

การเปรียบเทียบสมรรถนะทางความร้อนของเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อน
วงรอบวางแนวนอนชนิดหน้าตัดแบนกับหน้าตัดกลม

Comparative Thermal Performance of Horizontal Closed Loop Flat Heat Pipe (HCLFHP) and Horizontal Closed Loop Circular Heat Pipe (HCLCHP) for Air Pre-heater

วสันต์ ศรีเมือง¹ ปรีชา ชันติโกมล²

Received: November, 2011; Accepted: December, 2012

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีจุดมุ่งหมายเพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะทางความร้อนของเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนหน้าตัดแบนวงรอบวางแนวนอน (HCLFHP) กับเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนหน้าตัดกลมวงรอบวางแนวนอน (HCLCHP) เครื่องอุ่นอากาศแบบ HCLFHP และ HCLCHP ทำจากท่อทองแดงยาว 450 mm เส้นผ่านศูนย์กลาง 8.6 mm ซึ่งทั้งสองต่างกันเฉพาะพื้นที่หน้าตัดของท่อ สำหรับ HCLFHP ได้ทำการบีบท่อกลมให้มีความแบน $y = 4.6$ mm เครื่องอุ่นอากาศยาว 450 mm ประกอบไปด้วยส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น ซึ่งยาวเท่ากัน น้ำเป็นสารทำงานซึ่งเดิม 50 % ของปริมาตรภายใน ขณะทำการทดลอง ส่วนทำระเหยของทั้งคู่ได้จุ่มลงในน้ำร้อน โดยทำลองที่อุณหภูมิของน้ำร้อน 30°C ถึง 85°C ซึ่งมีอากาศไหลผ่านผิวท่อที่ส่วนควบแน่นด้วยความเร็วคงที่ 0.4 m/s ผลการทดลองพบว่าอุณหภูมิของน้ำร้อนมีความสำคัญอย่างยิ่งต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องอุ่นอากาศ อัตราการถ่ายเทความร้อนของทั้ง HCLCHP และ HCLFHP เพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิของน้ำร้อน เมื่ออุณหภูมิของน้ำร้อนต่ำกว่า 55°C อัตราการถ่ายเทความร้อนของ HCLFHP จะสูงกว่า HCLCHP เมื่ออุณหภูมิของน้ำร้อนเพิ่มขึ้นจาก 65°C ถึง 85°C อัตราการถ่ายเทความร้อนของ HCLCHP จะสูงกว่า HCLFHP

คำสำคัญ : ท่อความร้อน, หน้าตัดแบน, เทอร์โมไซฟอน, เครื่องอุ่นอากาศ, นำความร้อนกลับมาใช้ใหม่

¹ คณะวิศวกรรมศาสตร์และสถาปัตยกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน
E - mail : wasan.sr@rmuti.ac.th

Abstract

This research aims to compare the thermal performance of a horizontal closed-loop flat heat pipe (HCLFHP) and a horizontal closed-loop circular heat pipe (HCLCHP), which applied for an air pre-heater. The HCLCHP or HCLFHP air pre-heaters were made by a copper tube of 450 mm long and 8.6 mm diameter, which both pre-heaters were only different in cross-sectional area. For the HCLFHP, a circular tube was pressed to be as a flat pipe of 4.6 mm (y). The total length of air pre-heater was 350 mm, it composes of the evaporator, adiabatic and condenser sections, which were same the length. Water was used for the working fluid which was filled in the air pre-heater of 50 % of internal volume. In experiments, the evaporators of both air pre-heaters were immersed in hot water, the tests were performed with different hot water temperature from 30 to 85°C. The fresh air across to condenser section of air pre heater was constant velocity of 0.4 m/s. The results found that the hot water temperatures were significant factors to the heat transfers rate of air pre heater. The rate of heat transfer HCLCHP and HCLFHP the heat transfers rate increases with the temperature of the hot water. As the hot water was lower than 55°C, the heat transfer rate of HCLFHP is higher than that of HCLCHP. When the hot water was changed from 65 to 85°C, the heat transfer rate of HCLCHP is higher than that of HCLFHP.

Keywords : heat pipe, flat, thermosyphon, air pre-heater, heat recovery

บทนำ

ปัจจุบันปัญหาของการใช้พลังงานได้เกิดขึ้นทุกประเทศบนโลก ขณะเดียวกันการพัฒนาทางด้านอุตสาหกรรมได้เจริญก้าวหน้ามากทำให้ความต้องการพลังงานเพิ่มมากขึ้นเป็นทวีคูณ ดังนั้นทุกประเทศบนโลกจึงมีนโยบายการประหยัดพลังงานรวมทั้งประเทศไทยเพื่อช่วยบรรเทาปัญหาการขาดแคลนพลังงานของประเทศ

วิธีหนึ่งที่สามารถช่วยในการอนุรักษ์พลังงานได้ คือ การนำพลังงานกลับมาใช้ใหม่ หรือการนำความร้อนที่เหลือทิ้งจากกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนต่างๆ เช่น ความร้อน

จากการเผาไหม้ของหม้อไอน้ำ หรือความร้อนจากระบบน้ำหล่อเย็นกลับมาใช้ประโยชน์ อุปกรณ์ที่สามารถใช้ในการนำความร้อนกลับมาใช้ประโยชน์นั้นมีหลายชนิด แต่ที่น่าสนใจในงานวิจัยนี้ คือ เครื่องอุณหอากาศแบบท่อความร้อนหน้าตัดแบนวงรอบวางแนวนอน (horizontal closed-loop flat heat pipe, HCLFHP) ซึ่งใช้สำหรับอุณหอากาศ HCLFHP เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่นำไปประยุกต์เป็นอุปกรณ์ดูดความร้อนที่เหลือทิ้งในคอนเดนเสทเพื่อกลับมาใช้ใหม่จะส่งผลให้ประสิทธิภาพการนำความร้อนเหลือทิ้งมาใช้ใหม่เพิ่มขึ้น

HCLFHP ถูกพัฒนามาจาก เครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนหน้าตัดกลมวงรอบวงแนวนอน (horizontal closed-loop circle heat pipe, HCLCHP) ซึ่งประกอบไปด้วย 3 ส่วน คือ ส่วนทำระเหย (evaporation section) ส่วนกันความร้อน (adiabatic section) และส่วนควบแน่น (condenser section) หลักการทำงานของ HCLFHP คือ ดูดความร้อน จากแหล่งอุณหภูมิสูง เช่น คอนเดนเสทที่ปล่อยทิ้งออกจากกระบวนการผลิตในโรงงานอุตสาหกรรม จากนั้น ความร้อนจะถ่ายเทเข้าสู่สารทำงานซึ่งมีสถานะเป็นของเหลวที่บรรจุอยู่ภายในท่อความร้อน สารทำงานดังกล่าวนั้นจะเปลี่ยนสถานะและเคลื่อนที่ไปยังส่วนควบแน่น จากนั้นสารทำงานจะถูกถ่ายเทความร้อนออกไปสู่แหล่งอุณหภูมิต่ำ เช่น อากาศก่อนไหลเข้าห้องเผาไหม้ จากนั้นสารทำงานภายในท่อความร้อนจะเกิดการควบแน่นเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวและไหลกลับสู่ส่วนความร้อนอีกครั้ง สำหรับข้อดีของ HCLFHP คือ 1) ไม่ต้องใช้พลังงานเสริมในการทำงาน 2) อุณหภูมิในการใช้งานมีช่วงกว้างและสามารถทำงานได้ แม้ระหว่างอุณหภูมิแหล่งให้ความร้อนกับแหล่งรับความร้อนต่างกันไม่มากนัก ขึ้นอยู่กับการเลือกของเหลวที่เหมาะสม 3) มีค่าฟลักซ์ในการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าโลหะมาก 4) ปัญหาในการบำรุงรักษาน้อย เพราะไม่มีส่วนเคลื่อนไหวย

จากการสืบค้นและวิเคราะห์งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง ซึ่งแยกออกได้เป็น 3 ประเด็น คือ ประเด็นแรกงานวิจัยที่เกี่ยวกับการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบสั่น (oscillating heat pipe, OHP) เพื่อเป็นเครื่องอุ่นอากาศ (P. Meena et al., 2007; S. Rittidech et al., 2005) ประเด็นที่สองเกี่ยวกับท่อความร้อนหน้าตัดแบน (flat heat pipe, FHP) (W. Srimuang และคณะ, 2009; P. Amatachaya and W. Srimuang, 2010; S. H. Moon et al., 2002) และประเด็น

ที่สามเกี่ยวกับการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนเพื่อนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่ (S. H. Noie and G. R Majidian, 2000; F. Yang, X. Yuan and G. Lin, 2003; M. H. Habeebullah และคณะ, 1998; S. B. Riffat and G. Gan, 1998, S. H. Noie, 2006; A. R. Lukitobudi et al., 1995) ซึ่งทั้งสามประเด็นข้างต้น ผู้เขียนได้ทำการวิเคราะห์และสรุปรายละเอียดพอสังเขปมานำเสนอ ดังนี้ การประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบ OHP เพื่อเป็นเครื่องอุ่นอากาศนั้น มีน้อยมาก อาจเนื่องจากเป็นงานวิจัยใหม่ ซึ่งพบเพียง 2 งานวิจัยเท่านั้น มีดังนี้ (P. Meena et al., 2010) ได้ทำการศึกษาประสิทธิภาพ (effectiveness, ε) ของเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนชนิดล้นวงรอบติดตั้งลิ้นก้นกลับ (closed loop oscillating heat pipe with check valve, CLOHP/CV) ซึ่งผลจากการศึกษาของเขาพบว่า ค่า ε มีค่าเป็น 0.29 - 0.76 ซึ่งขึ้นอยู่กับอุณหภูมิและความเร็วของอากาศร้อนที่ไหลเข้าส่วนทำระเหยของเครื่องอุ่นอากาศ (S. Rittidech และคณะ, 2005) ได้ทดลองหา ε ของเครื่องอุ่นอากาศแบบล้นปลายปิด (closed end oscillating heat pipe, CEOHP) ผลการศึกษาของเขาสรุปได้ว่า ε มีค่าเป็น 0.34 - 0.54 นอกจากจะขึ้นอยู่กับเหตุผลเช่นเดียวกันกับ (P. Meena et al., 2010) แล้ว ยังขึ้นอยู่กับชนิดของสารทำงานอีกด้วย ซึ่งการใช้สารทำงานเป็น R123 ให้ประสิทธิภาพสูงกว่าการใช้น้ำเป็นสารทำงาน สำหรับงานวิจัยที่เกี่ยวกับการศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของเทอร์โมไซฟอนหน้าตัดแบน (flat two phase closed thermosyphon, FTPCT) นั้น พบว่ามีการศึกษาอยู่บ้าง เช่น (W. Srimuang et al., 2005) ได้ทำการศึกษาสมรรถนะของ FTPCT เขาพบว่า ชนิดของสารทำงาน อัตราการเดินสาร ขนาดความแบน และอัตราส่วนสันตัก มีผลอย่างยิ่งต่อสมรรถนะของ FTPCT ต่อมา (P. Amatachaya and

W. Srimuang, 2010) ทำการศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะของเทอร์โมไซฟอนแบบธรรมดาหรือหน้าตัดกลม (conventional two phase closed thermosyphon, CTPCT) กับ FTPCT จากการศึกษาของเขพบว่า FTPCT มีสมรรถนะทางความร้อนสูงกว่า CTPCT นอกจากนี้ (S. H. Moon et al., 2002) ได้ทำการศึกษาสมรรถนะของท่อความร้อนหน้าตัดแบน (flat heat pipe, FHP) ขนาดเล็กสำหรับระบายความร้อนคอมพิวเตอร์ เขาได้ทำการบีบจากท่อหน้าตัดกลมให้พื้นที่หน้าตัดลดลงจากเดิมประมาณ 30 % จากการทดลองเขพบว่า FHP ซึ่งมีไส้วางกระจายและกลุ่มตรงกลางอยู่ด้านในท่อ มีสมรรถนะสูงกว่าแบบที่มีไส้ติดตั้งเป็นกลุ่มตรงกลางท่อ โดย FHP นี้ ช่วยให้การระบายความร้อนคอมพิวเตอร์ดีขึ้นกว่าเดิมประมาณ 10 % สำหรับงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการนำเอาท่อความร้อนมาประยุกต์ใช้เป็นอุปกรณ์นำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่ นั้น พบว่า มีนักวิจัยหลายท่านได้ให้ความสนใจอย่างมาก เช่น (S. H. Noie and G. R. Majidian, 2000) ได้ทำการออกแบบ สร้าง และทดสอบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ CTPCT สำหรับห้องผ่าตัดในโรงพยาบาลแห่งหนึ่ง ชุดทดลองของเขาประกอบไปด้วยชุดลดความร้อนขนาด 1500 W และกำหนดความเร็วของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ CTPCT เท่ากับ 2.3 m/s จากงานวิจัยนี้เขพบว่ามี $\varepsilon = 0.16$ ซึ่งผู้เขียนเห็นว่ามีค่าค่อนข้างต่ำ เนื่องจากเงื่อนไขการทดลองที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนสูงทำให้ TPCT ต่ำมาก (15 - 55°C) ต่อมา (F. Yang et al., 2003) ได้นำเอา CTPCT ไปประยุกต์ใช้สำหรับนำเอาความร้อนที่ปล่อยทิ้งไปกับไอเสียกลับมาใช้สำหรับอุ่นอากาศให้กับห้องผู้โดยสารของรถโดยสาร เขาได้ทำการทดลองมีอุณหภูมิของไอเสียไหลผ่านส่วนทำระเหยอยู่ในช่วง 100 - 300°C จากการศึกษาที่เขาพบว่า

CTPCT ของเขามี $\varepsilon = 0.28$ ต่อมา (M. H. Habeebullah และคณะ, 1998) ได้รายงานผลการวิจัยจากการนำเอาความร้อนที่เหลือทิ้งจากไอเสียของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวิธีการนำเอาส่วนทำระเหยของท่อความร้อนสวมครอบภายนอกท่อไอเสีย ในการทดลองของเขาได้กำหนดอุณหภูมิไอเสีย 300°C จากงานวิจัยนี้สรุปได้ว่าสามารถนำความร้อนจากไอเสียมาใช้ใหม่ได้ 70 ถึง 93 % ซึ่งผู้เขียนเห็นว่ามีค่าสูงมาก นอกจากนี้ (S. B. Riffat and G. Gan, 1998) ได้รายงานสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนโดยมีไส้ (wick heat pipe heat exchanger, HPHE) ที่ต่างกันสามชนิดที่ใช้สำหรับการนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่ ในรายงานของเขา ค่าของ ε สอดคล้องกับผลการศึกษาของ (P. Meena, 2007; S. Rittidech, 2005) และยังขึ้นอยู่กับลักษณะของครีบลและการจัดเรียงของท่อความร้อนด้วย ต่อมา (S. H. Noie, 2006) ได้ทำการตรวจหาสมรรถนะทางความร้อนของ CTPCT สำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศร้อนกับอากาศเย็น เขาได้ทดลองในเงื่อนไขดังนี้ อุณหภูมิของอากาศร้อนที่ไหลเข้าส่วนทำระเหย คือ 100 - 250°C ในขณะที่ความร้อนที่จ่ายให้กับส่วนทำระเหยเท่ากับ 18 - 72 kW และความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นเป็น 0.5 - 5.5 m/s ผลการทดลองเขพบว่าของ CTPCT มีค่าเป็น 0.37 - 0.65 นอกจากนี้ (S. H. Noie, 2006) ยังได้นำเสนอผลของการเพิ่มความเร็วอากาศร้อนที่ไหลเข้า CTPCT ทำให้ลดลง ซึ่งสอดคล้องกับผลการศึกษาของ (P. Meena, 2007; S. Rittidech, 2005; S. B. Riffat and G. Gan, 1998) ต่อมา (A. R. Lukitubudi et al., 1995) ได้ทำการออกแบบ สร้างและทดสอบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ CTPCT เพื่อนำเอาความร้อนที่เหลือทิ้งไปกับไอเสียกลับมาใช้ในกระบวนการผลิตเบเกอรี่ ซึ่งออกแบบให้ CTPCT ทำงานอยู่ในระดับอุณหภูมิ

ปานกลาง (ต่ำกว่า 300°C) เขาได้ทดลองในสภาวะความเร็วของอากาศที่ไหลเข้า CTPCT เป็น $1.5 - 5 \text{ m/s}$ และความร้อนที่จ่ายให้กับส่วนที่ระเหยเป็น $4 - 20 \text{ kW}$ จากการทดลองของเขาพบว่า $0.18 \leq \varepsilon \leq 0.63$ และสามารถเพิ่มค่าจากการลดความเร็วอากาศร้อนที่ไหลเข้า TPCT ซึ่งผลดังกล่าวนี้สอดคล้องกับผลการศึกษาของ (P. Meena, 2007; S. Rittidech, 2005; S. B. Riffat and G. Gan, 1998; S. H. Noie and G. R Majidian, 2000) แต่ในการทดลองของ (A. R. Lukitubudi et al., 1995) จะแตกต่างกับการทดลองของ (S. H. Noie, 2006) คือในการทดลองของ (S. H. Noie, 2006) จะกำหนดให้ความเร็วของอากาศเย็นคงที่ 3 m/s ในขณะที่การทดลองของ (A. R. Lukitubudi และคณะ, 1995) ทั้งความเร็วของอากาศร้อนและเย็นที่ไหลเข้า TPCT จะมีความเร็วเท่ากัน

จากการสืบค้นงานวิจัยที่เกี่ยวข้องดังกล่าวมาแล้วข้างต้น ผู้เขียนสังเกตพบว่า ε ของเครื่องอุ่นอากาศที่ทำจาก OHP (P. Meena, 2007, S. Rittidech, 2005) มีค่าสูงมาก คือ $= 0.74$ ซึ่งในขณะเดียวกันมีนักวิจัยอีกกลุ่มหนึ่งได้พัฒนาสมรรถนะทางความร้อนของ FHP และ FTPCT ซึ่งพบว่า FTPCT (W. Srimuang et al., 2009; P. Amatachaya and W. Srimuang, 2010; S. H. Moon et al., 2002) มีสมรรถนะทางความร้อนสูงกว่า CTPCT และในขณะเดียวกันนักวิจัยอีกกลุ่มหนึ่งได้ศึกษาการนำเอาความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่โดยการใช้ HPHE และ CTPCT ผลการศึกษาของ (S. H. Noie and G. R Majidian, 2000; F. Yang, X. Yuan and G. Lin, 2003; M. H. Habeebullah et al., 1998; S. B. Riffat and G. Gan, 1998; S. H. Noie, 2006; A. R. Lukitubudi et al., 1995) พบว่า $\varepsilon = 0.65$ ดังนั้น ผู้เขียนจึงมีแนวความคิดในการพัฒนาเครื่องอุ่นอากาศแบบ

CLOFHP โดยการต่อยอดจากการวิเคราะห์ผลงานวิจัยของ (P. Meena et al., 2007; S. Rittidech et al., 2005; W. Srimuang et al., 2009; P. Amatachaya and W. Srimuang, 2010; S. H. Moon et al., 2002; S. H. Noie and G. R Majidian, 2000; F. Yang, X. Yuan and G. Lin, 2003; M. H. Habeebullah et al., 1998; S. B. Riffat and G. Gan, 1998; S. H. Noie, 2006; A. R. Lukitubudi et al., 1995) กล่าวคือนำเอาข้อดีของ FTPCT มารวมกับข้อดีของ CLOHP ซึ่งขดเป็นวงรอบ (closed loop) แล้วประกอบกันเป็นเครื่องอุ่นอากาศแบบใหม่ เรียกว่า เครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนหน้าคดแนบชนันต์วงรอบวางแนวอน (HCLOFHP air pre-heater) ซึ่งจะเหมาะกับการนำไปใช้สำหรับการนำเอาความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่ ดังนั้น การนำ HCLFHP มาเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อลดความร้อนที่เหลือทิ้งจากคอนเดนเสทกลับมาใช้อุ่นอากาศหรือเรียกว่า “เครื่องอุ่นอากาศ” ที่ใช้สำหรับอุ่นอากาศก่อนป้อนเข้าไปยังห้องเผาไหม้ของเครื่องกำเนิดไอน้ำนั้น จะเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพการนำเอาความร้อนที่เหลือทิ้งมาใช้ประโยชน์ได้อย่างดี แต่อย่างไรก็ตามในปัจจุบันยังไม่พบรายงานวิจัยใด ที่นำเสนอผลการเปรียบเทียบสมรรถนะทางความร้อนระหว่าง HCLFHP และ HCLCHP ซึ่งเป็นข้อมูลที่สำคัญสำหรับการประยุกต์ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนในการทำเป็นเครื่องอุ่นอากาศ ดังนั้นวัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้ คือ เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่าง HCLFHP และ HCLCHP ในกรณีที่ทำงานในแหล่งอุณหภูมิสูงเดียวกัน ซึ่งผู้วิจัยคาดหวังว่าผลการวิจัยในครั้งนี้ จะได้ข้อมูลที่เป็นประโยชน์อย่างยิ่งในวงการวิชาการด้านเครื่องอุ่นอากาศ

หลักทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน

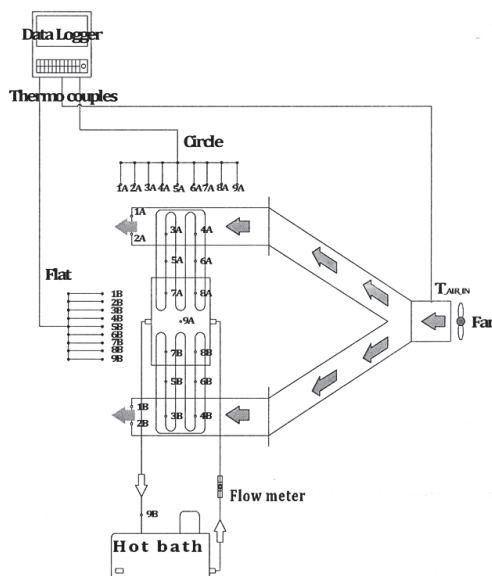
เป็นที่ทราบกันแล้วว่าการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนแบบวงรอบนั้น เกิดจากการไหลเวียนของสารทำงานภายในตัวท่อความร้อนและการไหลเวียนนี้เกิดขึ้นจากการขยายตัว และหดตัวจากการระเหยและการควบแน่นของสารทำงาน สำหรับอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องอุณหอากาศแบบ HCLFHP และ HCLCHP ซึ่งแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำซึ่งมีอุณหภูมิสูงและอากาศซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่า สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T \quad (1)$$

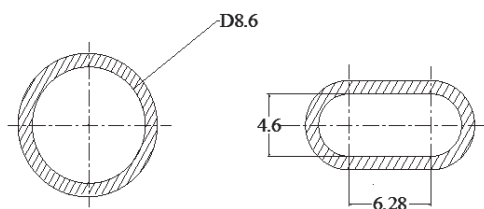
เมื่อ $\dot{m}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวล, C_p คือ ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ, ΔT คือ อุณหภูมิแตกต่างของอากาศที่ไหลเข้าและออกผ่านส่วนควบแน่น สำหรับในการศึกษาในครั้งนี้ มีสมมุติฐานว่าไม่มีความร้อนสูญเสียออกจาก HCLFHP และ HCLCHP ซึ่งได้ทำการหาคำนวณไว้อย่างดี ดังนั้น ความร้อนที่ถ่ายเทเข้าส่วนทำระเหยจะมีค่าเท่ากับความร้อนที่ถ่ายเทออกจากส่วนควบแน่น

วิธีการทดสอบ

ผู้ทำวิจัยได้ทำการสร้างชุดทดสอบ HCLFHP และ HCLCHP แบบ 3 ขด โดยเลือกใช้เครื่องทำน้ำร้อนสำหรับจ่ายความร้อนเข้าที่ระเหย และใช้พัดลมเป่าอากาศที่อุณหภูมิต่ำให้ไหลผ่านส่วนการระบายความร้อน ดังนั้น จึงจำเป็นต้องใช้เครื่องมือวัดต่างๆ ดังนี้ 1) เครื่องทำน้ำร้อน 2) เครื่องบันทึกอุณหภูมิพร้อมสายเทอร์โมคัปเปิล 3) อุปกรณ์วัดความเร็วของอากาศ สำหรับชุดทดสอบที่ผู้ทำวิจัยสร้างขึ้นมีวงจรดังรูปที่ 1ก สำหรับลักษณะของหน้าตัดของ HCLFHP และ HCLCHP แสดงดังรูปที่ 1ข



(ก)



(ข)

รูปที่ 1 ชุดทดลอง (ก) โคอะเกรมชุดทดลอง (ข) หน้าตัดของ HCLFHP และ HCLCHP (แสดงในหน่วย mm)

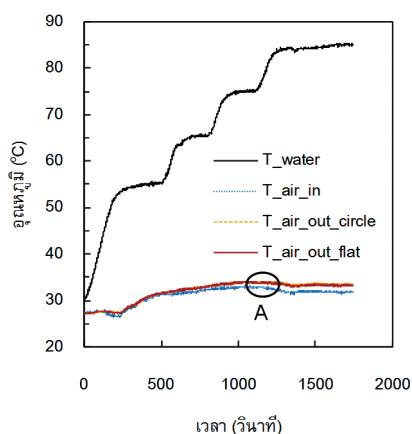
ในการทดลองได้ใช้พัดลมเป่าอากาศที่สภาวะอุณหภูมิห้องให้ไหลผ่านส่วนควบแน่นด้วยความเร็วคงที่เท่ากับ 0.4 m/s และปรับเปลี่ยนอุณหภูมิของน้ำร้อนจาก 30 ถึง 85°C ในขณะทดลองได้ทำการบันทึกข้อมูลค่าต่างๆ ดังนี้ อุณหภูมิเข้าและขาออกของส่วนควบแน่น อุณหภูมิที่ส่วนทำระเหยและอุณหภูมิส่วนกันความร้อน แล้วนำข้อมูลดังกล่าวมาคำนวณหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน

ผลการวิจัย

ผลวิจัยในครั้งนี้ได้นำเสนอออกเป็น 3 ประเด็น ดังนี้ 1) การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำร้อนและอากาศของ HCLFHP 2) การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิส่วนควบแน่น ส่วนกันความร้อน และส่วนระเหยของ HCLFHP และ 3) อัตราการถ่ายเทความร้อนอากาศส่วนควบแน่นของ HCLFHP

การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำร้อนและอากาศ

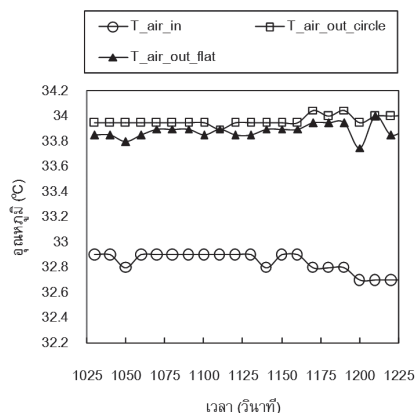
พฤติกรรมของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำร้อนและอากาศในช่วงอุณหภูมิน้ำร้อนที่ตั้งแต่ 30 ถึง 85°C แสดงดังรูปที่ 2



รูปที่ 2 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำร้อนและอากาศที่จุดต่างๆ

รูปที่ 2 แสดงการเปลี่ยนแปลง 1) อุณหภูมิ น้ำร้อน (T_{water}) 2) อุณหภูมิอากาศไหลเข้า ส่วนควบแน่น (T_{air_in}) ซึ่งทั้ง HCLFHP และ HCLCHP มีค่าเท่ากัน 3) อุณหภูมิอากาศ ไหลออกผ่านส่วนควบแน่นของ HCLFHP ($T_{air_out_flat}$) และ (4) อุณหภูมิอากาศไหลออกผ่าน ส่วนควบแน่นของ HCLCHP ($T_{air_out_circle}$)

จากรูปที่ 2 สังเกตว่ามีอุณหภูมิแตกต่างกันน้อยมาก ซึ่งทำให้เข้าใจยาก ดังนั้นผู้เขียนจึงได้ทำการขยาย สเกลในจุดที่วงกลมเอาไว้ (A) เพื่อให้มองเห็นค่า ที่ชัดเจนมากขึ้นในรูปที่ 3

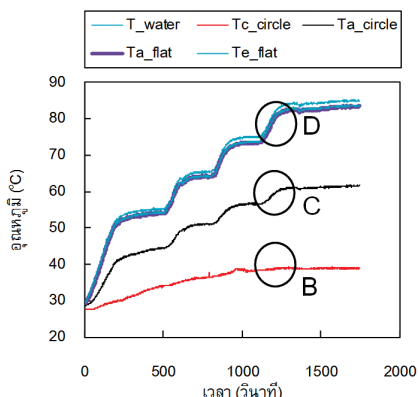


รูปที่ 3 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำร้อนและอากาศ (ขยายสเกล A)

รูปที่ 3 เป็นภาพขยายอุณหภูมิ น้ำร้อนและอากาศ ในช่วงอุณหภูมิ น้ำร้อนที่ 77 ถึง 80°C โดยมีอากาศเข้าส่วนควบแน่น (T_{air_in}) จาก กราฟจะเห็นว่าค่าของอุณหภูมิอากาศที่ออกของ HCLCHP จะมีอุณหภูมิสูงกว่า อุณหภูมิอากาศ ที่ออกของ HCLFHP อย่างเห็นได้ชัด

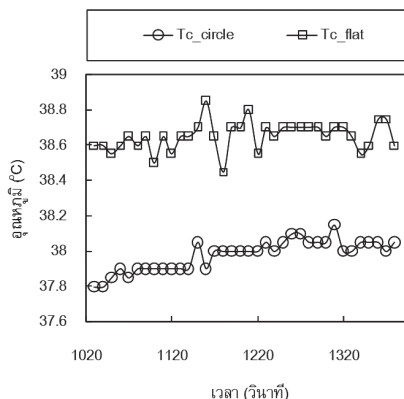
การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ผิวท่อ ณ จุดต่างๆ

พฤติกรรมของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ผิวท่อ ของส่วนควบแน่น ส่วนกันความร้อน และส่วนทำ ระบายในช่วงอุณหภูมิ น้ำร้อนที่ตั้งแต่ 30 ถึง 85°C แสดงดังรูปที่ 4



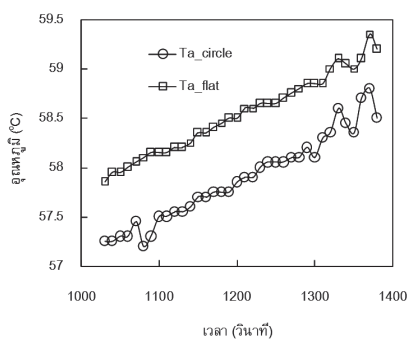
รูปที่ 4 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ผิวท่อ ณ ส่วนควบแน่น ส่วนกันความร้อน และส่วนทำระเหย

จากรูปที่ 4 พบว่าในช่วงเพิ่มอุณหภูมิ น้ำร้อนจาก 30 ถึง 85°C อุณหภูมิส่วนทำระเหยของ HCLCHP และ HCLFHP จะมีอุณหภูมิใกล้เคียงกับอุณหภูมิของน้ำร้อน สำหรับอุณหภูมิส่วนกันความร้อนพบว่า อุณหภูมิส่วนกันความร้อนของ HCLFHP จะมีอุณหภูมิที่สูงกว่าอุณหภูมิส่วนกันความร้อนของ HCLCHP เพียงเล็กน้อย สำหรับอุณหภูมิของส่วนควบแน่นพบว่า อุณหภูมิส่วนควบแน่นของ HCLFHP จะมีค่าสูงกว่า HCLCHP เพียงเล็กน้อย เพื่อให้มองเห็นได้ง่าย ผู้เขียนจึงได้ทำการขยายสเกลในจุดที่วงกลมเอาไว้ และแสดงในรูปที่ 5 - 6 สำหรับรูปที่ 5 เป็นภาพขยายการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ผิวท่อส่วนควบแน่น ในช่วงอุณหภูมิ น้ำร้อนที่ 77 ถึง 80°C จะเห็นว่าอุณหภูมิเฉลี่ยของส่วนควบแน่นของ HCLFHP จะมีค่าสูงกว่า HCLCHP ประมาณ 0.9°C ซึ่งอาจจะเกิดมาจากการระบายความร้อนที่ดีกว่า HCLFHP

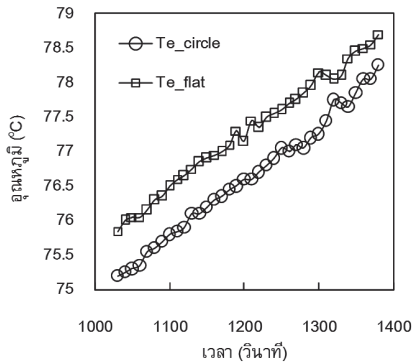


รูปที่ 5 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิส่วนควบแน่น (ขยายสเกล B)

รูปที่ 6 เป็นภาพขยายการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ผิวท่อส่วนกันความร้อน ในช่วงอุณหภูมิ น้ำร้อนที่ 77 ถึง 80°C จะเห็นว่าอุณหภูมิเฉลี่ยของส่วนกันความร้อนของ HCLFHP จะมีค่าที่สูงกว่า HCLCHP ประมาณ 0.46°C อาจจะมีสาเหตุเนื่องจาก HCLCHP มีการระบายความร้อนที่ดีกว่า HCLFHP



รูปที่ 6 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิส่วนกันความร้อน (ขยายสเกล C)

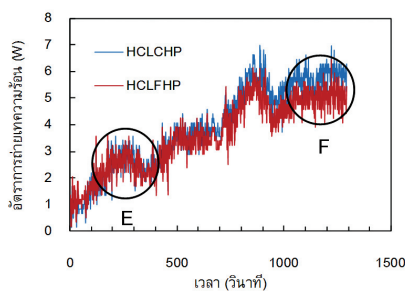


รูปที่ 7 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิส่วนทาระเหย (ขยายสเกล D)

รูปที่ 7 เป็นภาพขยายการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ผิวท่อบริเวณระเหย ในช่วงอุณหภูมิน้ำร้อนที่ 77 ถึง 80°C จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิเฉลี่ยของส่วนทาระเหยของ HCLFHP จะมีค่าที่สูงกว่า HCLCHP ประมาณ 0.9°C อาจมีเหตุเนื่องจาก HCLCHP มีการระบายความร้อนที่ดีกว่า HCLFHP

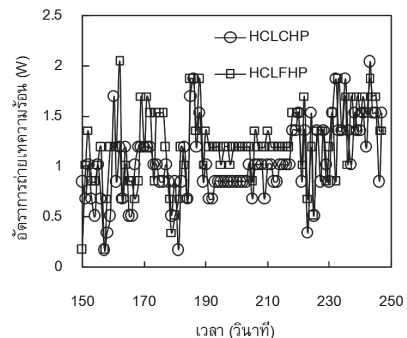
การเปลี่ยนแปลงอัตราการถ่ายเทความร้อนของส่วนควบแน่น

หากนำค่าต่างๆ เช่น อุณหภูมิของอากาศขาเข้าและขาออกจากส่วนทาระเหย อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศที่ไหลผ่าน ค่าความจุความร้อนของอากาศ มาคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ถ่ายเทออกจากส่วนควบแน่นของ HCLFHP และ HCLCHP แสดงดังรูปที่ 8 ดังนี้

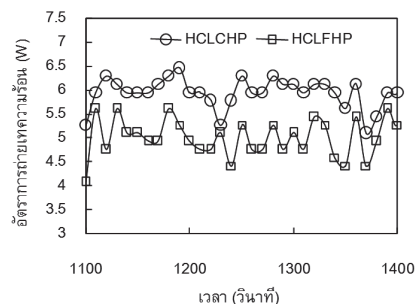


รูปที่ 8 อัตราการถ่ายเทความร้อนอากาศของส่วนควบแน่น

จากรูปที่ 8 แสดงค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจากสารทำงานที่บรรจุอยู่ในส่วนควบแน่นคายความร้อนให้กับอากาศที่ไหลผ่านส่วนควบแน่นของ HCLCHP และ HCLFHP ซึ่งพบว่าค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนในช่วงอุณหภูมิน้ำร้อนที่ 30 ถึง 55°C ของ HCLFHP จะมีค่าสูงกว่า HCLCHP แต่ในช่วงอุณหภูมิน้ำร้อน 65 ถึง 80°C อัตราการถ่ายเทความร้อนของ HCLCHP มีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่า HCLFHP หรืออาจกล่าวได้ว่าในช่วงแรก HCLFHP มีการถ่ายเทได้ดีกว่า HCLCHP แต่หากปล่อยเวลาให้นานขึ้น พบว่า HCLCHP จะถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่า HCLFHP เพื่อให้มองเห็นค่าที่ชัดเจนมากขึ้นผู้เขียนได้ทำการขยายสเกลในจุดที่วงกลมเอาไว้ในรูปที่ 9 และรูปที่ 10 ดังนี้



รูปที่ 9 อัตราการถ่ายเทความร้อนอากาศของส่วนควบแน่น (ขยายสเกล E)



รูปที่ 10 อัตราการถ่ายเทความร้อนอากาศของส่วนควบแน่น (ขยายสเกล F)

รูปที่ 9 เป็นภาพขยายของอัตราการถ่ายเทความร้อนของส่วนควบแน่นในช่วงอุณหภูมิที่ 40 ถึง 55°C ซึ่งอัตราการถ่ายเทความร้อนของ HCLFHP จะมีค่าสูงกว่า HCLCHP ประมาณ 0.6 W เนื่องจาก HCLFHP มีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ดีในช่วงอุณหภูมิที่ต่ำกว่า 55°C แสดงให้เห็นว่า HCLFHP มีประสิทธิภาพการทำงานที่ดีในช่วงอุณหภูมิที่ไม่สูงมาก ทั้งนี้ การลดพื้นที่หน้าตัดของท่อความร้อนเป็นผลให้ปริมาณสารที่เดิมเข้าภายในลดลงตามไปด้วย และอีกประการหนึ่งก็คือ ความร้อนสามารถวิ่งเข้าไปสู่สารทำงานบริเวณตรงกลางท่อได้รวดเร็วกว่าเนื่องจากระยะห่างจากผิวท่อไปยังสารทำงานที่อยู่ตรงกลางท่อมมีค่าต่ำ

สำหรับรูปที่ 10 เป็นภาพขยายอัตราการถ่ายเทความร้อนของส่วนควบแน่นในช่วงอุณหภูมิที่ 77 ถึง 85°C ซึ่งอัตราการถ่ายเทความร้อนของ HCLCHP จะมีค่าสูงกว่า HCLFHP ประมาณ 0.9 W เนื่องจาก HCLCHP มีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ดีในช่วงอุณหภูมิที่ต่ำกว่า 65°C แสดงให้เห็นว่า HCLCHP มีประสิทธิภาพการทำงานที่ดีในช่วงอุณหภูมิที่สูง ทั้งนี้อาจมีสาเหตุมาจากในช่วงอุณหภูมิสูง สารทำงานใน HCLCHP มีการเดือดอย่างเต็มที่ ในขณะที่ HCLFHP สารทำงานอาจจะไหลกลับมายังส่วนท่าระเหยไม่ทัน หรืออาจอธิบายได้ว่า ที่อุณหภูมิสูง สารทำงานใน HCLFHP อาจมีปรากฏการณ์แห้ง (dry out) เกิดขึ้น หรืออาจเกิดปรากฏการณ์ท่วม (flood phenomena)

สรุปผล

จากการเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนของ HCLFHP และ HCLCHP แบบ 3 Turns สำหรับอุณหภูมิอากาศ ในช่วงอุณหภูมิที่ 30 ถึง 85°C สามารถสรุปได้ดังนี้

- ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนส่วนควบแน่นของ HCLCHP สูงกว่า HCLFHP ในช่วงอุณหภูมิที่ต่ำกว่า 65 ถึง 85°C
- ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนส่วนควบแน่นของ HCLFHP สูงกว่า HCLCHP ในช่วงอุณหภูมิที่ต่ำกว่า 55°C

บรรณานุกรม

- A. R. Lukitobudi, A. Akbarzadeh, A. W. Johnson and P. Hendy. (1995). Design, construction and testing of a thermosyphon heat exchanger for medium temperature heat recovery in bakeries. *Heat Recovery Systems*. Vol. 15, No. 5, pp. 481-491.
- F. Yang, X. Yuan and G. Lin. (2003). Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger for heating automobile using exhaust gas. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 23. pp. 367-372.
- M. H. Habeebullah, M. Akyurt, Y. S. H. Najjar and A. K. El-Kalay. (1998). Experimental performance of a waste heat recovery and utilization system with a looped water in steel heat pipe. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 18. pp. 595-607.
- P. Amatachaya and W. Srimuang. (2010). 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. pp. 293-298.
- P. Meena, S. Rittidech and N.Poomsa-ad. (2007). 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. pp. 553-564.
- S. B. Riffat and G. Gan. (1998). Determination of effectiveness of heat-pipe heat recovery for naturally-ventilated buildings. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 18. pp. 121-130.
- S. H. Moon, G. Hwang, H. G. Yun, T. G. Choy and Y. I. Kang. (2002). Improving thermal performance of miniature heat pipe for notebook PC cooling. *Micro-electron. Reliab.* Vol. 42 No. 1. pp. 135-140.
- S. H. Noie and G. R Majidian. (2000). Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger for surgery room in hospitals. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 20, No. 14. pp. 1271-1282.
- S. H. Noie. (2006). Investigated the thermal performance of an air to air thermosyphon heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 26. pp. 559-567.
- S. Rittidech, W. Dargeton and S. Soponronnarit. (2005). Closed-ended oscillating heat-pipe (CEOHP) air-preheater for energy thrift in a dryer. *Applied Energy*. Vol. 81. pp. 198-208.
- W. Srimuang, S. Rittidech and B. Bupchot. (2009). Heat transfer characteristics of a vertical flat thermosyphon (VFT). *Inter-national journal of Mechanical Science and Technology*. Vol. 20. pp. 781-79.