลงในขณะที่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ และความดันระหว่างเกิดปฏิกิริยา จนกระทั่งปฏิกิริยาถึงสมดุล และ ในปฏิกิริยาการคายความร้อน (exothermic reaction) ก็เช่นกันปฏิกิริยาจะหยุดก็ต่อเมื่อความดันของระบบเข้าสู่สภาวะสมดุล

ค่าพลังงานในส่วนของการดูดซับสามารถพิจารณาได้จากสมการ (3) (P. Neveu, 1997)

$$Q_{res} = m_s C_{ps} \frac{dT_s}{dt} = U_p S_{pw} (T_{thf} - T_s) + \frac{dx}{dt} Q_r \quad (3)$$

และในส่วนของการถ่ายเทความร้อนสามารถพิจารณาได้จากสมการ (4) (E. Lepinasse, 1994)

$$Q_{res} = M_s C_{ps} \frac{dT_{thf}}{dt} = U_p S_{pw} (T_s - T_{thf}) + h_{amb} S_{resw} (T_{amb} - T_{thf}) + m C_{pithf} (T_{thfe} - T_{thfs}) \quad (4)$$

โดยค่าความร้อนจากปฏิกิริยาเคมีที่ได้นั้นเราสามารถหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะทางความร้อนของระบบ หรือ COA โดยที่

$$COA = \frac{Q_{output}}{Q_{input}} \quad (5)$$

และสามารถหาค่าการเก็บรักษาพลังงานจำเพาะ หรือ SHP ได้จาก

$$SHP = \frac{Q_{reaction}}{A_{reac}} \quad (6)$$

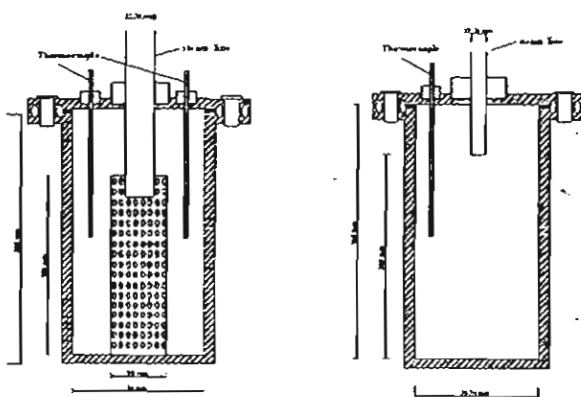
4. การทดสอบ

สารที่ใช้ในการทดสอบจะใช้สารโซเดียมซัลไฟด์ไฮดรอกไซด์ (มีเนื้อสาร Na_2S ประมาณ 35% โดยน้ำหนัก) ของบริษัท MERCK ซึ่งจะทำการบดสารให้ละเอียดและบรรจุไว้ภายในปฏิกรณ์

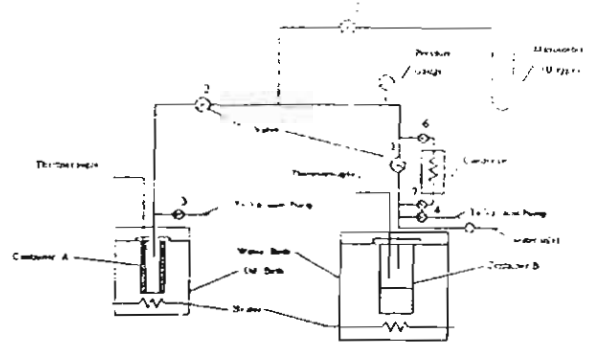
อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบระบบจะมีวาล์วที่ใช้ควบคุมการไหลของไอน้ำ ปฏิกรณ์ และ เครื่องระเหยจะใช้ในการบรรจุโซเดียมซัลไฟด์ และน้ำที่ใช้ในการทำปฏิกิริยา โดยปฏิกรณ์และเครื่องระเหยมีลักษณะเป็นท่อแสดงเลตทรงกระบอกโดยที่ปฏิกรณ์จะมีท่อที่เจาะรูพวยอยู่ตรงกลางเพื่อให้ไอน้ำกระจายเข้าสู่สารได้อย่างทั่วถึง ซึ่งภายนอกของอุปกรณ์ทั้งสองจะมีอ่างควบคุมอุณหภูมิ (oil bath) ใช้ควบคุมอุณหภูมิของอุปกรณ์ทั้งสอง

ตารางที่ 1 คุณสมบัติของปฏิกรณ์

	พื้นที่ถ่ายเทความร้อน	น้ำหนักปฏิกรณ์	ค่าความจุความร้อน
ปฏิกรณ์	$4.857 \times 10^{-2} \text{ m}^2$	0.85 g	0.5 kJ/kg.K



รูปที่ 2 ลักษณะของปฏิกรณ์และเครื่องระเหยที่ใช้ในการทดสอบ



รูปที่ 3 ระบบที่ใช้ในการทดสอบ

การทดสอบสภาวะการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในปฏิกรณ์ของระบบเก็บรักษาพลังงานแบบความร้อนเคมี การทดสอบจะเป็นแบบไม่ต่อเนื่อง (batch) ในแต่ละการทดสอบจะแบ่งออกเป็น 3 ช่วงดังนี้

ช่วงที่ 1 Production Phase (Reaction Phase) การทดสอบเริ่มจากปล่อยไอน้ำจากเครื่องระเหย ที่ทราบระดับอุณหภูมิแน่นอนเข้าไปทำปฏิกิริยากับโซเดียมซัลไฟด์ภายในปฏิกรณ์ และจะมีสารถ่ายเทความร้อนในการดึงความร้อนออกจากระบบ โดยปฏิกิริยาจะสิ้นสุดที่อุณหภูมิของสารภายในปฏิกรณ์ จะคงที่

ช่วงที่ 2 Regeneration Phase ในขั้นนี้จะมีการใช้สารถ่ายเทความร้อนมาให้ความร้อนกับปฏิกรณ์ เพื่อไล่ไอน้ำออกจากโซเดียมซัลไฟด์ โดยอุณหภูมิของสารภายใน reactor จะเพิ่มสูงขึ้นและจะคงที่เมื่อไล่ไอน้ำออกหมดแล้วอุณหภูมิจะเริ่มสูงขึ้นอีกครั้ง

ช่วงที่ 3 Cooling Phase จะเป็นการทำให้ ปฏิกรณ์เย็นตัวลงหลังการไล่ไอน้ำออกจากช่วงที่ 2 โดยใช้สารถ่ายเทความร้อนมาดึงเอาความร้อนภายใน

ในขั้นตอนแรกก่อนเข้าช่วงการทดลองที่ช่วงที่ 1 จะทำการบรรจุโซเดียมซัลไฟด์และทำการไล่ไอน้ำออกโดยให้ความร้อนแก่ปฏิกรณ์ โดยใช้อุณหภูมิประมาณ 50 องศาเซลเซียสประมาณ 3 ชั่วโมงและอุณหภูมิ 95 องศาเซลเซียสอีก 3 ชั่วโมง

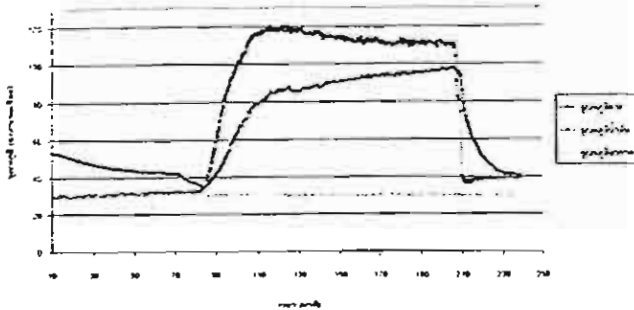
เมื่อเตรียมสารพร้อมแล้วทำให้ระบบเป็นสุญญากาศและทำการบรรจุไอน้ำลงในเครื่องระเหยประมาณ 200 กรัมให้ความร้อนแก่เครื่องระเหยให้อุณหภูมิภายในอยู่ในช่วง 40 องศาเซลเซียส

เข้าสู่ช่วงที่ 1 เปิดวาล์วให้ไอน้ำเข้าไปทำปฏิกิริยาเคมีกับโซเดียมซัลไฟด์บันทึกผลของอุณหภูมิและความดันของระบบเมื่ออุณหภูมิของสารภายในปฏิกรณ์คงที่ จะเข้าสู่ช่วงที่ 2 โดยทำการให้ความร้อนแก่สารถ่ายเทความร้อนภายในปฏิกรณ์จนกระทั่งอุณหภูมิของสารภายในปฏิกรณ์คงที่ จากนั้นจะทำการเปลี่ยนนำสารถ่ายเทความร้อนเพื่อนำความร้อนออกจากปฏิกรณ์เป็นการเข้าสู่ช่วงการทดสอบช่วงที่ 3

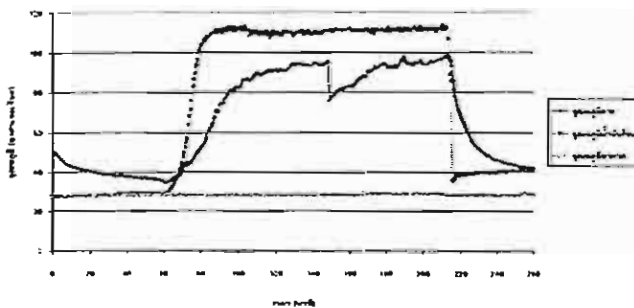
โดยในขั้นตอนการทดสอบจะทำการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารถ่ายเทความร้อนในช่วงที่ 2 โดยในการทดสอบใช้อุณหภูมิไอน้ำมีร้อนเป็น 115 และ 110 องศาเซลเซียส โดยให้อุณหภูมิไอน้ำที่เครื่องระเหย อยู่ระหว่าง 40 องศาเซลเซียสก่อน ที่ไอน้ำจะเข้าไปทำปฏิกิริยาเคมีกับโซเดียมซัลไฟด์

5. ผลการทดสอบและวิเคราะห์

ในการทดสอบได้ทำการทดสอบการทำงานของระบบเก็บรักษาพลังงานโดยทำการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารถ่ายเทความร้อนซึ่งให้ความร้อนแก่สารภายในปฏิกรณ์โดยที่สารในปฏิกรณ์มีอุณหภูมิ 90 และ 95 องศาเซลเซียส (อุณหภูมิของสารถ่ายเทความร้อนจะเป็น 110 และ 115 องศาเซลเซียส)



รูปที่ 4 การทดสอบที่อุณหภูมิสารในปฏิกรณ์เป็น 95 องศาเซลเซียส



รูปที่ 5 การทดสอบที่อุณหภูมิสารในปฏิกรณ์เป็น 90 องศาเซลเซียส

จากรูปที่ 4 และรูปที่ 5 จะเห็นได้ว่าในช่วงที่ 1 อัตราการเกิดปฏิกิริยาเคมีจะมีค่าใกล้เคียงกันเนื่องมาจากการตั้งสภาวะก่อนการทดสอบและสภาวะที่ช่วงที่ 1 เป็นสภาวะเดียวกันนั่นเอง โดยจะแตกต่างกันในช่วงที่ 2 ที่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารถ่ายเทความร้อน โดยจะเห็นได้ว่าอุณหภูมิของสารเมื่อมีการให้ความร้อนที่อุณหภูมิ 95 องศาเซลเซียสในขั้นตอนการ Regeneration (อุณหภูมิสารถ่ายเทความร้อน 115 องศาเซลเซียส) จะมีการเปลี่ยนแปลงช่วงอุณหภูมิของสารสูงกว่าอุณหภูมิ 90 องศาเซลเซียส (อุณหภูมิสารถ่ายเทความร้อน 110 องศาเซลเซียส) โดยจากตารางที่ 2 จะเห็นได้ว่าค่า COP ของอุณหภูมิ 95 องศาเซลเซียส จะมีค่าต่ำกว่านั่นเอง

แต่เมื่อคำนวณหาค่าพลังงานที่ได้จากการเกิดปฏิกิริยาเคมีเราเมื่อหาค่า SHP แล้วค่าที่ได้จากการทดสอบจะมีค่าน้อยกว่าค่าที่ได้ตามทฤษฎีทั้งนี้เนื่องมาจากการดูดซับน้ำของสารในปฏิกรณ์ไม่สามารถดูดซับน้ำได้เท่ากับในทฤษฎี จึงทำให้ค่า SHP ที่ได้จากการทดสอบมีค่าน้อยกว่าทางทฤษฎีนั่นเอง

ตารางที่ 2 ค่า COA และ SHP ของอุณหภูมิสาร 95 และ 90 องศาเซลเซียสในขั้นตอนการ Regeneration

อุณหภูมิสาร	COP	SHP(ทดสอบ)	SHP(ทฤษฎี)
95	2.17	371.38 kJ/m ²	750.78 kJ/m ²
90	2.35	318.43 kJ/m ²	769.24 kJ/m ²

*** การคำนวณ SHP ทางทฤษฎี ใช้อุณหภูมิของสารเมื่อคายพลังงานออกมาเท่ากับ 82.60 องศาเซลเซียส (R. de Boer, 2002)

6.สรุปผลการวิจัย

จากการทดสอบการทำงานของระบบเก็บรักษาพลังงานแบบความร้อนเคมีซึ่งประกอบด้วยขั้นตอนการ เกิดปฏิกิริยาเคมี ขั้นตอนการแยกน้ำออกจากไฮเดรตซัลไฟด์และ ขั้นตอนการหล่อเย็นปฏิกรณ์นั้นจะเห็นได้ว่าในขั้นตอนการทดสอบยังมีจุดที่ต้องปรับปรุงอยู่หลายแห่ง โดยจุดแรกนั้นเป็นลักษณะของระบบทดสอบเองโดยลักษณะของปฏิกรณ์ซึ่งมีลักษณะเป็นทรงกระบอกและให้อุณหภูมิไหลผ่านตรงกลางปฏิกรณ์พื้นที่สัมผัสระหว่างไอน้ำและไฮเดรตซัลไฟด์มีปริมาณน้อยเมื่อเกิดการดูดซับบริเวณพื้นที่ผิวสัมผัสแล้วทำให้ไอน้ำเข้าไปทำปฏิกิริยากับสารด้านในได้ยาก ทำให้การเกิดปฏิกิริยาเคมีของสารเกิดได้ไม่สมบูรณ์นัก ทางแก้ไขอาจจะมีการออกแบบปฏิกรณ์ใหม่ให้อุณหภูมิไหลเข้าทำปฏิกิริยากับพื้นที่ผิวด้านนอกของสารดูดซับแทนจะเป็นการช่วยให้พื้นที่สัมผัสระหว่างไอน้ำและสารดูดซับมีค่ามากขึ้น และจะทำให้การเกิดปฏิกิริยาเคมีมีค่ามากกว่าพลังงานที่ได้จะมีค่าสูงขึ้นด้วย

และในขั้นตอนการ Regeneration นั้นมีการให้ความร้อนแก่สารถ่ายเทความร้อนโดยตรง ถ้ามีการปรับเปลี่ยนโดยมีการไหลของสารถ่ายเทความร้อนที่ร้อนแล้วเข้ามาแทน ค่า COP จะมีค่าที่สูงมากกว่านี้และ การคำนวณหาค่าพลังงานของระบบจะไม่ซับซ้อนขึ้นเนื่องจากสารภายในปฏิกรณ์จะไม่ได้รับความร้อนส่วนเกินจากพลังงานที่ใส่ไปเพื่อเพิ่มอุณหภูมิให้แก่สารถ่ายเทความร้อนนั่นเอง

7.กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยชิ้นนี้สำเร็จร่วไปด้วยดีเนื่องมาจากการสนับสนุนจากหน่วยงานหลายหน่วยงาน ทางผู้วิจัยขอขอบคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) ที่ช่วยสนับสนุนทางด้านกองทุนที่ใช้ในการวิจัย และภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ ที่อนุเคราะห์สถานที่ในการทำวิจัย สุดท้ายนี้ผู้วิจัยขอขอบคุณ ศ.ดร.ทงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ และ อ.ดร.วิภาวดี วงษ์สุวรรณ ที่ช่วยให้คำปรึกษาในการทำวิจัยครั้งนี้

8.สัญลักษณ์และคำย่อ

สัญลักษณ์

C_p = ความจุความร้อนของสารที่เกิดปฏิกิริยาเคมี, J/mol.K

G = พลังงานกิบส์ (Gibbs energy, kJ/kg)

H = เอนทัลปี (Enthalpy, kJ/kg)

h_{mb} = ค่าการถ่ายเทความร้อนระหว่าง reactor กับสิ่งแวดล้อม, W/m² K

m = มวลสาร (g)

m = อัตราการไหลโดยมวลของสารถ่ายเทความร้อน

n = จำนวนโมลของสารตั้งต้นที่ทำปฏิกิริยา
 N_g = จำนวนโมลของสารทำงานที่ทำปฏิกิริยากับสารตั้งต้น
 Q = พลังงานความร้อน, J
 U_p = ค่าสัมประสิทธิ์การโอนความร้อนระหว่างสารที่ทำปฏิกิริยา
 เคมีกับสารนำความร้อน, W/m^2K
 S = เอนโทรปี (Entropy), $kJ/kg.K$
 S = พื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารที่เกิดปฏิกิริยา
 เคมีกับผนัง reactor, m^2
 T = อุณหภูมิ (K)
 ตัวห้อย
 $_{\text{reac}}$ = ปฏิกรณ์
 $_{\text{Wt}}$ = ระหว่างผนังปฏิกรณ์และสารถ่ายเทความร้อน
 $_{\text{th}}$ = สารถ่ายเทความร้อน

9.เอกสารอ้างอิง

- [1] M. A. Tahat, R. F. Babus'haq, P. W. O'callaghan and S. D. Probert, 'Integrated Thermochemical Heat-pump/Energy-storage', International Journal of Energy Research, Vol.19 (1995), 603-613
- [2] P. Neveu and J. Castaing-Lasvinottes, 'Development of a numerical sizing tool for a solid-gas thermochemical transformer-impact of the microscopic process on the dynamic behaviour of a solid-gas reactor', Applied Thermal Engineering, Vol. 17 (1997), No.6, 501-518
- [3] V. Goetz and A. Marty, 'A model for reversible solid-gas reactions submitted to temperature and pressure constraints: simulation of the rate of reaction in solid-gas reactor used as chemical heat pump', Chemical Engineering Science, Vol.47(1992), No.17/18, 4445-4454
- [4] R. de Boer, W.G. Haije, J.B.J Veldhuis, 'Determination of structural, thermodynamic and phase properties in the Na_2S-H_2O system for application in chemical heat pump', Thermochemical Acta 7048 (2002), 1-17
- [5] ปรียญา อรุณวิสุทธิ, 'เทอร์โมไดนามิกส์เคมี', ภาควิชาเคมี คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์, พิมพ์ครั้งที่ 1, 2537

PERFORMANCE ANALYSIS OF A SOLAR ADSORPTION HEATING AND COOLING SYSTEM

Peerapong Thumautok
Wipawadee Wongsuwan
Tanongkiat Kiatsiriroat

Department of Mechanical
Engineering, Faculty of Engineering,
Chiang Mai University (CMU)
239 Huaykaew rd., Suthep, Muang,
Chiang Mai, Thailand, 50200

Abstract

Solid adsorption systems are applicable for both heating and cooling purposes. The system requires a moderate energy source either waste heat or solar energy. In this study, solar energy as a renewable energy was a heat source. The main idea was to develop the integrated solar thermal system and solid adsorption system for hot water and cooling production. The system combining a coaxial tube-in-tube adsorber using activated carbon (AC)-methanol as working pair, an evaporator and a condenser, a flat plate solar collector, a heating and cooling system. The maximum system COP_s was 0.11

Keyword: Solid adsorption, hot and cold production, integrated solar collector-adsorber

Introduction

In Thailand, the refrigeration and air condition systems are major energy consumers. These systems normally use CFCs as working fluid that induces ozone depletion and consequently greenhouse effect. Therefore, promotion of sustainable energy utilization is an urgent issue. The solid adsorption system is considerably an alternative way to reduce CFC usage. The system could exploit low grade energy source (e.g. waste heat from industrial process, solar energy) and no compression work.

Many solid adsorption systems were developed by various research groups to improve their coefficient of performances (COP). Among those, different working pairs were utilized e.g. zeolite-water, zeolite-methanol, AC-methanol, AC-ethanol, silica gel-water and silica gel-methanol etc. Activated carbon was interested to use [1]. Critoph and Vogel [2] tested and compared the quality of adsorbents, zeolite (5A and 13X) and activate carbon with refrigerants R11, R12, R22 and R114 for a solar cooling adsorption system. It was found that AC-R22 gave highest COP about 0.2. Critoph (1988) compared that performance of solid adsorption using AC-methanol, NO₂, and methyl amine as refrigerants. He found that AC-methanol pair gave highest COP [3]. Zhang and Wang [4] designed and developed the continuous solid adsorption refrigeration and heating hybrid system driven by solar energy, using AC-methanol as working pairs. The solar collector was also used as an adsorber, which was divided into two parts; upper and bottom parts. This system could produce heating and cooling simultaneously.

The current studies showed that solid adsorption systems were appropriated for cold production. Li et al. [4] fabricated and tested the solar adsorption (AC-methanol) for ice making. The flat plate solar collector area was 1.5 m². They used quartz lamps as heat source. Ice production was about 4.5 kg per day. AC-methanol was also used in Anyanwu and Ezekwe [5] work. They designed, assembled and tested the solar adsorption refrigeration, which the adsorber tubes were contained in a flat plate solar collector. The evaporator and condenser coils were immersed in a stagnant water tank. This combined system could reduce water temperature in the evaporator from initially 24-28 °C to around 1.0-8.5 °C.

In Thailand, the solar cooling was initiated since 10 - 15 years ago; however, none of commercially system was demonstrated though many works were being done. The major difficulties needed to overcome were its naturally non-continuous processes, requirement of maintain vacuum conditions and leakage problems. This research work has focused on the development of a combined solar/solid adsorption system, which was compacted and practical for hot water and cooling production. The prototype was experimented study, and COP_s was estimated as well as its operational performance.

2. Experimental Setup

2.1 Experimental Components

The experimental combined solar adsorption system operated intermittently, and the schematic diagram is shown in Fig. 1. The major components of our system include a double pipe heat exchanger as adsorber (OD of the inner tube and outer tube were 1/2" and 1 5/8". The inner tube was wrapped with stainless steel net, and AC was filled between inner and outer tubes. The

adsorber contained about 4 kg of AC. Evaporator was made by a vertical copper tubes (OD ½ inch) installed in an insulated refrigeration box. Activated carbon (mesh size 12×40)-methanol (Laboratory grade) was used as working pair. The main heat source has been a solar energy, and LPG burner was an auxiliary supply. Energy transfer was done by circulation of water.

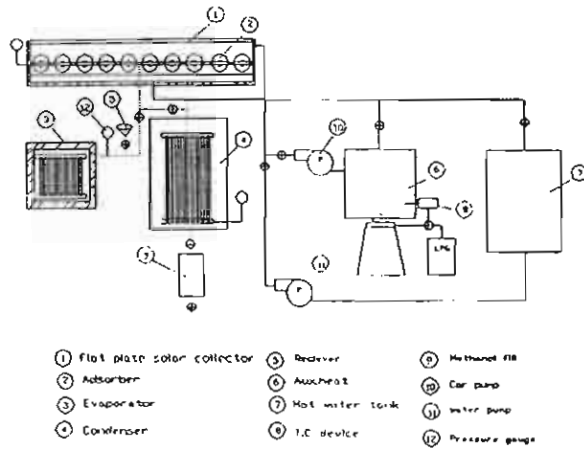


Fig. 1 Schematic sketch of the solar adsorption unit

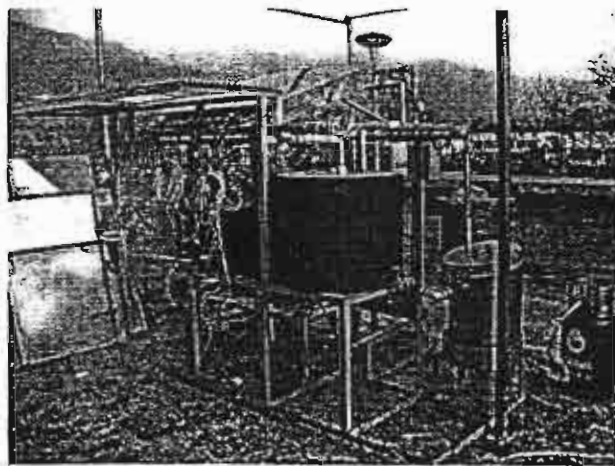


Fig. 2 The solar adsorption heating and cooling system

2.2 Experimental Procedure

The tested was carried out at Department of Mechanical Engineering, Chiang Mai University, Chiang Mai, in the northern Thailand of 14.7 °N latitude. The combined collector-adsorber was facing south and aligned with 15 degree horizontally. Fig. 2 illustrated the completed experimental unit installation. Prior to the experimentation, the preliminary test was carried out to verify the system performance and fixed all undesirable problems. Leakages were tested with the water filling, and then the experiment started in according with the following experimental procedure.

- Filling 4-kg AC into an adsorber and sealed. Also, filling liquid methanol into an evaporator coils.
- Carrying out the experiments for completed cycle; cooling, adsorption, heating and desorption under the designed conditions (adsorber pressure within 0.04-0.4 bar, average cooling water temperature of 28 °C, heating water temperature about 75-95 °C)
- Recording temperature and pressure in the adsorber, condenser and temperature in the refrigerated box, refrigerant level in the evaporator.
- Analyze all experimental data and interpret the information obtained to determine the system performance.

2.3 Results Analysis

The heating capacity of the develop system was determined COP_h . The load supply was satisfied by hot water heated by condenser. Heating coefficient of performances COP_h , and were simply calculated by Equation of Zhang, X.L. and Wang, R.Z.[4].

$$COP_h = \frac{\left(M_{wt} c_{p,w} \frac{dT_{wt}}{dt} + Q_{ads} \right)}{I_T A + Q_{aux}}$$

COP_h is the proportion the summation of heat generated by adsorption process and energy obtained from solar collector on the total energy input.

Where; A is solar collector area (m^2),
 $C_{p,w}$ is specific heat of water ($kJ kg^{-1} K^{-1}$)
 M_{wt} is mass of water in storage tank (kg)
 T_{wt} is average water temperature in storage tank (K)
 Q_{ads} is heat of adsorption (kJ)
 Q_{aux} is heat rate of auxiliary heat (kJ)
 I_T is solar radiation (W/m^2)

3. Results and Discussion

Experimental results are discussed in this section:

The radiation data that is input to the system is plotted in figure 3. It had seen that the radiation profile was alike sinusoidal shape whole day, except after 15.00 hr. The global horizontal isolation was about 17.4 MJ/m^2 , 16.95 MJ/m^2 , 18.4 MJ/m^2 for 17 May, 19 May and 23 May respectively.

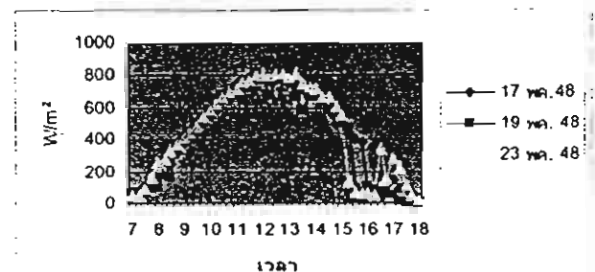


Fig. 3: Radiation profile on the experimental day

Figure.4 shows the output temperature profile of the Activated carbon in the solar collector-adsorber for there variations of auxiliary heat temperature levels.

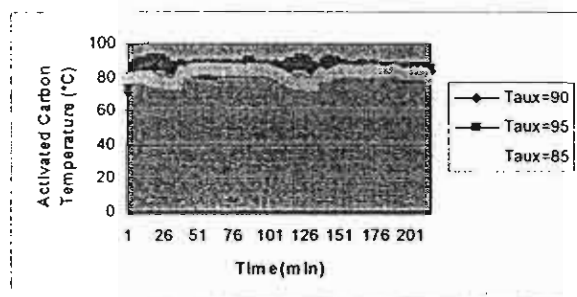


Fig. 4 Temperature profiles of the solar collector/adsorber

Figure.5 shows the power profile of the Solar collector –adsorber on the experimental day. It had seen that the power profile was alike sinusoidal shape whole day same the radiation profile. The power isolation was about 14.2 MJ/m^2 , 13.8 MJ/m^2 , 15 MJ/m^2 for 17 May, 19 May and 23 May respectively.

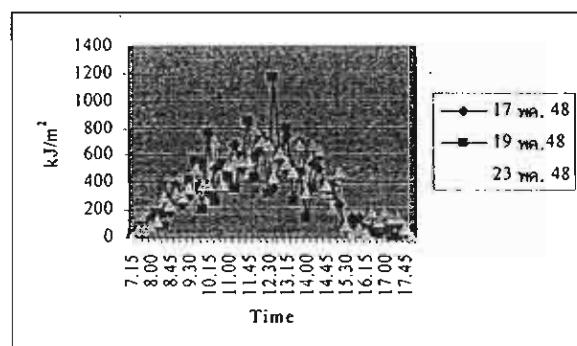


Fig.5 Power profiles of the solar collector/adsorber

Figure.6 shows the hot water temperature profiles of the solar cooling system. It had seen that the Solar heating and cooling system could heated circulated water during adsorption process from 25°C to 37°C , 24.8°C to 34.1°C , 28.5°C to 33°C for for 17 May, 19 May and 23 May respectively.

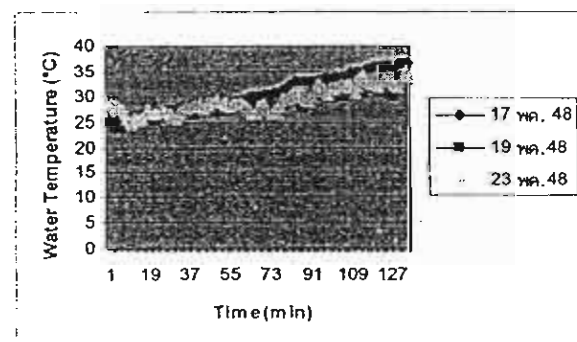


Fig.6 Hot water temperature profiles of the solar cooling system

4. Conclusion

The integrated solar water heater and solid adsorption cooling system was developed and experimental tested and conclusions are obtained as follow:

4.1 The Heating coefficient of performances (COP_h) was 0.11, 0.092 and 0.082 for 17 May, 19 May and 23 May respectively.

4.2 The hot water temperature depend on power of Solar collector-adsorber

Acknowledgement

The authors would like to gratefully acknowledge the support of the Thailand Research Fund (TRF) and under the "Mentor research project" (granted to Prof. Tanongkiat Kiatsiriroat). The authors also thank to the Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai University, for providing the research facilities.

References

- [1] Sridhar, K (1987). Studies of Activated carbon – Methanol Pairs with Relevance to Ice Making, Master of Engineering, Energy Technology program, Asian Institute of Technology, 1-84.
- [2] Critoph, R.E. and Vogel, R. (1986). Possible Adsorption pairs for use in Solar Cooling, International Journal of Ambient Energy 7(4), 183-190.
- [3] Critoph (1988). Performance Limitation of Adsorption Cycles for Solar Cooling, Solar Energy Vol.1, No.1, 21-31
- [4] Zhang, X.J. and Wang, R.Z. (2002). Design and performance simulation of new solar continuous solid adsorption refrigeration and heating hybrid system, Renewable Energy (27), 401-415
- [5] Li, M., Wang, R.Z., Xu, Y.X., Wu, J.Y. and Dieng, A.D. (2002). Experimental study on dynamic performance analysis of a flat-plate solar solid-adsorption refrigeration for ice maker, Renewable energy 27, 211-221.
- [6] Anyanwu, E. E., and Ezekwe, C.I. (2003). Design, Construction and test run of solid adsorption solar refrigerator using activated carbon/ methanol as adsorbent/adsorbate pair, Energy Conversion and Management 44, 2879-2892.
- [7] Duffie, J. A., and Beckman, W.A. (1991), Solar Engineering of Thermal Processes, 2nd edition, John Wiley and sons, Inc., New York.

การทำนายสมรรถนะระบบทำความเย็นที่ใช้ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ร่วมกับเครื่องดูดซับ
Performance Prediction of A Solar Cooling Adsorption System

วิภาวดี วงษ์สุวรรณ*, เทอดธรรม เย็นสบาย และ ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

239 ถ.พ่วงแก้ว ต.สุเทพ อ.เมือง จ.เชียงใหม่ 50000

โทร.0-5394-4146 ต่อ 411-415 โทรสาร.0-5394-4145 *E-mail: wipawadee@dome.eng.cmu.ac.th

Wipawadee Wongsuwan, Terdtarm Yensabai, Tanongkiat Klatsiriroj

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai University,

Chiang Mai, 50000, Thailand. Tel: 0-5394-4146 ext. 411-415 Fax: 0-5394-4145

บทคัดย่อ

การศึกษาความเป็นไปได้ในการนำพลังงานรังสีอาทิตย์มาใช้เป็นแหล่งความร้อนสำหรับระบบทำความเย็นและความร้อนแบบดูดซับ โดยใช้ถ่านกัมมันต์และเอทานอลเป็นคู่สารทำงาน ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ที่ได้รับการออกแบบให้ทำงานร่วมกับเครื่องดูดซับ และถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วนที่พลิกกลับไปมาเพื่อรับรังสีอาทิตย์ได้ จากการทำนายสมรรถนะของระบบดูดซับพลังงานรังสีอาทิตย์นี้ คาดว่าระบบจะสามารถผลิตความเย็นและน้ำร้อนได้อย่างต่อเนื่อง และมีสมรรถนะที่ดีในสภาพที่ค่ารังสีอาทิตย์สูง ซึ่งหากเพิ่มปริมาณน้ำที่บรรจุในถังเก็บน้ำร้อนของระบบ จะได้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ($COP_{cooling}$) เพิ่มขึ้นแต่อุณหภูมิของน้ำร้อนที่ได้จะลดต่ำลง หากใช้งานระบบอย่างต่อเนื่องตลอดเดือนธันวาคม ระบบจะสามารถทำความร้อนและทำความเย็นได้โดยเฉลี่ย 3.4017 MJ/วัน และ 2.8889 MJ/วัน ตามลำดับ โดยค่า $COP_{heating}$ และ $COP_{cooling}$ ที่ได้คือ 0.1936 และ 0.1644 ตามลำดับ

Abstract

The potential to use solar energy for cooling and heating production using solid adsorption (activated carbon-ethanol) system was investigated. An integrated solar collector/adsorber was separated into two parts to enhance energy collection into both sides. By theoretical study, the simulation results showed that the system could be operated continuously to produce cooling and heating effect efficiently under high solar radiation. The $COP_{cooling}$ increased with larger water storage volume, however, the average water temperature reduced. By performance prediction in December, amount and COPs for hot and cold production were 3.4017 MJ/day (with $COP_{heating}$ 0.1936) and 2.8889 MJ/day (with $COP_{cooling}$ 0.1644), respectively.

1 บทนำ

สถานการณ์พลังงานของประเทศไทยในปัจจุบัน ได้รับผลกระทบจากราคาของน้ำมันเชื้อเพลิงเป็นอย่างมาก ทำให้ภาครัฐต้องหันมาทบทวนบทบาทของการนำพลังงานทดแทนหรือพลังงานหมุนเวียนมาใช้ในสัดส่วนที่มากยิ่งขึ้น ซึ่งเทคโนโลยีการนำพลังงานรังสีอาทิตย์กำลังได้รับความสนใจเพิ่มมากขึ้น และมีการค้นคว้าพัฒนาอย่างต่อเนื่องมาไม่น้อยกว่า 10 ปี แต่การใช้งานระบบพลังงานรังสีอาทิตย์ยังไม่ปรากฏให้เห็นเป็นรูปธรรมมากนัก โดยเฉพาะการนำพลังงานรังสีอาทิตย์มาผลิตความเย็น เท่าที่ผ่านมามีพบว่าระบบทำความเย็นแทบทั้งหมดในประเทศ เป็นระบบอัดไอที่ใช้ไฟฟ้าเป็นแหล่งพลังงานหลัก เทคโนโลยีทางเลือกอื่นๆ เพื่อผลิตความเย็นนั้น ก็ยังอยู่ในขั้นการวิจัยและพัฒนาในห้องปฏิบัติการเท่านั้น [1-2]

ระบบทำความเย็นแบบดูดซับเป็นระบบทางเลือกที่แตกต่างจากระบบอัดไก่อ่อนข้างมาก ระบบนี้อาศัยสารทำงานสองตัวทำงานร่วมกัน เรียกว่าคู่สารทำงาน (Working pair) อันประกอบด้วยตัวดูดซับ (Adsorbent) และตัวถูกดูดซับ (Adsorbate หรือ Working fluid หรือ Refrigerant) แหล่งพลังงานหลักที่ระบบต้องการจะอยู่ในรูปพลังงานความร้อน จึงเหมาะกับการนำมาใช้ดึงกลับความร้อนจากแหล่งความร้อนทิ้งเปล่า หรือใช้ร่วมกับระบบผลิตความร้อนจากพลังงานรังสีอาทิตย์ ระบบทำความเย็นแบบดูดซับมีข้อดีหลายประการ อาทิ มีอายุการใช้งานนาน ไม่มีอุปกรณ์ส่วนเคลื่อนที่เป็นองค์ประกอบ เป็นระบบปิด และไม่มีเสียงรบกวนจากการสันดาปหรือการเสียดสีระหว่างระบบทำงาน เนื่องจากระบบไม่จำเป็นต้องใช้เครื่องอัดไอ ดังเช่นวัฏจักรอัดไอทั่วไป ดังนั้นการศึกษาและทำนายพฤติกรรมระบบดูดซับที่ใช้พลังงานรังสีอาทิตย์เป็นแหล่งพลังงานเพื่อการผลิตความเย็น (ซึ่งจะได้ความร้อนเป็นผลพลอยได้ด้วย) จึงเป็นโจทย์วิจัยที่น่าสนใจอย่างยิ่ง งานวิจัยชิ้นนี้จึงมุ่งเน้นการหาแนวทางในการใช้คู่สารทำงานที่สามารถหาได้ง่ายในประเทศไทย คือ ผงถ่านกัมมันต์จากถ่านหินและจากถ่านกะลามะพร้าวกับเอทานอล มาใช้กับระบบดูดซับเพื่อการผลิตความเย็น

โดยใช้แสงอาทิตย์เป็นแหล่งพลังงานหลัก และอาศัยการแก้ปัญหาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อทำนายพฤติกรรมของระบบควบตัวเก็บรังสีอาทิตย์และเครื่องดูดซับ ในการผลิตความร้อนและความเย็นอย่างต่อเนื่อง ทำให้ได้แนวทางการออกแบบและสามารถกำหนดคุณลักษณะของระบบต้นแบบที่จะจัดสร้างเพื่อทำการทดสอบในโครงการระยะต่อไปได้

2 การสร้างแผนภาพความดัน-อุณหภูมิ-อัตราส่วนการดูดซับ

2.1 อุปกรณ์การทดสอบ

เนื่องจากถ่านกัมมันต์จากถ่านหินและถ่านกะลามะพร้าว เป็นถ่านกัมมันต์ที่ผลิตขึ้นเองในประเทศ จึงยังไม่มีแผนภาพความดัน-อุณหภูมิ-อัตราส่วนการดูดซับ (P-T-x) เพื่อนำไปใช้ในการออกแบบระบบดูดซับ ผู้วิจัยจึงได้สร้างชุดอุปกรณ์ทดสอบเพื่อทดสอบคุณสมบัติการดูดซับของถ่านกัมมันต์ทั้ง 2 ชนิด ที่ผลิตจากถ่านหิน (CAL 12 x 40) และจากถ่านกะลามะพร้าว (CGC-16) กับเอทานอลเพื่อสร้างแผนภาพ P-T-x ซึ่งข้อมูลที่ได้จาก P-T-x นี้จะนำไปใช้ในการออกแบบระบบดูดซับพลังงานรังสีอาทิตย์ต่อไป

ชุดเครื่องมือทดสอบหา P-T-x ได้จัดสร้างในห้องปฏิบัติการวิจัยอุณหภูมิ ภาพทวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ โดยใช้หลักการเช่นเดียวกับ [2] และแสดงในรูปที่ 1 ซึ่งอุปกรณ์หลักประกอบด้วย เครื่องดูดซับ (Adsorber) เครื่องทำระเหย (Evaporator) และเครื่องควบแน่น (Condenser)

เครื่องดูดซับมีลักษณะเป็นท่อสแตนเลส 2 ท่อซ้อนกันมีเส้นผ่านศูนย์กลาง 50 และ 25 mm ตามลำดับ ท่อด้านในมีรูพรุนเพื่อให้ไอของเอทานอลสามารถไหลผ่านได้ และใช้ตาข่ายสแตนเลสหุ้มรอบท่อในเพื่อขึ้นรูปถ่านกัมมันต์ ท่อนำไอเอทานอลด้านในต่อกับท่อนำไอด้านนอกเส้นผ่านศูนย์กลาง 12.5 mm ซึ่งภาพถ่ายขวางของเครื่องดูดซับแสดงดังรูปที่ 2

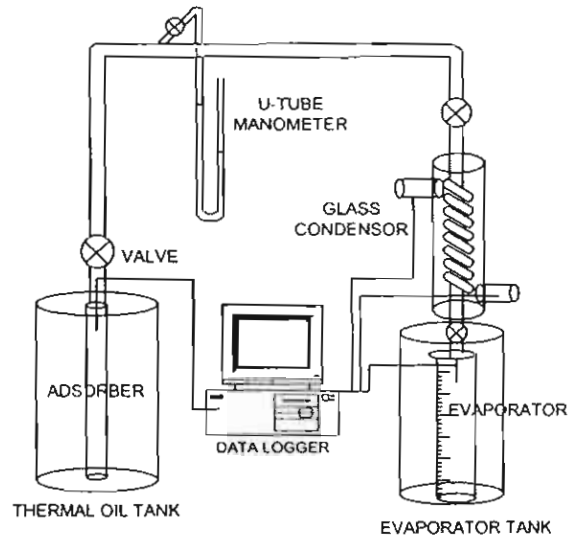
เครื่องควบแน่นทำจากท่อแก้วลักษณะเกลียว มีน้ำหล่อเย็นไหลภายนอกท่อและในท่อแก้วด้านนอก เครื่องทำระเหยเป็นกระบอกทองที่มิลเกลเพื่อวัดระดับของสารเอทานอล ข้อมูลที่ต้องทำการวัดได้แก่ความดันและอุณหภูมิ ซึ่งอุปกรณ์วัดความดันเป็นหลอดแก้วรูปตัว U ภายในบรรจุปรอท (U-tube manometer) อุปกรณ์วัดอุณหภูมิใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด K ต่อกับอุปกรณ์เก็บบันทึกและแสดงข้อมูล (Data logger)

การทดสอบมีวัตถุประสงค์หลักเพื่อสร้างแผนภาพสำหรับการดูดซับของถ่านกัมมันต์ 2 ชนิดกับเอทานอล โดยในการทดสอบแต่ละชุดจะใช้ถ่านกัมมันต์ 200 g และเอทานอลที่มีความเข้มข้น 99.5 % (Lab grade)

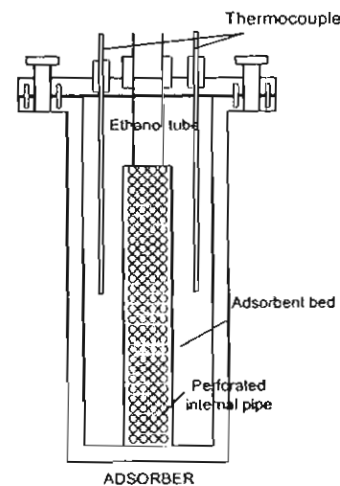
2.2 วิธีการทดสอบเพื่อสร้างแผนภาพ P-T-x

ในการสร้างแผนภาพ P-T-x มีวิธีการทดสอบโดยเริ่มจากการกำจัดสารตกค้างในถ่านกัมมันต์ที่บรรจุในเครื่องดูดซับ โดยการทำให้ระบบให้เป็นสุญญากาศพร้อมกับให้ความร้อนที่อุณหภูมิประมาณ 100°C เป็นเวลาไม่ต่ำกว่า 12 ชั่วโมง เติมน้ำเอทานอลลงในเครื่องระเหยพร้อมทั้งบันทึกปริมาณ แล้วเปิดวาล์วให้ไอเอทานอลจากเครื่องทำระเหยเข้ามาดูดซับกับถ่านกัมมันต์ รักษาอุณหภูมิของชุดดูดซับที่ 30°C และเครื่องระเหยที่ 20°C ระหว่างกระบวนการดูดซับ เมื่อ

กระบวนการถึงจุดสมดุล บันทึกอุณหภูมิ (°C) ความดัน (mmHg) และปริมาณเอทานอลที่เหลือในเครื่องดูดซับ (ml) และสำหรับการหาค่าอุณหภูมิ ความดันและอัตราส่วนการดูดซับในสภาวะอื่น ทำได้โดยการเพิ่มอุณหภูมิชุดดูดซับให้สูงขึ้นทีละ 10°C รอจนถึงจุดสมดุลแล้วบันทึกผล ทำเช่นนี้จนถึงระดับอุณหภูมิชุดดูดซับเป็น 100°C จากนั้นทดลองเก็บข้อมูลที่ความดันอื่น โดยเปลี่ยนอุณหภูมิของเครื่องทำระเหยให้เป็นค่าอื่นแล้วดำเนินการตามขั้นตอนเดิม



รูปที่ 1 แสดงอุปกรณ์การทดสอบ P-T-x ของถ่านกัมมันต์และเอทานอล



รูปที่ 2 ภาพถ่ายขวางแสดงภายในของเครื่องดูดซับ

2.3 การสร้างแผนภาพ P-T-x

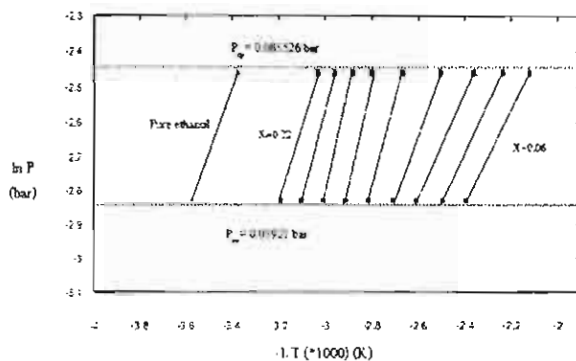
ในการสร้างแผนภาพ P-T-x จำเป็นต้องใช้สมการคณิตศาสตร์ที่ทำนายปรากฏการณ์ของอัตราส่วนการดูดซับ และนำผลการทดลองไปแทนค่าในสมการของ Dubinin-Radskavich (D-R) ซึ่งมีรูปแบบการดังนี้

$$W = W_0 \exp \left(-D \left(T \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) \right)^n \right) \quad (1)$$

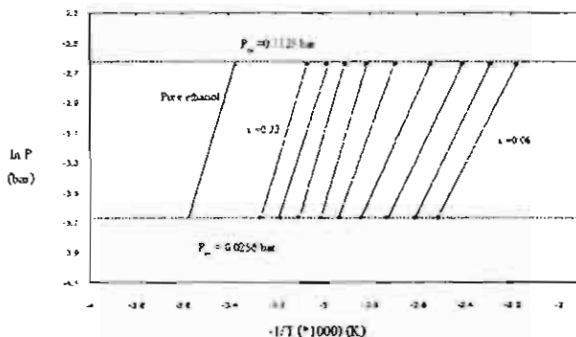
สมการข้างต้นสามารถเขียนในรูปลอการิทึมได้ดังสมการที่ (2) ซึ่งเมื่อนำไปสร้างกราฟ จะได้กราฟเป็นเส้นตรง สำหรับแต่ละค่าอัตรา การดูดซับมวลของเอทานอลต่อมวลของด่างัมมันต์ (x)

$$\ln P = -\frac{1}{T} \left[\frac{1}{D} \ln \frac{W_0}{W} \right] + \ln(P_s) \quad (2)$$

ผลการทดลองที่ได้จากวิธีการทดสอบที่ได้กล่าวถึงในหัวข้อที่ 2.2 ถูกนำมาสร้างเป็น P-T-x โดยอาศัยสมการเส้นตรงที่ (2) ซึ่งแผนภาพ สำหรับการดูดซับของด่างัมมันต์จากวัสดุทั้งสองประเภทแสดงไว้ดัง กราฟรูปที่ 3 สำหรับด่างัมมันต์จากถ่านกะลามะพร้าวกับเอทานอล และกราฟรูปที่ 4 สำหรับด่างัมมันต์จากถ่านหินกับเอทานอล



รูปที่ 3 กราฟ P-T-x กรณีใช้ด่างัมมันต์จากถ่านกะลามะพร้าว กับเอทานอลเป็นคู่สารทำงาน



รูปที่ 4 กราฟ P-T-x กรณีใช้ด่างัมมันต์จากถ่านหิน กับเอทานอลเป็นคู่สารทำงาน

จากกราฟทั้งสองจะเห็นว่าลักษณะเส้นโดยรวมนั้นคล้ายคลึงกัน โดย มีความชันของกราฟที่อัตราส่วนการดูดซับต่างๆ แตกต่างกันบ้างแต่ไม่ มาก อย่างไรก็ตามค่าความดันต่ำที่เครื่องทำระเหย (P_{ev}) และค่าความ ดันสูงที่เครื่องควบแน่น (P_{cd}) จะแตกต่างกัน แม้ว่าจะเป็นการดูดซับ ระหว่างด่างัมมันต์กับเอทานอลเช่นเดียวกัน แสดงว่าคุณสมบัติของ ด่างัมมันต์ที่ผลิตจากวัสดุต่างชนิดกันมีผลต่ออัตราการดูดซับเป็น อย่างมาก

ข้อมูลจากกราฟ P-T-x ดังกล่าวจะนำมาใช้ในการหาค่า ความสามารถในการดูดซับที่มากที่สุด (W_0) และค่าการกระจายตัว ของรูพรุน (D) โดยใช้ความสัมพันธ์ของสมการ D-R (สมการที่ (1)) โดย

เมื่อเขียนสมการในรูปลอการิทึมเพื่อสร้างกราฟระหว่าง $\ln W$ กับ $T(\ln(P/P_s))^D$ เพื่อให้ได้กราฟเป็นเส้นตรง จากนั้นทำ Curve fitting ข้อมูลที่คำนวณได้จะได้กราฟเส้นตรงที่มีความชันเป็นค่าการกระจายตัว ของรูพรุน (D) และมีจุดตัดแกนตั้งเป็น $\ln W_0$ จึงสามารถหาค่าการดูด ซับที่มากที่สุด (W_0) ได้ดังสมการที่ (3)

$$\ln W = \ln W_0 - D \left(T \ln \left(\frac{P}{P_s} \right) \right)^D \quad (3)$$

ค่า W_0 และ D ที่ได้จากการสร้างกราฟเส้นตรงโดยใช้สมการที่ (3) สำหรับด่างัมมันต์จากถ่านกะลามะพร้าวและจากถ่านหินแสดงดัง ตารางที่ 1

ตารางที่ 1 ตารางแสดงผลของค่า W_0 และ D ของด่างัมมันต์ ที่ผลิตจากถ่านกะลามะพร้าวและถ่านหิน

ชนิดของด่างัมมันต์	W_0	D	r^2
CGC-16 (ผลิตจากถ่านกะลามะพร้าว)	0.40795	0.1947	0.7936
CAL 12x40 (ผลิตจากถ่านหิน)	0.43820	0.2537	0.9101

เมื่อพิจารณาขนาดของผงด่างัมมันต์ประกอบกับค่า ความสามารถในการดูดซับสูงที่สุด (W_0) ที่ได้ พบว่าด่างัมมันต์ที่ผลิต จากถ่านหินมีความได้เปรียบในเรื่องของความสามารถในการดูดซับที่ มากกว่า มีการกระจายตัวของรูพรุนที่ดี ประกอบกับมีขนาดผงด่างเล็ก กว่า ทำให้ปริมาตรที่จะดูดซับต่อหน่วยน้ำหนักมีมากกว่า ดังนั้นด่าง ัมมันต์จากถ่านหินจึงมีศักยภาพในการบรรจุไอของเอทานอล ในขณะที่ เกิดกระบวนการดูดซับได้ดีกว่าด่างัมมันต์จากถ่านกะลามะพร้าว

ข้อมูลแผนภาพ P-T-x ที่ได้จากการทดสอบในเบื้องต้นนี้ เป็น ประโยชน์อย่างมากต่อการกำหนดขอบเขตสภาวะการทำงานของระบบ ดูดซับ และการออกแบบระบบดูดซับ ซึ่งโครงการวิจัยในระยะแรกนี้ ผู้วิจัยได้สร้างแผนภาพอย่างง่ายจำลองลักษณะของระบบดูดซับ และ ทำการศึกษาทางทฤษฎี โดยการแก้ปัญหาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่อทำนายพฤติกรรมและสมรรถนะของระบบดูดซับที่ใช้ร่วมกับระบบ พลังงานรังสีอาทิตย์

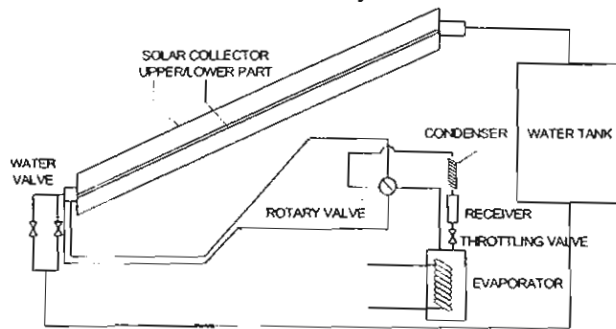
3 ระบบดูดซับพลังงานรังสีอาทิตย์

การทำนายสมรรถนะของระบบดูดซับที่ใช้พลังงานรังสีอาทิตย์ อาศัยข้อมูลจากแผนภาพ P-T-x ที่ได้จากการทดสอบคู่สารทำงาน จากนั้นจึงออกแบบระบบทำความเย็นและผลิตความร้อนที่อาศัยเทคนิค การดูดซับแบบของแข็งร่วมกับการใช้พลังงานรังสีอาทิตย์ เครื่องดูดซับ ของระบบดูดซับจะได้รับการออกแบบให้นำมาควมรวมกับตัวเก็บรังสี อาทิตย์ ทำให้ระบบสามารถผลิตความเย็นที่เครื่องทำระเหยของระบบ ดูดซับและผลิตความร้อนที่ถึงเก็บน้ำร้อนของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงาน รังสีอาทิตย์

31แบบอย่างง่ายของระบบดูดซับพลังงานรังสีอาทิตย์

แบบจำลองระบบดูดซับพลังงานรังสีอาทิตย์แสดงดังรูปที่ 5 ซึ่งอุปกรณ์หลักประกอบด้วยตัวเก็บรังสีอาทิตย์ที่ควบรวมกับเครื่องดูดซับ (Solar Collector) แบ่งเป็นด้านบนและล่างที่เหมือนกันสำหรับใช้พลิกกลับขึ้นบนและล่างเพื่อรับแสงอาทิตย์ ตัวเก็บน้ำร้อน (Water tank) เครื่องทำระเหย (Evaporator) เครื่องควบแน่น (Condenser) อุปกรณ์เก็บสารทำความเย็น (Receiver) วาล์วลดความดัน (Throttling valve) วาล์วแบบโรตารี (Rotary valve) และวาล์วน้ำ (Water valve)

ระบบในรูปที่ 5 ใช้เป็นต้นแบบสำหรับการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อทำนายพฤติกรรมของระบบดูดซับควบตัวเก็บรังสีอาทิตย์ที่ใช้ถ่านกัมมันต์กับเอทานอลเป็นคู่สารทำงาน



รูปที่ 5 แผนภาพอย่างง่ายแสดงลักษณะของอุปกรณ์ควบตัวเก็บรังสีอาทิตย์กับเครื่องดูดซับเพื่อการทำความเย็นและความร้อน

การออกแบบโดยให้เครื่องดูดซับรวมชุดเดียวกับตัวเก็บรังสีอาทิตย์ดังรูปที่ 5 จะทำให้ระบบมีประสิทธิภาพสูง รังสีอาทิตย์จะถูกนำมาให้ความร้อนกับเครื่องดูดซับโดยตรง ตัวเก็บรังสีแสงอาทิตย์มีแผ่นปิดเป็นแก้วทั้ง 2 ด้านและถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วน [3] แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับองค์ประกอบต่างๆ และการควบคุมการไหลของสารทำงานในระบบดูดซับพลังงานรังสีอาทิตย์ ได้รับการพัฒนามาจากแบบจำลองของ [3-5] ในการแก้ปัญหาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ได้โปรแกรมแบบจำลองลงในซอฟต์แวร์ MATLAB โดยค่าคงที่ที่ใช้ในโปรแกรมคำนวณเพื่อทำนายสมรรถนะของระบบแสดงไว้ดังตารางที่ 2

ตารางที่ 2 ตารางแสดงค่าคงที่ที่ใช้ในการทำนายผลการทำความร้อนและความเย็นของระบบดูดซับแบบต่อเนื่อง

พารามิเตอร์	ปริมาณ
ปริมาณน้ำในถัง	70 kg
อุณหภูมิเริ่มต้นของแผงรับรังสีและน้ำในถัง	25 °C
มวลของสแตนเลสที่ใช้ที่เครื่องดูดซับ	8 kg
ค่าความจุความร้อนของสแตนเลส	902 J/kg.K
มวลของถ่านกัมมันต์ที่ใช้	9.23 kg
ค่าความจุความร้อนของถ่านกัมมันต์	700 J/kg.K
ค่าความจุความร้อนของเอทานอล	2,476 J/kg.K
ค่าความจุความร้อนของน้ำ	4,180 J/kg
Latent heat of vaporization of ethanol	943,714 J/kg
Heat-collecting area	1 m ²
Maximum of adsorption capacity	0.211 kg _{ad} /kg _{ac}

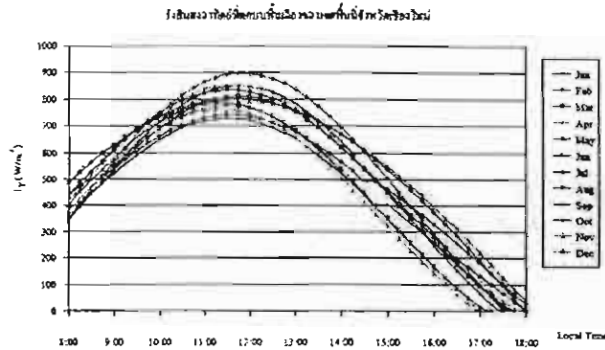
โดยปกติแล้ววงจรการทำงานของระบบดูดซับจะเป็นแบบไม่ต่อเนื่อง ประกอบด้วย ช่วงการคายสาร (Desorption หรือ Regeneration) ที่ต้องใช้ความร้อนจากรังสีอาทิตย์ และช่วงการดูดซับสาร (Adsorption) ซึ่งจะให้ความร้อนออกมาเพื่อนำไปใช้งานและเกิดการทำความเย็นที่เครื่องทำระเหยด้วย แต่เพื่อให้ระบบทำงานได้อย่างเหมาะสม การทำนายสมรรถนะโดยการจำลองเชิงการทำจำลองการทำงานของระบบให้เป็นแบบต่อเนื่อง ทั้งการผลิตความร้อนและความเย็น และแหล่งพลังงานสำคัญของระบบคือพลังงานรังสีอาทิตย์ นอกจากนี้ยังใช้ข้อมูลค่ารังสีแสงอาทิตย์ของจังหวัดเชียงใหม่ป้อนให้กับโปรแกรมคำนวณ

32การทำงานของระบบดูดซับพลังงานรังสีอาทิตย์

กลไกการทำงานของระบบดูดซับดังแสดงในรูปที่ 5 ประกอบด้วย 4 ขั้นตอนหลัก คือ (1) ในช่วงเช้าตัวเก็บรังสีอาทิตย์ส่วนบนจะได้รับความร้อนจากแสงอาทิตย์ ทำให้อุณหภูมิเพิ่มขึ้นจนถึงระดับอุณหภูมิและความดันที่เหมาะสมต่อการใส่สารทำความเย็นหรือเอทานอลออกจากถ่านกัมมันต์ (2) เกิดการคายเอทานอลที่ความดันสูง โดยที่เอทานอลที่ระเหยออกมาจะถูกควบแน่นที่เครื่องควบแน่น แล้วถูกนำไปเก็บไว้ที่อุปกรณ์เก็บสาร (Receiver) ซึ่งจะถูกลดความดันโดย Throttling valve เพื่อนำไปเก็บไว้ที่เครื่องทำระเหยต่อไป ในขณะที่ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ส่วนบนยังคงได้รับความร้อนจากแสงอาทิตย์ไปเรื่อย ๆ จนระบบเข้าสู่สมดุลและกระบวนการให้ความร้อนของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ส่วนบนสิ้นสุด (3) กลับตัวเก็บรังสีอาทิตย์เป็นมุม 180° เพื่อนำส่วนล่างซึ่งมารับรังสีอาทิตย์แทน และส่วนบนจะได้รับการระบายความร้อนออกโดยใช้น้ำจากถังเก็บน้ำมาหมุนเวียนรับความร้อน ในขณะนี้น้ำส่วนบนทำหน้าที่รับความร้อนจากแสงอาทิตย์ และส่วนล่างเป็นส่วนถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำในถัง ทำให้อุณหภูมิและความดันของส่วนล่างลดลงอย่างรวดเร็วจนถึงอุณหภูมิที่เหมาะสมต่อการดูดซับ และ (4) เกิดกระบวนการดูดซับที่ความดันสูงที่ทำให้ระบบสามารถทำความเย็นได้จากการระเหยสารทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ในขณะที่น้ำในถังที่ไหลเวียนมารับความร้อนจะค่อย ๆ ได้รับความร้อนออก จนส่วนล่างมีอุณหภูมิเหมาะสมต่อการรับความร้อนจากรังสีอาทิตย์ในวัฏจักรต่อไป

33ผลการทำนายสมรรถนะของระบบดูดซับพลังงานรังสีอาทิตย์

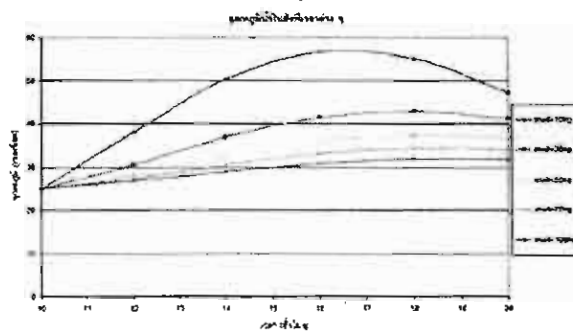
ในการทำนายสมรรถนะของระบบดูดซับพลังงานรังสีอาทิตย์ จำเป็นต้องใช้ข้อมูลปริมาณรังสีอาทิตย์และอุณหภูมิบรรยากาศของจังหวัดเชียงใหม่ ซึ่งจากข้อมูลการเปลี่ยนแปลงปริมาณรังสีแสงอาทิตย์ตามเวลาเป็นรายเดือนของจังหวัดเชียงใหม่ ดังรูปที่ 6 จะเห็นว่ามีแนวโน้มเป็นแบบเดียวกันคือ ค่าพลังรังสีอาทิตย์จะเพิ่มขึ้นจนมีค่าสูงสุดในช่วงเที่ยงวัน หลังจากนั้นจะเริ่มลดลงจนกระทั่งค่ารังสีแสงอาทิตย์เป็นศูนย์ในช่วงหัวค่ำ



รูปที่ 6 ค่าพลังรังสีแสงอาทิตย์ราย 12 เดือนของจังหวัดเชียงใหม่

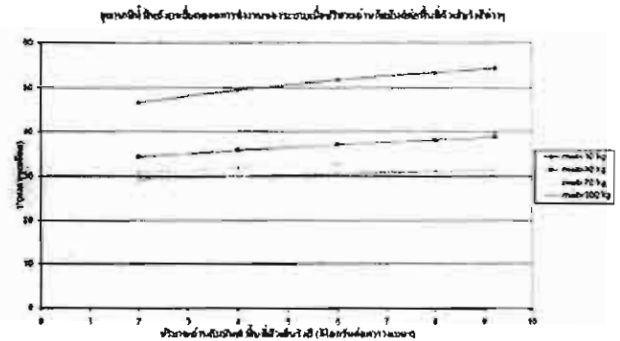
เมื่อพิจารณาศักยภาพค่ารังสีอาทิตย์รายเดือน พบว่าในช่วงฤดูหนาวพลังรังสีอาทิตย์จะสูงสุด เนื่องจากในฤดูหนาวท้องฟ้าโปร่งไม่มีเมฆ ปริมาณรังสีแสงอาทิตย์จึงมากกว่าเมื่อเทียบกับช่วงฤดูฝนและฤดูร้อนที่มีเมฆปกคลุมมาก และพบว่าค่ารังสีแสงอาทิตย์ของเดือนกุมภาพันธ์มีค่าสูงที่สุด

จากผลการคำนวณเพื่อทำนายสมรรถนะของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ พบว่าอุณหภูมิของตัวเก็บรังสีเพิ่มขึ้นและลดลงหลังเวลาเที่ยงวันไปแล้ว และเมื่อเพิ่มปริมาณน้ำในถังขึ้นจะพบว่าอุณหภูมิของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ลดลง และผลการคำนวณสำหรับอุณหภูมิของน้ำในถังตามเวลาที่ปริมาณน้ำในถังเก็บต่างกันแสดงดังรูปที่ 7



รูปที่ 7 กราฟแสดงอุณหภูมิของน้ำร้อนในถังที่เวลาต่างๆ และปริมาณน้ำในถังเก็บน้ำต่างกัน

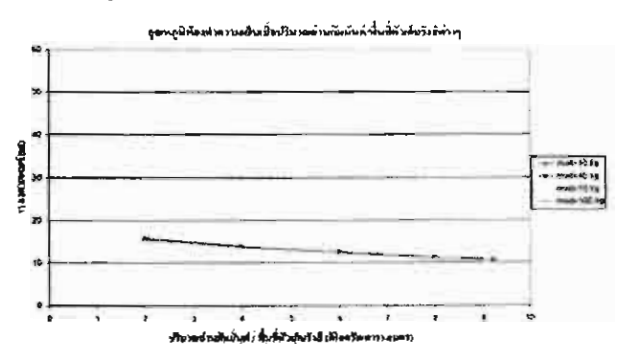
จากกราฟรูปที่ 7 จะเห็นว่าหากเพิ่มปริมาณน้ำในถังขึ้นอุณหภูมิของน้ำร้อนที่ได้จะลดลง ดังนั้นการออกแบบระบบต้องคำนึงถึงปริมาณน้ำที่ต้องการประกอบกับระดับอุณหภูมิที่เหมาะสมต่อการใช้ประโยชน์ จากกราฟพบว่าปริมาณน้ำ 30 kg ต่อพื้นที่ตัวเก็บรังสี 1 m² ซึ่งจะทำให้ได้อุณหภูมิของน้ำมากกว่า 40 °C ตั้งแต่ 16:00 น. เป็นต้นไป และเมื่อสร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของน้ำร้อนในถังกับปริมาณของถ่านกัมมันต์ต่อพื้นที่ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ (กิโลกรัม/ตารางเมตร) ที่ต่างกันจะได้ดังรูปที่ 8



รูปที่ 8 อุณหภูมิถังเก็บน้ำในถังเมื่อเปลี่ยนแปลงปริมาณถ่านกัมมันต์ต่อพื้นที่ตัวเก็บรังสีอาทิตย์

จากรูปที่ 8 พบว่าที่อัตราส่วนปริมาณถ่านกัมมันต์ต่อพื้นที่ตัวเก็บรังสีอาทิตย์เพิ่มขึ้น จะทำให้น้ำร้อนที่ได้อุณหภูมิเพิ่มขึ้น และเมื่อเปลี่ยนแปลงปริมาณน้ำในถังพบว่าที่ปริมาณน้ำมากขึ้นระดับอุณหภูมิจะลดต่ำลง แสดงว่าถ่านกัมมันต์ที่เพิ่มขึ้นจะช่วยเพิ่มความสามารถในการสะสมความร้อน ในขณะที่ความร้อนสูญเสียยังคงเดิม

สำหรับผลการทำนายความสามารถของระบบในการทำความร้อน สามารถแสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิในถังเย็นกับปริมาณถ่านกัมมันต์ต่อพื้นที่ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ (กิโลกรัม/ตารางเมตร) ได้ดังรูปที่ 9



รูปที่ 9 กราฟแสดงอุณหภูมิของน้ำร้อนในถังที่เวลาต่างๆ และปริมาณน้ำในถังเก็บน้ำต่างกัน

จากกราฟรูปที่ 9 จะเห็นว่าอุณหภูมิห้องทำความเย็นมีค่าลดลงเมื่อเพิ่มปริมาณถ่านกัมมันต์ที่ใช้ในระบบ เนื่องจากปริมาณถ่านกัมมันต์ที่มากขึ้นจะเพิ่มความสามารถในการดูดซับไอของเอทานอล ปริมาณการระเหยจากเครื่องทำความเย็นและการดึงความร้อนจากห้องเย็นจึงมากขึ้นเช่นกัน

นอกจากนี้ผลการคำนวณยังทำให้ทราบปริมาณความร้อนและความเย็นที่ผลิตได้จากระบบตลอดทั้งวัน ทำให้สามารถทำนายค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP) ของการทำความร้อนและความเย็นสำหรับแต่ละช่วงเวลาได้เช่นกัน ซึ่งพบว่าค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะในการทำความร้อน (COP_{heating}) จะสูงขึ้นเมื่อเพิ่มปริมาณถ่านกัมมันต์ต่อหน่วยพื้นที่ของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ เช่นเดียวกันแนวโน้มการเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะในการทำความร้อน

(COP_{cooling}) เหตุผลหลักมาจากการเพิ่มค่าความจุของการสะสมพลังงานจากการดูดซับ (Adsorption capacity) เนื่องจากการเพิ่มอัตราส่วนปริมาณสารดูดซับต่อปริมาณตัวเก็บรังสีอาทิตย์นั่นเอง

โดยสรุปเมื่อทำการคำนวณเพื่อทำนายสมรรถนะของระบบดูดซับพลังงานรังสีอาทิตย์ และแปรผันตัวแปรสำคัญต่างๆ เช่น ปริมาณรังสีอาทิตย์, ปริมาณน้ำในถัง และปริมาณถ่านกัมมันต์ที่บรรจุในตัวเก็บรังสีอาทิตย์ พบว่า ระบบสามารถทำความร้อนและความเย็นได้ดีขึ้นในสภาพที่ค่ารังสีแสงอาทิตย์สูง และเมื่อเปลี่ยนแปลงปริมาณน้ำในถังเก็บน้ำร้อนของระบบตั้งแต่ 10 -100 kg พบว่าปริมาณน้ำมากจะให้ค่า COP_{heating} และ COP_{cooling} ที่สูง แต่ถ้าปริมาณน้ำในถังมากเกินไป อุณหภูมิของน้ำร้อนจะต่ำกว่าค่าที่นำไปใช้ประโยชน์ได้

จากการทำนายสมรรถนะของระบบตลอดทั้งปีพบว่าระบบสามารถทำความร้อนและความเย็นได้อย่างต่อเนื่องในเดือนธันวาคม (ปริมาณน้ำในถังเป็น 70 kg และปริมาณถ่านกัมมันต์ต่อพื้นที่ตัวเก็บรังสีเป็น 9.23 kg/m²) โดยระบบสามารถทำความร้อนได้ 3.4017 MJ/วัน และทำความเย็นได้ 2.8889 MJ/วัน ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะในการทำความร้อน (COP_{heating}) คือ 0.1936 และในการทำความเย็น (COP_{cooling}) คือ 0.1644

จะเห็นว่าปริมาณการทำความร้อนและเย็นอยู่ในระดับที่ดี แม้ว่าค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะจะต่ำเมื่อเปรียบเทียบกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอ แต่แหล่งพลังงานที่ใช้กับระบบนี้เป็นแหล่งพลังงานทดแทนซึ่งเป็นพลังงานที่ได้เปล่า ระบบนี้จึงน่าจะมีศักยภาพในการขยายผลต่อ ซึ่งการสร้างระบบเพื่อทำการทดสอบจริงสำหรับโครงการระยะต่อไป กำลังอยู่ระหว่างดำเนินการ

4 สรุปผลงานวิจัย

ระบบเก็บรักษาพลังงานรังสีอาทิตย์ที่ใช้คูสารทำงานถ่านกัมมันต์กับเอทานอล เหมาะสมต่อการทำความเย็นและความร้อน โดยถ่านกัมมันต์ที่ผลิตจากถ่านหินมีคุณสมบัติการดูดซับดีกว่าชนิดที่ผลิตจากถ่านกะลามะพร้าว ซึ่งแผนภาพ P-T-x ที่สร้างขึ้นสำหรับคูสารถ่านกัมมันต์และเอทานอลได้รับการใช้เพื่อออกแบบระบบดูดซับพลังงานรังสีอาทิตย์ ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ถูกควมรวมกับเครื่องดูดซับ และสามารถพลิกกลับไปมาเพื่อให้ทั้งสองด้านได้รับแสงอาทิตย์ ทำให้ระบบสามารถทำความร้อนและเย็นได้อย่างต่อเนื่อง

ผลการทำนายสมรรถนะระบบแสดงว่าอุณหภูมิน้ำร้อนและอุณหภูมิห้องเย็นที่ได้จะดีขึ้นตามอัตราส่วนปริมาณถ่านกัมมันต์ต่อพื้นที่ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ และเมื่ออาศัยข้อมูลพลังงานรังสีอาทิตย์ของจังหวัดเชียงใหม่ในการทำนายสมรรถนะระบบตลอดทั้งปี พบว่าระบบสามารถทำงานได้ดีในเดือนธันวาคม โดยมีค่าปริมาณการทำความร้อนและความเย็นต่อวันในระดับที่น่าพอใจ แม้ว่าค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อนและเย็นจะไม่สูงนัก แต่จุดเด่นของการนำพลังงานทดแทนมาใช้ ทำให้ระบบมีศักยภาพที่จะนำไปพัฒนาต่อเพื่อใช้พลังงานรังสีอาทิตย์ในการทำทำความเย็นและความร้อนต่อไปในอนาคต

5 กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยชิ้นนี้ได้รับการสนับสนุนทุนวิจัยจากสำนักงานคณะกรรมการวิจัย (สกว.) ภายใต้โครงการทุนเมธีวิจัยอาวุโส โดยมี ศ.ดร. ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์เป็นหัวหน้าโครงการ นอกจากนี้พื้นที่

ทำการทดสอบและอุปกรณ์การทดลองบางส่วนได้รับการสนับสนุนจากภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

เอกสารอ้างอิง

- [1] เชิดชัย วิชาว. รณยุทธ เดชะกิตติโรจน์ และ วิโรจน์ เปี่ยมวิริยะ, "ระบบทำความเย็นแบบดูดเกาะชนิดต่อเนื่อง", ปรินญาณพนธ์ ภาควิชาเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, 2533.
- [2] Tiansuwan, J., Kiatsiriroat T. and Hirunlabh J., "Activated Carbon-Ethanol: an alternative working substance for adsorption cooling system", Journal of Energy, Heat and Mass Transfer, 1995, Vol. 17, pp. 65-73.
- [3] Zhang, X.J., Wang, R.Z., "Design and performance simulation of a new solar continuous solid adsorption refrigeration and heating hybrid system", Renewable Energy, 2002, Vol. 27, pp. 401-415.
- [4] Wang, R.Z., "Adsorption refrigeration research in Shanghai Jiao Tong University", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2001, Vol. 5, No. 1, pp. 1-37.
- [5] Wang, R.Z., Xu, Y. X., Wu, J.Y., Li, M. and Shou, H.B., "Research on a combined adsorption heating and cooling system", Applied Thermal Engineering, 2002, Vol. 22, pp. 603-617.