

## การศึกษาประสิทธิภาพของเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนหน้าตัดแบนชนิดสั้นวงรอบ

### Study on Effectiveness of an Air-Pre Heater with Closed Loop Oscillating Flat Heat Pipe

วสันต์ ศรีเมือง และ ปรีชา ขันติโกมล

Wasan Srimuang and Preecha Khantikomol

ห้องปฏิบัติการวิจัยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน

(Heat Pipe Heat Exchanger Research Laboratory)

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และสถาปัตยกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

744 ถนนสุรนารายณ์ ต.ในเมือง อ.เมือง จ.นครราชสีมา 30000 โทร 044-233073 ต่อ 3410 โทรสาร 044-233074

Email: wasan.sr@rmuti.ac.th

#### บทคัดย่อ

งานวิจัยเชิงทดลองนี้ได้ทำการตรวจหาประสิทธิภาพของเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนหน้าตัดแบนชนิดสั้นวงรอบ ความยาวของทั้งส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นของเครื่องอุ่นอากาศเท่ากันคือ 0.30 m ส่วนกันความร้อนยาวเท่ากับ 0.10 m ท่อความร้อนหน้าตัดแบนชนิดสั้นวงรอบถูกทำด้วยท่อทองแดงหน้าตัดกลมซึ่งถูกดัดเป็นซัดและบีบให้มีความแบน 2 mm ใช้น้ำบริสุทธิ์เป็นสารทำงานซึ่งเติม 50% ของปริมาตรภายในทั้งหมดของท่อความร้อน ชุดทดลองถูกสร้างขึ้นเพื่อทำการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องอุ่นอากาศ อุณหภูมิของอากาศเย็นไหลเข้าสู่ส่วนควบแน่นมีค่าประมาณ 30°C ในขณะที่อุณหภูมิของอากาศร้อนที่ไหลเข้าสู่ส่วนทำระเหยถูกเปลี่ยนแปลงในช่วง 90–150°C ทั้งความเร็วของอากาศร้อนและเย็นที่ไหลผ่านเครื่องอุ่นอากาศถูกเปลี่ยนแปลงในช่วง 0.5–2.0 m/s ผลการทดลองพบว่า เมื่ออุณหภูมิของอากาศร้อนที่ไหลเข้าสู่ส่วนทำระเหยร่วมกับความเร็วต่างๆ ทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องอุ่นอากาศเพิ่มขึ้น นอกจากนี้ยังพบว่า ประสิทธิภาพของเครื่องอุ่นอากาศมีค่าต่ำสุดเกิดขึ้นที่ความเร็วของอากาศร้อนเท่ากับอากาศเย็น

#### Abstract

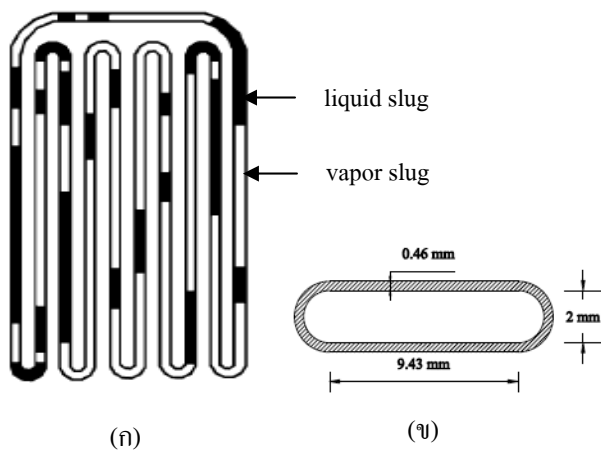
This experimental research has been carried out to investigate the effectiveness of air pre-heater with closed loop oscillating flat heat pipe (CLOFHP). The lengths of both the evaporator and condenser sections of the air pre-

heater were 0.30 m, and adiabatic section had a length of 0.10 m. The CLOFHP made from a copper tube with a circular cross section, which bent and pressed for a flat thickness of 2 mm. Distilled water was used as the working fluid with a fill ratio of 50% of the total internal volume. A test rig was constructed for a test of the effectiveness of an air pre-heater. The temperature of fresh-air inlet the condenser section was approximately 30°C while the hot-air temperature flow into the evaporator section was varied in the range of 90–150°C. Both of the hot and fresh air velocities across the air pre-heater were varied in the range of 0.5–2.0 m/s. The results found that, when the hot-air inlet-temperature increased with a lower velocity, the effectiveness of the air pre-heater also increased. Moreover, the minimum effectiveness occurs at the hot and fresh air velocity was equal.

#### 1. บทนำ

ท่อความร้อนหน้าตัดแบนชนิดสั้นวงรอบ (CLOFHP) เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่งที่สามารถนำมาใช้ประโยชน์ได้ดี ซึ่งได้รับการยอมรับว่าเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูง โดยทั่วไป CLOFHP ประกอบด้วย 3 ส่วน คือ ส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น ถ้าหากใช้ CLOFHP ทำหน้าที่เป็นตัวเพิ่มอุณหภูมิให้กับอากาศภาวะบรรยากาศ โดยวิธีการดูดซับ

ความร้อนจากแหล่งความร้อนสูง (heat source) เช่น ไอเสียร้อน แล้วคายความร้อนออกสู่แหล่งรับความร้อน (heat sink) เช่น อากาศอุณหภูมิต่ำ เรียกว่า **เครื่องอุ่นอากาศ** ข้อดีของเครื่องอุ่นอากาศแบบ CLOFHP ท่อความร้อนที่แตกต่างจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอื่นๆ ทั่วไป คือ ไม่ต้องใช้พลังงานกลเสริมในการทำงาน อุณหภูมิในการใช้งานมีช่วงกว้างและสามารถทำงานได้แม้ว่าระหว่างอุณหภูมิของแหล่งให้ความร้อนกับแหล่งรับความร้อนต่างกันไม่มากนัก ค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าโลหะมาก และปัญหาในการบำรุงรักษามีน้อยเพราะ โครงสร้างไม่มีส่วนเคลื่อนไหว ลักษณะของ CLOFHP แสดงดังรูปที่ 1



รูปที่ 1 ท่อความร้อนชนิดสั้นวงรอบ (CLOFHP)

CLOFHP ทำจากท่อที่มีหน้าตัดแบนและขดไปมา ดังรูปที่ 1ก ลักษณะของหน้าตัดท่อแสดงดังรูปที่ 1ข ขนาดหน้าตัดของท่อจะเล็กและแบนมากจนทำให้สารทำงานที่ถูกบรรจุอยู่ภายในมีสภาพเป็นก้อนไอ (vapor slug) และก้อนของเหลว (liquid slug) วางสลับกันได้เอง ท่อความร้อนแบบ CLOFHP จะทำงานได้เองหากส่วนทำระเหยสัมผัสกับแหล่งความร้อนสูง และส่วนควบแน่นสัมผัสกับแหล่งความร้อนต่ำ โดยขณะที่ CLOFHP ทำงานนั้น สารทำงานที่บรรจุอยู่ภายในจะเคลื่อนที่กลับไปมาระหว่างส่วนทำระเหยกับส่วนควบแน่น โดยเกิดจากการเปลี่ยนสถานะ

จากการสับสนและวิเคราะห์งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง ซึ่งแยกออกได้เป็น 3 ประเด็นคือ ประเด็นแรกงานวิจัยที่เกี่ยวกับการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบสั่น (oscillating heat pipe, OHP) เพื่อเป็นเครื่องอุ่นอากาศ [1-2] ประเด็นที่สองเกี่ยวกับท่อความร้อนหน้าตัดแบน (flat heat pipe, FHP) [3-5] และประเด็นที่สามเกี่ยวกับการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนเพื่อนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่ [6-11] ซึ่งทั้งสามประเด็นข้างต้น ผู้เขียนได้ทำการวิเคราะห์และสรุปรายละเอียดพอสังเขปมาแนะนำเสนอดังนี้ การประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบ OHP เพื่อเป็นเครื่องอุ่นอากาศนั้น มีน้อยมากอาจเนื่องจากเป็นงานวิจัยใหม่ ซึ่งพบเพียง 2 งานวิจัยเท่านั้น มีดังนี้ P. Meena และคณะ [1] ได้ทำการศึกษาประสิทธิผล (effectiveness,  $\mathcal{E}$ ) ของเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนชนิดสั้นวงรอบติดตั้งลิ้นกั้นกลับ (closed loop oscillating heat pipe with check valve, CLOHP/CV) ซึ่งผลจากการศึกษาของเขาพบว่า ค่า  $\mathcal{E}$  มีค่าเป็น 0.29-0.76 ซึ่งขึ้นอยู่กับอุณหภูมิและความเร็วของอากาศร้อนที่ไหลเข้าส่วนทำระเหยของเครื่องอุ่นอากาศ S. Rittidech และคณะ [2] ได้ทดลองหา  $\mathcal{E}$  ของเครื่องอุ่นอากาศแบบสั้นปลายปิด (closed end oscillating heat pipe, CEOHP) ผลการศึกษาของเขาสรุปได้ว่า  $\mathcal{E}$  มีค่าเป็น 0.34-0.54 นอกจากนี้จะขึ้นอยู่กับเหตุผลเช่นเดียวกันกับ [1] แล้ว ยังขึ้นอยู่กับชนิดของสารทำงานอีกด้วย ซึ่งการใช้สารทำงานเป็น R123 ให้ประสิทธิผลสูงกว่าการใช้น้ำเป็นสารทำงาน สำหรับงานวิจัยที่เกี่ยวกับการศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของเทอร์โมไซฟอนหน้าตัดแบน (flat two phase closed thermosyphon, FTPCT) นั้น พบว่ามีการศึกษาอยู่บ้าง เช่น W. Srimuang และคณะ [3] ได้ทำการศึกษาสมรรถนะของ FTPCT เขาพบว่า ชนิดของสารทำงาน อัตราการเติมสาร ขนาดความแบน และอัตราส่วนสนทัด มีผลอย่างยิ่งต่อสมรรถนะของ FTPCT ต่อมา P. Amatachaya และ W. Srimuang [4] ทำการศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะของเทอร์โมไซฟอนแบบธรรมดาหรือหน้าตัดกลม (conventional two phase closed thermosyphon, CTPCT) กับ FTPCT จากการศึกษาของเขาพบว่า FTPCT มีสมรรถนะทางความร้อนสูงกว่า CTPCT นอกจากนี้ S. H. Moon และคณะ [5] ได้

ทำการศึกษาศมรรถนะของท่อความร้อนหน้าตัดแบน (flat heat pipe, FHP) ขนาดเล็กสำหรับระบายความร้อนคอมพิวเตอรื เขาได้ทำการบีบจากท่อหน้าตัดกลมให้พื้นที่หน้าตัดลดลงจากเดิมประมาณ 30% จากการทดลองเขาพบว่า FHP ซึ่งมีไส้วางกระจายและกลุ่มตรงกลางอยู่ด้านในท่อ มีสมรรถนะสูงกว่าแบบที่มีไส้ติดตั้งเป็นกลุ่มตรงกลางท่อ โดย FHP นี้ช่วยให้การระบายความร้อนคอมพิวเตอรืดีขึ้นกว่าเดิมประมาณ 10% สำหรับงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการนำเอาท่อความร้อนมาประยุกต์ใช้เป็นอุปกรณ์นำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่ นั้น พบว่ามีนักวิจัยหลายท่านได้ให้ความสนใจอย่างมาก เช่น S. H. Noie และ G. R. Majidian [6] ได้ทำการออกแบบ สร้าง และทดสอบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ CTPCT สำหรับห้องผ่าตัดในโรงพยาบาลแห่งหนึ่ง ชุดทดลองของเขาประกอบไปด้วยขดลวดความร้อนขนาด 1500 W และกำหนดความเร็วของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ CTPCT เท่ากับ 2.3 m/s จากงานวิจัยนี้เขาพบว่ามี  $\epsilon = 0.16$  ซึ่งผู้เขียนเห็นว่ามีความค่อนข้างต่ำ เนื่องจากเงื่อนไขการทดลองที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนสูงจ่ายให้ TPCT ต่ำมาก (15-55°C) ต่อมา F. Yang และคณะ [7] ได้นำเอา CTPCT ไปประยุกต์ใช้สำหรับนำเอาความร้อนที่ปล่อยทิ้งไปกับไอเสียกลับมาใช้สำหรับอุ่นอากาศให้กับห้องผู้โดยสารของรถโดยสาร เขาได้ทำการทดลองมีอุณหภูมิของไอเสียไหลผ่านส่วนทำระเหยอยู่ในช่วง 100-300°C จากการศึกษาเขาพบว่า CTPCT ของเขามี  $\epsilon = 0.28$  ต่อมา M. H. Habeebullah และคณะ [8] ได้รายงานผลการวิจัยจากการนำเอาความร้อนที่เหลือทิ้งจากไอเสียของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวิธีการนำเอาส่วนทำระเหยของท่อความร้อนสวมครอบภายนอกท่อไอเสีย ในการทดลองของเขาได้กำหนดอุณหภูมิไอเสีย 300°C จากงานวิจัยนี้สรุปได้ว่าสามารถนำความร้อนจากไอเสียมาใช้ใหม่ได้ 70 ถึง 93% ซึ่งผู้เขียนเห็นว่ามีความสูงมาก นอกจากนี้ S. B. Riffat and G. Gan [9] ได้รายงานสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนโดยมีไส้ (wick heat pipe heat exchanger, HPHE) ที่ต่างกันสามชนิดที่ใช้สำหรับการนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่ ในรายงานของเขา ค่าของ  $\epsilon$  สอดคล้องกับผลการศึกษาของ [1-2] และ

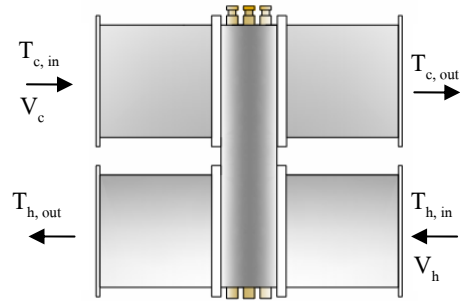
ยังขึ้นอยู่กับลักษณะของครีบและการจัดเรียงของท่อความร้อนด้วย ต่อมา S. H. Noie [10] ได้ทำการตรวจสอบสมรรถนะทางความร้อนของ CTPCT สำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศร้อนกับอากาศเย็น เขาได้ทดลองในเงื่อนไขดังนี้ อุณหภูมิของอากาศร้อนที่ไหลเข้าส่วนทำระเหยคือ 100-250°C ในขณะที่ความเร็วจ่ายให้กับส่วนทำระเหยเท่ากับ 18-72 kW และความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นเป็น 0.5-5.5 m/s ผลการทดลองเขาพบว่า  $\epsilon$  ของ CTPCT มีค่าเป็น 0.37-0.65 นอกจากนี้ S. H. Noie [10] ยังได้นำเสนอผลของการเพิ่มความเร็วอากาศร้อนที่ไหลเข้า CTPCT ทำให้  $\epsilon$  ลดลง ซึ่งสอดคล้องกับผลการศึกษาของ [1-2, 9] ต่อมา A. R. Lukitubudi และคณะ [11] ได้ทำการออกแบบ สร้าง และทดสอบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ CTPCT เพื่อนำเอาความร้อนที่เหลือทิ้งไปกับไอเสียกลับมาใช้ในกระบวนการผลิตเบเกอรี่ ซึ่งออกแบบให้ CTPCT ทำงานอยู่ในระดับอุณหภูมิปานกลาง (ต่ำกว่า 300°C) เขาได้ทดลองในสภาวะความเร็วของอากาศที่ไหลเข้า CTPCT เป็น 1.5-5 m/s และความเร็วจ่ายให้กับส่วนทำระเหยเป็น 4-20 kW จากการทดลองของเขาพบว่า  $0.18 \leq \epsilon \leq 0.63$  และสามารถเพิ่มค่า  $\epsilon$  จากการลดความเร็วอากาศร้อนที่ไหลเข้า TPCT ซึ่งผลดังกล่าวนี้สอดคล้องกับผลการศึกษาของ [1-2, 9, 10] แต่ในการทดลองของ [11] จะแตกต่างกับการทดลองของ [10] คือ ในการทดลองของ [10] จะกำหนดให้ความเร็วของอากาศเย็นคงที่ 3 m/s ในขณะที่การทดลองของ [11] ทั้งความเร็วของอากาศร้อนและเย็นที่ไหลเข้า TPCT จะมีความเร็วเท่ากัน การจากการสืบค้นงานวิจัยที่เกี่ยวข้องดังกล่าวมาแล้วข้างต้น ผู้เขียนสังเกตพบว่า  $\epsilon$  ของเครื่องอุ่นอากาศที่ทำจาก OHP [1-2] มีความสูงมากคือ  $\epsilon = 0.74$  ซึ่งในขณะเดียวกันมีนักวิจัยอีกกลุ่มหนึ่งได้พัฒนาสมรรถนะทางความร้อนของ FHP และ FTPCT ซึ่งพบว่า FTPCT [3-5] มีสมรรถนะทางความร้อนสูงกว่า CTPCT ในขณะเดียวกันนักวิจัยอีกกลุ่มหนึ่งได้ศึกษาการนำเอาความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่โดยการใช้ HPHE และ CTPCT ผลการศึกษาของ [6-11] พบว่า  $\epsilon = 0.65$  ซึ่งเป็นเรื่องที่น่าสนใจจากนักวิจัยหลายท่าน ดังนั้น ผู้เขียนจึงมีแนวความคิดในการ

พัฒนาเครื่องอุ่นอากาศแบบ CLOFHP โดยการต่อยอดจากการวิเคราะห์ผลงานวิจัยของ [1-11] กล่าวคือนำเอาข้อดีของ FTPCT มารวมกับข้อดีของ CLOHP ซึ่งขดเป็นวงรอบ (closed loop) แล้วประกอบกันเป็นเครื่องอุ่นอากาศแบบใหม่ เรียกว่าเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนหน้าตัดแบนชนิดวงรอบ (CLOFHP air pre-heater) ซึ่งจะเหมาะกับการนำไปใช้สำหรับการนำเอาความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่ ซึ่งในประเด็นนี้ผู้เขียนยังไม่พบว่ามียุทธศาสตร์งานใดศึกษา

ดังนั้นวัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้ คือ ทดสอบหา  $\epsilon$  ของเครื่องอุ่นอากาศแบบ CLOFHP โดยมุ่งประเด็นไปที่ผลของอุณหภูมิของอากาศร้อน ( $T_{h,in}$ ) ที่ไหลเข้าส่วนทำระเหย และผลของความเร็วของอากาศเย็น ( $V_c$ ) ที่ไหลเข้าส่วนควบแน่น ที่มีต่อ  $\epsilon$  ของเครื่องอุ่นอากาศ ผู้เขียนคาดหวังว่า ข้อมูลที่ได้จากการศึกษาในครั้งนี้ จะมีประโยชน์อย่างมากต่อการออกแบบและการประยุกต์ใช้เครื่องอุ่นอากาศแบบ CLOFHP ในอนาคตต่อไป

**2. ทฤษฎีการหาประสิทธิภาพผลของเครื่องอุ่นอากาศแบบ CLOFHP ด้วยวิธี วิธี effectiveness – NTU**

เครื่องอุ่นอากาศเป็นอุปกรณ์สำหรับทำให้อากาศมีอุณหภูมิสูงขึ้น เมื่อนำเอา FHP มาตัดเป็นโค้งกลับไปมาและจัดให้เป็นแถวซึ่งวางอยู่ในตัวเครื่องคล้ายๆ กล้องสี่เหลี่ยม โดยมีแผ่นกั้นระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น ซึ่งทำหน้าที่ป้องกันไม่ให้อากาศร้อนและเย็นที่ไหลผ่านเครื่องนี้เกิดการไหลปนกัน นอกจากนี้แผ่นกั้นยังเป็นส่วนที่ช่วยยึดติดท่อความร้อนไว้กับโครงสร้างอีกด้วย สำหรับส่วนทำระเหยของท่อ CLOFHP นั้น จะเป็นด้านที่ให้อากาศร้อนไหลผ่าน และในขณะที่เดียวกันส่วนควบแน่นของ CLOFHP เป็นด้านที่ให้อากาศเย็นไหลผ่าน ลักษณะโครงสร้างทั่วไปของเครื่องอุ่นอากาศแบบ CLOFHP แสดงดังรูปที่ 2 สำหรับสมรรถนะของเครื่องอุ่นอากาศแบบ CLOFHP สามารถหาด้วยวิธี effectiveness – NTU โดยแสดงเป็นค่า  $\epsilon$  ซึ่งจะมีค่าเป็น  $0 \leq \epsilon \leq 1$



รูปที่ 2 เครื่องอุ่นอากาศแบบ CLOFHP

ค่า  $\epsilon$  นี้หาได้จากอัตราส่วนของการถ่ายเทความร้อนจริง ( $Q_{act}$ ) ต่อการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้ ( $Q_{max}$ ) ซึ่งเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$\epsilon = \frac{Q_{act}}{Q_{max}} = \frac{\dot{m}c_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (1)$$

โดย  $Q_{max}$  นี้อาจเกิดขึ้นได้จาก 2 กรณี ดังนี้ กรณีแรก อุณหภูมิของอากาศเย็นที่ไหลออกจากเครื่องอุ่นอากาศ จะเท่ากับอุณหภูมิของอากาศร้อนที่ไหลเข้าเครื่องอุ่นอากาศ ดังเช่น  $T_{c,out} = T_{h,in}$  จะเกิดได้ในกรณี อัตราความจุความร้อนของอากาศเย็น ( $C_c = (\dot{m}c_p)_c$ ) ต่ำกว่าอัตราความจุความร้อนของอากาศร้อน ( $C_h = (\dot{m}c_p)_h$ ) หรือ  $C_c < C_h$  แต่ถ้าหาก  $C_h < C_c$  อุณหภูมิของอากาศร้อนที่ไหลออกจากเครื่องอุ่นอากาศ จะเท่ากับอุณหภูมิของอากาศเย็นที่ไหลเข้าเครื่องอุ่นอากาศ ดังเช่น  $T_{h,out} = T_{c,in}$  ดังนั้น  $Q_{max}$  หาได้จาก 2 กรณี ดังนี้

กรณี  $C_c < C_h$  ;

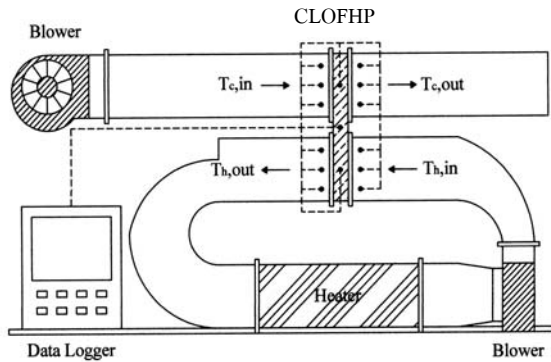
$$Q_{max} = C_c (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2)$$

กรณี  $C_h < C_c$  ;

$$Q_{max} = C_h (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (3)$$

### 3. ชุดทดลองสมรรถนะของเครื่องอุ่นอากาศแบบ CLOFHP

ชุดทดสอบหา  $\epsilon$  ของเครื่องอุ่นอากาศแบบ CLOFHP ที่ถูกสร้างขึ้นประกอบด้วย กล้องอากาศร้อน กล้องอากาศเย็น ซึ่งทำด้วยสังกะสี ขดลวดความร้อน เครื่องวัดอุณหภูมิของอากาศ และเครื่องบันทึกข้อมูล ซึ่งแสดงดังรูปที่ 3



รูปที่ 3 ชุดการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องอุ่นอากาศ

สำหรับกระบวนการทดสอบเริ่มต้นด้วยการเปิดพัดลมให้อากาศสถานะห้องทดสอบ ซึ่งมีอุณหภูมิประมาณ  $30^{\circ}\text{C}$  ให้ไหลผ่านส่วนควบแน่น จากนั้นเปิดพัดลมและขดลวดความร้อนของวงจรอากาศร้อน ซึ่งอากาศร้อนนี้จะไหลผ่านส่วนทำระเหยของเครื่องอุ่นอากาศ สำหรับตัวแปรต่างๆ ในการทดสอบ มีดังนี้  $V_c$  และ  $V_h$  เปลี่ยนแปลงในช่วง  $0.5-2\text{ m/s}$  และ  $T_{h,in}$  เปลี่ยนแปลงในช่วง  $90$  ถึง  $150^{\circ}\text{C}$  เมื่อระบบเข้าสู่สภาวะคงที่ จึงทำการเก็บค่าอุณหภูมิของอากาศดังนี้  $T_{h,in}$ ,  $T_{h,out}$ ,  $T_{c,in}$  และ  $T_{c,out}$  สำหรับความเร็วของอากาศที่ไหลผ่านเครื่องอุ่นอากาศนี้ ได้ทำการวัดสองตำแหน่ง ดังนี้ ความเร็วของอากาศร้อนที่ไหลเข้าส่วนทำระเหย ( $V_h$ ) และความเร็วของอากาศเย็น ( $V_c$ ) ที่ไหลเข้าส่วนควบแน่น หลังจากที่ได้ข้อมูลจากการวัดที่จุดดังกล่าวมาแล้วข้างต้น ก็นำค่าที่ได้ไปคำนวณหาค่า  $\epsilon$  โดยใช้สมการ (1) ต่อไป

### 4. ผลและการวิเคราะห์

ในการทดสอบหา  $\epsilon$  ของเครื่องอุ่นอากาศแบบ CLOFHP นี้ ผู้ทำวิจัยได้นำเสนอ 2 ประเด็น คือ ผลของ  $V_c$  ที่ไหลเข้าส่วน

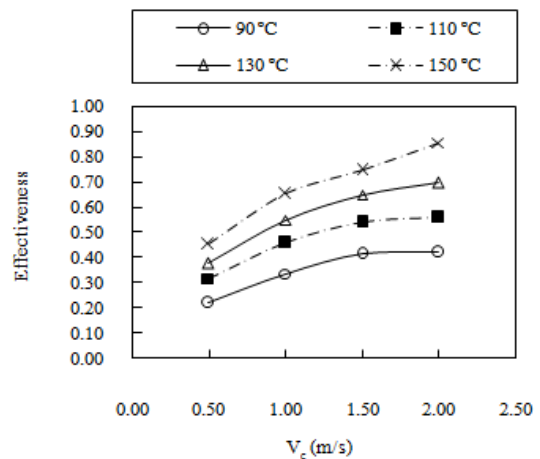
ควบแน่นที่มีต่อ  $\epsilon$  ของเครื่องอุ่นอากาศ และผลของ  $T_{h,in}$  ที่ไหลเข้าส่วนทำระเหยที่มีต่อ  $\epsilon$  ของเครื่องอุ่นอากาศ ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

#### 4.1 ผลของ $V_c$ ที่มีต่อประสิทธิภาพของเครื่องอุ่นอากาศ

ในการทดสอบหา  $\epsilon$  ของเครื่องอุ่นอากาศ ได้กำหนดพารามิเตอร์ในการทดลอง ดังนี้ ตัวแปรควบคุม คือ  $V_h$  และ  $T_{c,in} \approx 30^{\circ}\text{C}$  สำหรับตัวแปรเปลี่ยนแปลง ได้แก่  $T_{h,in}$  คือ  $90, 110, 130$  และ  $150^{\circ}\text{C}$ , และ  $V_c$  คือ  $0.5, 1, 1.5$  และ  $2\text{ m/s}$  การทดลองแบ่งได้เป็น 4 กรณี ได้แก่  $V_h$  เท่ากับ  $0.5, 1, 1.5$  และ  $2\text{ m/s}$  ตามลำดับ ผลของ  $V_c$  ที่มีต่อ  $\epsilon$  ของเครื่องอุ่นอากาศในกรณีต่างๆ มีรายละเอียดดังต่อไปนี้

##### 1. กรณี $V_h = 0.5\text{ m/s}$

ในกรณี  $V_h$  ที่คือ  $0.5\text{ m/s}$  โดยเปลี่ยน  $T_{h,in} = 90, 110, 130$  และ  $150^{\circ}\text{C}$  และเปลี่ยน  $V_c = 0.5, 1, 1.5$  และ  $2\text{ m/s}$  ผลของความสัมพันธะระหว่าง  $\epsilon$  ของเครื่องอุ่นอากาศกับ  $V_c$  ที่ไหลเข้าส่วนควบแน่น แสดงรูปที่ 4



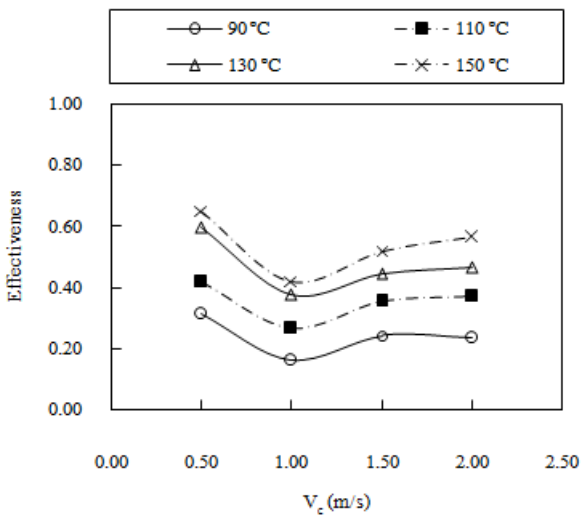
รูปที่ 4 ความสัมพันธะระหว่างค่า  $\epsilon$  และ  $V_c$  สำหรับกรณี  $V_h = 0.5\text{ m/s}$

เมื่อพิจารณา  $\epsilon$  ของเครื่องอุ่นอากาศแบบ CLOFHP พบว่า  $\epsilon$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตาม  $V_c$  และหากพิจารณาที่  $V_h = 0.5\text{ m/s}$

พบว่า  $\epsilon$  เพิ่มขึ้นตาม  $T_{h,in}$  ที่เพิ่มขึ้น ในการทดลองนี้  $\epsilon$  มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 0.22 ที่สภาวะ  $T_{h,in} = 90^\circ\text{C}$  และ  $V_c = 0.5 \text{ m/s}$  เป็นเพราะว่าในเงื่อนไขนี้  $T_{h,in}$  ต่ำที่สุดซึ่งจะส่งผลให้การเดือดของสารทำงานภายใน CLOFHP ดำเนินไปด้วย ส่วนกรณีที่  $\epsilon$  มีค่าสูงสุดจะพบที่สภาวะ  $T_{h,in} = 150^\circ\text{C}$  และ  $V_c = 2 \text{ m/s}$  ซึ่งจะมีค่า  $\epsilon$  สูงสุดเท่ากับ 0.86 กรณีที่  $\epsilon$  เพิ่มขึ้นตาม  $V_c$  นั้นอาจจะมีสาเหตุมาจาก  $V_c$  เพิ่มขึ้นทำให้ความร้อนจริงที่ออกจากเครื่องอุ่นอากาศมากขึ้น นั่นเอง

**2. กรณี  $V_h = 1 \text{ m/s}$**

ในกรณี  $V_h = 1 \text{ m/s}$  ความสัมพันธ์ระหว่างค่า  $\epsilon$  และ  $V_c$  ของเครื่องอุ่นอากาศแสดงไว้ในรูปที่ 5 ซึ่งพบว่า  $\epsilon$  มีค่าลดลงเมื่อ  $V_c$  เพิ่มจาก  $V_c = 0.5$  เป็น  $1 \text{ m/s}$  แต่จะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อ  $V_c$  ที่ไหลเข้าระบบมากยิ่งขึ้น ถ้าหากสังเกตผลที่ได้นี้จะได้จุดน่าสนใจว่า หาก  $V_c = V_h = 1 \text{ m/s}$  ค่า  $\epsilon$  ให้ค่าต่ำสุด ซึ่งสอดคล้องกันกับผลการทดลอง กรณี  $V_h$  คงที่ เท่ากับ  $0.5 \text{ m/s}$  ในหัวข้อที่ผ่านมา กล่าวคือ กรณีดังกล่าว  $\epsilon$  จะมีค่าต่ำสุดเมื่อ  $V_c$  เท่ากับ  $V_h$  อาจจะเป็นเพราะว่าเมื่อ  $V_c = V_h$  แล้วส่งผลให้  $C_{min} / C_{max}$  สูงสุด ซึ่งสอดคล้องตามหลักการของ  $\epsilon$ -NTU

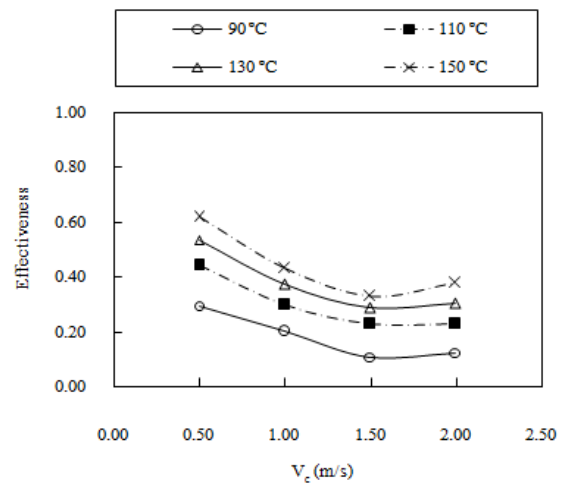


รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า  $\epsilon$  และ  $V_c$  สำหรับกรณี  $V_h = 1 \text{ m/s}$

ส่วนในการทดลองนี้  $\epsilon$  มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 0.16 ที่สภาวะ  $T_{h,in} = 90^\circ\text{C}$  และ  $V_c = 1 \text{ m/s}$  ส่วนกรณีที่  $\epsilon$  มีค่าสูงสุดจะพบที่สภาวะ  $T_{h,in} = 150^\circ\text{C}$  และ  $V_c = 0.5 \text{ m/s}$  ซึ่งจะมีค่า  $\epsilon$  สูงสุดเท่ากับ 0.65

**3. กรณี  $V_h = 1.5 \text{ m/s}$**

ในการทดลองที่กรณี  $V_h = 1.5 \text{ m/s}$  ก็ยังคงใช้เงื่อนไขที่สภาวะเดียวกันกับ กรณี  $V_h = 0.5 \text{ m/s}$  หรือ  $V_h = 1 \text{ m/s}$  ดังในหัวข้อที่ผ่านมา ความสัมพันธ์ระหว่างค่า  $\epsilon$  และ  $V_c$  สำหรับ กรณี  $V_h = 1.5 \text{ m/s}$  แสดงไว้ในรูปที่ 6



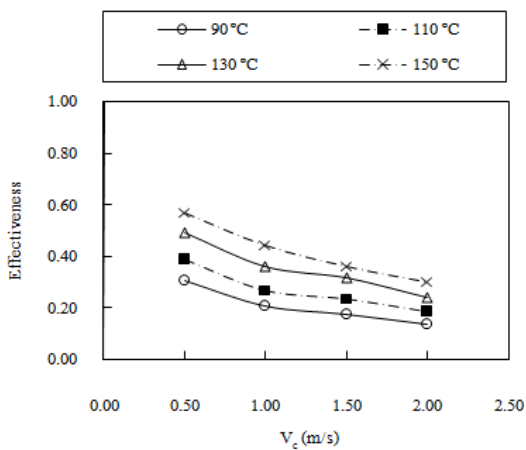
รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า  $\epsilon$  และ  $V_c$  สำหรับกรณี  $V_h = 1.5 \text{ m/s}$

พบว่า  $\epsilon$  มีค่าลดลง เมื่อ  $V_c$  เพิ่มจาก  $V_c = 0.5$  เป็น  $1.5 \text{ m/s}$  และจะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเล็กน้อย เมื่อ  $V_c$  ที่ไหลเข้าระบบเมื่อ  $V_c$  มีค่าเพิ่มขึ้นจาก  $1.5$  เป็น  $2 \text{ m/s}$  นอกจากนี้หากพิจารณาที่  $V_h = 1.5 \text{ m/s}$  คงที่ ยังพบว่า  $\epsilon$  มีค่าเพิ่มขึ้นตาม  $T_{h,in}$  ที่เพิ่มขึ้น หากพิจารณาค่า  $\epsilon$  พบว่า จะมีค่าต่ำสุด เมื่อ  $V_c = V_h$  ทุกสภาวะของ  $T_{h,in}$  ผลที่ได้นี้สอดคล้องกันกับผลการทดลองของทั้งสองหัวข้อที่ผ่านมาข้างต้น ส่วนในการทดลองนี้  $\epsilon$  มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 0.11 ที่สภาวะ  $T_{h,in} = 90^\circ\text{C}$  และ  $V_c = 1.5 \text{ m/s}$

ส่วนกรณีที่มีค่าสูงสุดจะพบที่สภาวะ  $T_{h,in} = 150^{\circ}\text{C}$  และ  $V_c = 0.5 \text{ m/s}$  ซึ่งจะมีค่า  $\epsilon$  สูงสุดเท่ากับ 0.62

**4. กรณี  $V_h = 2 \text{ m/s}$**

ในการทดลองนี้กำหนด  $T_{h,in}$  และ  $V_c$  เป็นเงื่อนไขที่สภาวะเดียวกันกับการทดลองในกรณี  $V_h = 0.5, 1$  หรือ  $1.5 \text{ m/s}$  แต่ในการทดลองนี้ได้กำหนด  $V_h = 2 \text{ m/s}$  รูปที่ 7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า  $\epsilon$  และ  $V_c$  สำหรับกรณี  $V_h = 2 \text{ m/s}$  พบว่า  $\epsilon$  มีแนวโน้มลดลงเมื่อ  $V_c$  ที่ไหลเข้าระบบมากยิ่งขึ้น ซึ่งยืนยันให้เห็นว่า หาก  $V_c = V_h$  จะส่งผลทำให้  $\epsilon$  มีค่าต่ำสุด นอกจากนี้หากพิจารณาที่  $V_c$  คงที่ พบว่า  $\epsilon$  มีค่าเพิ่มขึ้นตาม  $T_{h,in}$  ที่เพิ่มขึ้น ซึ่งมีลักษณะคล้ายกันกับผลการทดลองในหัวข้อที่ผ่านมา



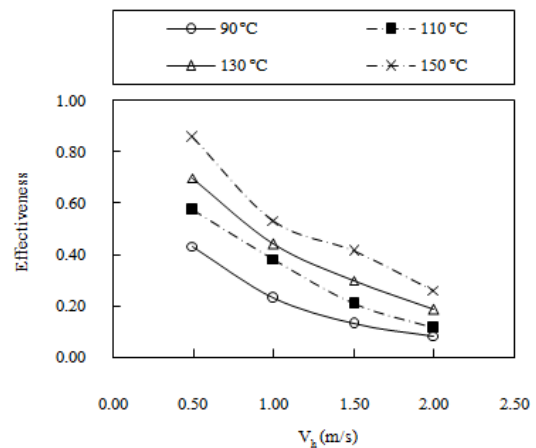
รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า  $\epsilon$  และ  $V_c$  สำหรับกรณี

$$V_h = 2 \text{ m/s}$$

ส่วนในการทดลองนี้  $\epsilon$  มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 0.14 ที่สภาวะ  $T_{h,in} = 90^{\circ}\text{C}$  และ  $V_c = 2 \text{ m/s}$  ส่วนกรณีที่มีค่าสูงสุดจะพบที่สภาวะ  $T_{h,in} = 150^{\circ}\text{C}$  และ  $V_c = 0.5 \text{ m/s}$  ซึ่งจะมีค่า  $\epsilon$  สูงสุดเท่ากับ 0.57

**4.2 ผลของ  $T_{h,in}$  ที่มีต่อประสิทธิภาพของเครื่องอุ่นอากาศ**

ในการทดสอบหาผลของ  $T_{h,in}$  ที่มีต่อ  $\epsilon$  ของเครื่องอุ่นอากาศ โดยกำหนดพารามิเตอร์ในการทดลองเป็นตัวแปรควบคุม ได้แก่  $V_c = 2 \text{ m/s}$  และ  $T_{c,in} \approx 30^{\circ}\text{C}$  สำหรับตัวแปรเปลี่ยนแปลง ได้แก่  $T_{h,in}$  คือ 90, 110, 130 และ  $150^{\circ}\text{C}$ , และ  $V_h$  คือ 0.5, 1, 1.5 และ  $2 \text{ m/s}$  ตามลำดับ ผลของ  $T_{h,in}$  ที่มีต่อ  $\epsilon$  ของเครื่องอุ่นอากาศแบบ CLOFHP แสดงดังรูปที่ 8 ซึ่งพบว่า  $\epsilon$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตาม  $T_{h,in}$  เป็นเพราะว่าการเพิ่มขึ้นของ  $T_{h,in}$  ส่งผลให้ความร้อนสามารถถ่ายเข้าสู่เครื่องอุ่นอากาศได้มากขึ้น โดยในการทดลองนี้พบว่า  $\epsilon$  มีค่าสูงสุดที่สภาวะ  $T_{h,in} = 150^{\circ}\text{C}$  และ  $V_h = 2 \text{ m/s}$  ซึ่งจะมีค่า  $\epsilon = 0.86$



รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า  $\epsilon$  และ  $V_h$  สำหรับกรณี  $V_c = 2 \text{ m/s}$

ส่วน  $\epsilon$  มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 0.10 พบที่สภาวะ  $T_{h,in} = 90^{\circ}\text{C}$  และ  $V_h = 2 \text{ m/s}$  ซึ่งผลที่ได้จากการทดลองนี้สอดคล้องกันกับผลการทดลองในกรณี 1-4 ที่ผ่านมา ดังนั้น สามารถสรุปได้อย่างแน่ชัดว่า  $\epsilon$  เพิ่มขึ้นตาม  $T_{h,in}$

**5. สรุป**

บทความวิจัยนี้ได้นำเสนอผลของ  $V_c$  และ  $T_{h,in}$  มีต่อ  $\epsilon$  ของเครื่องอุ่นอากาศแบบ CLOFHP จากผลการทดลองสามารถสรุปได้ดังนี้

1) ค่า  $V_h$  และ  $V_c$  มีผลอย่างยิ่งต่อ  $\epsilon$  ซึ่ง  $\epsilon$  จะมีค่าต่ำสุดที่สถานะ  $V_c = V_h$

2) ค่า  $\epsilon$  เพิ่มขึ้นตาม  $T_{h,in}$  และ  $\epsilon$  จะลดลงตามการเพิ่มขึ้นของ  $V_c$  ที่เข้าใกล้  $V_h$  (กรณี  $V_h > V_c$ ) หรือ  $\epsilon$  จะลดลงตามการเพิ่มขึ้นของ  $V_h$  (กรณี  $V_c > V_h$ )

3) จากการทดลองทั้งหมดพบว่า ค่า  $\epsilon$  มีค่าสูงสุดเท่ากับ 0.86 ซึ่งพบในเงื่อนไขการทดลองดังนี้  $V_h$  ต่ำสุด และ  $T_{h,in}$  สูงสุด และพบว่า  $\epsilon$  มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 0.10 ซึ่งพบในเงื่อนไขการทดลอง  $V_h$  สูงสุด และ  $T_{h,in}$  ต่ำสุด

4) ถ้าต้องการให้  $\epsilon$  ของเครื่องอุ่นอากาศเพิ่มขึ้นสามารถทำได้โดยเพิ่มค่า  $T_{h,in}$  ร่วมกับลดค่า  $V_h$  ทั้งนี้ไม่ได้พิจารณาถึงการจัดเรียงท่อและการเพิ่มครีป

**6. กิตติกรรมประกาศ**

ขอขอบคุณสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และสถาปัตยกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน ที่สนับสนุนงบประมาณบางส่วนในการทำวิจัยนี้

**7. เอกสารอ้างอิง**

[1] P. Meena, S. Rittidech and N.Poomsa-ad, “Application of closed-loop oscillating heat-pipe with check valves (CLOHP/CV) air-pre-heater for reduced relative-humidity in drying systems” Applied Energy, Vol. 84, 2007, pp. 553–564.

[2] S. Rittidech, W. Dangeton and S. Soponronnarit, “Closed-ended oscillating heat-pipe (CEOHP) air-preheater for energy thrift in a dryer”, Applied Energy, Vol. 81, 2005. pp. 198–208.

[3] W. Srimuang, S. Rittidech and B. Bupchot, “Heat transfer characteristics of a vertical flat thermosyphon (VFT)”, International journal of Mechanical Science and Technology. Vol. 20, 2009, pp. 781-790.

[4] P. Amatachaya and W. Srimuang, “Comparative heat transfer characteristics of a flat two-phase closed thermosyphon (FTPCT) and a conventional two-phase closed thermosyphon (CTPCT)”, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 37, 2010, pp. 293-298.

[5] S. H. Moon, G. Hwang, H. G. Yun, T. G. Choy and Y. I. Kang, “Improving thermal performance of miniature heat pipe for notebook PC cooling”, Microelectron. Reliab., Vol. 42 No. 1, 2002, pp. 135–140.

[6] S. H. Noie and G. R Majidian, “Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger for surgery room in hospitals”, Applied Thermal Engineering, Vol. 20, No. 14, 2000, pp. 1271-1282.

[7] F. Yang, X. Yuan and G. Lin, “Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger for heating automobile using exhaust gas”, Applied Thermal Engineering, Vol. 23, 2003, pp. 367-372.

[8] M. H. Habeebullah, M. Akyurt, Y. S. H. Najjar and A. K. El-Kalay, “Experimental performance of a waste heat recovery and utilization system with a looped water in steel heat pipe”, Applied Thermal Engineering, Vol. 18, 1998, pp. 595-607.

[9] S. B. Riffat and G. Gan, “Determination of effectiveness of heat-pipe heat recovery for naturally-ventilated buildings”, Applied Thermal Engineering, Vol. 18, 1998, pp. 121-130.

[10] S. H. Noie, “Investigated the thermal performance of an air to air thermosyphon heat exchanger”, Applied Thermal Engineering, Vol. 26, 2006, pp. 559-567.

[11] A. R. Lukitobudi, A. Akbarzadeh, A. W. Johnson and P. Hendy, “Design, construction and testing of a thermosyphon heat exchanger for medium temperature heat recovery in bakeries”, Heat Recovery Systems. Vol. 15, No. 5, 1995, pp. 481-491.