

การทดสอบสมรรถนะของเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนชนิดสั่นปลายปิดสำหรับเครื่องอบแห้ง PERFORMANCE TESTS OF AN CLOSED-EDN OSCILLATION HEAT PIPE AIR PREHEATER FOR DRYER

วิริยะ แแดงทน¹ สัมพันธ์ ฤทธิ์เดช² สมชาติ โสภณธรณฤทธิ์³

^{1,2}คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม อำเภอกันทรวิชัย จังหวัดมหาสารคาม 44150

³คณะพลังงานและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ถนนสุขสวัสดิ์ 48 กรุงเทพฯ 10140

โทร 0-43754316 โทรสาร 0-43754326 Email: wiriyadt@hotmail.com

บทคัดย่อ

การศึกษานี้เป็นการศึกษาเพื่อออกแบบ สร้าง และทดสอบ เครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนชนิดสั่นปลายปิด (CEOHP Airpreheater) สำหรับเครื่องอบแห้ง เครื่องอุ่นอากาศแบบ CEOHP ประกอบด้วย 2 ส่วนคือ กล่องสำหรับติดตั้งชุดท่อความร้อน CEOHP และอีกส่วนคือท่อความร้อน CEOHP มีหน้าที่เป็นตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อน ประกอบด้วย 3 ส่วนคือ ส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อนและ ส่วนควบแน่น CEOHP ผลิตจากท่อทองแดง เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 0.002 m จำนวน 32 ชุด ความยาวด้านควบแน่น และส่วนระเหยยาว 0.19 m ในการทดลองจะใช้อุณหภูมิร้อนที่เข้าส่วนระเหย เป็น 60 , 70 และ 80 C° ที่ความเร็วลมร้อน 3.3 m/s อุณหภูมิอากาศสด 30 C° สารทำงานคือ น้ำ , R141b และ R123 ที่อัตราการเติมสาร 50 % ของปริมาตรทั้งหมด และจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อ CEOHP 4,6 และ 8 จากการทดลองพบว่าเมื่ออุณหภูมิร้อนเพิ่มขึ้นจาก 60 ถึง 80 C° ค่าของประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเพิ่มขึ้นเป็น 0.44 , 0.46 ,0.54 ตามลำดับ เมื่อจำนวนของโค้งเลี้ยวเพิ่มขึ้น ค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเพิ่มขึ้นเป็น 0.43 , 0.49 ,0.54 ตามลำดับ เมื่อเปลี่ยนสารทำงานภายใน จากน้ำเป็น R141b และ R123 ค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเพิ่มขึ้นเป็น 0.41 , 0.46 , 0.54 ตามลำดับ

Abstract

The study is aimed to design, build and test the closed-end oscillating heat pipe type airpreheater for dryer (CEOHP Airpreheater). The CEOHP airpreheater consists of two main components which are the rectangular house casing and heat pipe (CEOHP). The heat pipe is the medium for heat transfer composing of evaporator, adiabatic and condenser section. The CEOHP airpreheater is made of 32 sets of copper tube with inner diameter of 0.002 m. The length of evaporator and condenser section is totally 0.19 m. The evaporator section is heated by hot

gas, while the condenser section is cooled by fresh air. In the experiment, the hot gas temperature is varied by 60, 70 and 80 C° while fixing the hot gas velocity at 3.3 m/s and the fresh air temperature at 30 C°. The working fluids, water, R141b and R123, are filled 50 percent to total volume. In addition, the number of turns of CEOHP is 4, 6 and 8. From the experiment, it is found that as the hot gas temperature increases from 60 to 80 C°, the effectiveness will slightly increase to 0.44, 0.46, and 0.54. Moreover, if the number of turns changes from 4 to 6 and 8, the effectiveness will slightly increases to 0.35, 0.42, and 0.54. If the working fluid change from water to R141b or R123, the effectiveness will slightly increase to 0.41, 0.46, and 0.54.

1. บทนำ

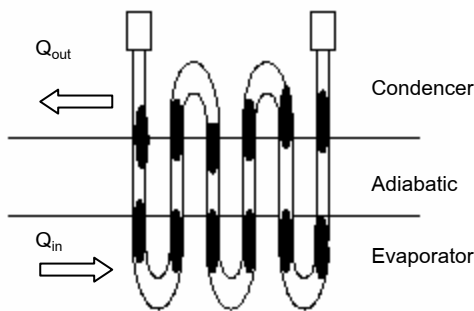
ประเทศไทยยังเป็นประเทศที่มีประชากรทำอาชีพเกี่ยวกับการเกษตรอยู่เป็นจำนวนมาก และ เพื่อที่จะสามารถเก็บรักษาผลผลิตทางการเกษตรไว้ได้เป็นระยะเวลาสั้นๆ จึงได้มีอุตสาหกรรมการอบแห้งผลิตผลทางการเกษตรเกิดขึ้น ซึ่งในอุตสาหกรรมการอบแห้งนี้ จำเป็นที่ต้องใช้พลังงานความร้อนในกระบวนการผลิตรวมทั้งยังมีความร้อนที่สูญเสียไปทางปล่องของเครื่องอบ จากการศึกษาด้านการประหยัดพลังงานของเครื่องอบแห้งวิธีการหนึ่งคือ การนำความร้อนนั้นกลับมาใช้ให้เกิดประสิทธิภาพสูงสุดในการใช้พลังงาน เช่น นำมาอุ่นอากาศที่จะเข้าเผาไหม้ในเครื่องอบ ซึ่งจะช่วยให้ได้ความร้อนกลับคืนประมาณ 25 - 35 % ของความร้อนทิ้ง ซึ่งความร้อนที่ปล่อยทิ้งจากการอบแห้ง มีอุณหภูมิสูงกว่าบรรยากาศ สามารถนำมาอุ่นอากาศ ก่อนเข้าเครื่องอบแห้ง ซึ่งทั้งนี้อาจทำได้โดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยอาศัยการทำงาน of เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในการดึงความร้อนที่จะถูกปล่อยทิ้งนำกลับมาใช้ในกระบวนการผลิต ซึ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนชนิดสั่นปลายปิดก็เป็นอีกแบบหนึ่งที่สามารถจะนำมาใช้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยมีข้อดีกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดอื่น คือ

1. ไม่ต้องใช้พลังงานเสริมในการใช้งาน

2. อุณหภูมิในการใช้งานมีช่วงกว้าง และสามารถทำงานได้ แม้ อุณหภูมิระหว่างแหล่งให้ความร้อน กับ แหล่งรับความร้อนต่างกันไม่มากถ้าเลือกของเหลวใช้งานให้เหมาะกับช่วงอุณหภูมิ
3. อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่หนึ่งหน่วย มีค่าสูงกว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของโลหะมาก
4. ปัญหาในการใช้งาน และการดูแลรักษามีน้อย เพราะไม่มีส่วนที่เคลื่อนไหว
5. ในการติดตั้งไม่ต้องคำนึงถึงทิศทางการติดตั้งเพราะท่อความร้อนชนิดสั่นปลายปิดสามารถถ่ายเทความร้อนในทิศทางใดก็ได้

หลักการการทำงานของท่อความร้อนชนิดสั่นปลายปิด

(Akachi et al., 1996)[1] ท่อความร้อนชนิดสั่นปลายปิดเป็นท่อความร้อนชนิดหนึ่งซึ่งใช้ในการถ่ายเทความร้อนจากแหล่งที่เกิดความร้อนไปยังแหล่งรับความร้อน เช่นเดียวกับท่อความร้อนทั่ว ๆ ไป แต่ลักษณะและหลักการการทำงานจะแตกต่างกัน โดยท่อความร้อนชนิดสั่นปลายปิด จะมีลักษณะเป็นท่อแคปิลารี (ท่อทองแดงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเล็ก ๆ) ที่นำมาดัดให้โค้งกลับไปกลับมาระหว่างส่วนของตัวทำระเหย กับ ส่วนควบแน่น ภายในท่อแคปิลารี จะมีสารทำงานอยู่ 2 แบบ คือ ส่วนที่เรียกว่าก้อนของเหลว (Liquid Slug) และส่วนที่เรียกว่าฟองไอ (Vapor Bubble) ทั้งก้อนของเหลว และฟองไอ จะจัดเรียงตัวแบบสลับกันไปท่อความร้อนชนิดสั่นปลายปิด สามารถทำงานได้ทั้งในแนวระดับ และ แนวตั้ง พื้นฐานการถ่ายเทความร้อนในท่อความร้อนชนิดสั่นปลายปิดคือการเปลี่ยนสถานะ และการเคลื่อนที่ขึ้นลงของสารทำงาน ซึ่งการเคลื่อนที่ของสารทำงานภายในท่อแคปิลารีนี้ซับซ้อนมากและยังไม่มีทฤษฎีที่นำมาอธิบายได้ ภายในส่วนทำระเหย มีอุณหภูมิสูง สารทำงานจะระเหยและมีความดันไอเพิ่มขึ้นเป็น เหตุให้ฟองไอในส่วนนี้ ขยายมากขึ้นและไปดันสารทำงานส่วนอื่นๆ ให้ไหลไปที่ส่วนควบแน่น ซึ่งส่วนนี้มีอุณหภูมิต่ำ จึงเกิดการกลับตัวของสารทำงานช่วยให้ปลายทั้งสอง (ส่วนควบแน่น และ ส่วนทำระเหย) มีความดันที่แตกต่างกัน และจากการเชื่อมต่อน้อยอย่างต่อเนื่องของท่อทำให้การเคลื่อนที่ของ ก้อนของเหลว และ ฟองไอ ที่ช่วงหนึ่งของท่อสามารถผ่านส่วนควบแน่น ไปสู่อีกช่วงหนึ่ง แล้วไหลไปสู่ส่วนทำระเหย ของอีกช่วงหนึ่งต่อไปได้ ดังแสดงในรูป 1

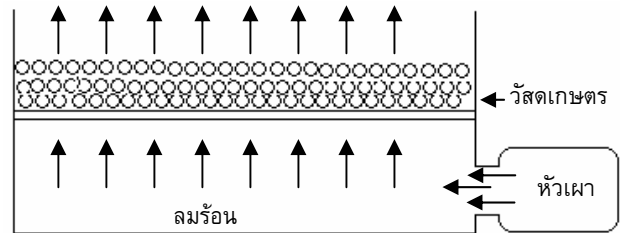


รูป 1 ท่อความร้อนชนิดสั่นปลายปิด

การประยุกต์ใช้ท่อความร้อนชนิดสั่นปลายปิด ในการออกแบบสร้างเครื่องอุณหอากาศ ใช้ความรู้พื้นฐานจากการศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน โดย Rittidech et al., 2001 [3] ได้ทำการศึกษาคคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนชนิดสั่นปลายปิด (CEOHP) ปัจจัยที่สำคัญต่อการถ่ายเทความร้อนได้แก่ อัตราการเติมสาร เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน จำนวนโค้งเลี้ยว, ความยาวส่วนทำระเหย และ สารทำงาน พบว่า ที่อัตราการเติม 50 เปอร์เซ็นต์ ของปริมาตรท่อ ให้ อัตราการถ่ายเทความร้อน ต่อพื้นที่สูงสุด ที่เงื่อนไขการทำงานเหมือนกัน ถ้าความยาวส่วนระเหยมากขึ้น จะให้ค่าของ q ลดลง ถ้า CEOHP มีจำนวนโค้งเลี้ยวมากขึ้นจะทำให้ค่า q ลดลง ถ้า สารทำงานที่มีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ (h_{fg}) สูง ๆ จะให้ค่าของ q ต่ำ จากค่าของ q ที่ทำการทดสอบสามารถหาค่า สมการสหสัมพันธ์ เพื่อใช้ทำนายการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดที่สภาวะปรกติในตำแหน่งแนวตั้ง

เครื่องอบแห้ง

เครื่องอบแห้งที่ใช้ในการทดลองติดตั้งเป็นเครื่องอบแห้งแบบไต้หวั่น ยี่ห้อ Rolex ที่ใช้อบแห้งลำไยเป็นงวด ๆ มีขนาด 3.00 x 3.70 x 0.96 เมตร เป็นเครื่องอบที่มีตะแกรงในการวางลำไย สามารถอบลำไยได้ครั้งละ 2,000 Kg ดังแสดงในรูป 2



ภาพประกอบ 2 เครื่องอบแห้ง

จากนั้นสร้างกรอบ และท่อส่งลม เพื่อรวบรวมเอาความร้อนที่เหลือทิ้งนำกลับมาเข้าเครื่องอุณหอากาศแบบท่อความร้อนชนิดสั่นปลายปิด

2. การออกแบบสร้าง

การออกแบบสร้างจะกำหนดสภาวะการทำงานของเครื่องอบแห้งที่มีอุณหภูมิอบแห้ง ประมาณ 80 °C ความเร็วลมร้อนในการอบประมาณ 3.3 m/s จากนั้นใช้วิธีการคำนวณ NTU สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน คำนวณ หาอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด (Q_{max}) แล้วนำค่า อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้ ใช้ในการหาขนาดพื้นที่ผิวของท่อความร้อนที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งเป็นที่มาของจำนวนขดท่อ CEOHP

$$Q_{max} = C_{min} (T_{hi} - T_{ci}) \quad (1)$$

$$C_{min} = \rho \times A \times V \times C_p$$

การออกแบบท่อความร้อนชนิดสั่นปลายปิด เมื่อได้ค่าความร้อนที่ต้องการถ่ายเทความร้อนแล้วต้องคำนวณค่าต่าง ๆ อีกดังนี้

- เลือกสารทำงาน และ วัสดุท่อบรรจุสารทำงาน ให้อยู่ในช่วงอุณหภูมิที่ท่อความร้อนสามารถทำงานได้
- หาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อเพื่อให้สารทำงานทำงานได้ โดยคำนวณจากสมการของ [2]

$$D_{i \max} \leq 2 \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_g}} \quad (2)$$

- หาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน (q) ของ CEOHP จากสมการสหสัมพันธ์ของ Rittidech et al., 2001 [3]

$$Ku_{90} = 0.0067 \left(\left(\frac{D_i^{3.1} L_t^{0.1}}{L_e^{3.2}} \right) n^{0.9} Pr_v^{-1.2} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-0.1} \left(\frac{\omega u_v^3}{\sigma^2 \rho_v} \right)^{0.01} \right)^{0.175} \quad (3)$$

Ku_{90} เป็นอัตราส่วนของฟลักซ์ความร้อนที่ได้ต่อฟลักซ์ความร้อนวิกฤติของสารทำงาน

$$\left(\frac{D_i^{3.1} L_t^{0.1}}{L_e^{3.2}} \right) \text{ เป็นขนาดมิติ ของท่อ , } n \text{ คือจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อ}$$

CEOHP

$$Pr = \frac{u_l C p_l}{k_l} \text{ เป็นอัตราส่วนของโมเมนต์ตัมการแพร่กระจาย}$$

ความร้อนจากก้อนของเหลวภายในท่อไปยังก้อนไอ

$$\frac{\rho_v}{\rho_l} \text{ เป็นอัตราส่วนความหนาแน่นของฟองไอ ต่อความหนาแน่นของของเหลวของสารทำงานภายในท่อ}$$

ของของเหลวของสารทำงานภายในท่อ

$$\frac{\omega u^3 v}{\sigma^2 \rho_v} \text{ เป็นปรากฏการณ์การสั่นของก้อนของเหลวและฟองไอ}$$

ภายในท่อ CEOHP

$$\omega = \sqrt{\rho_l g / \rho_v L_v}$$

ซึ่งการออกแบบต้องคำนึงถึงความเหมาะสม หลายอย่างด้วยกัน เช่นขนาดที่พอดีกับปล่องลม ฯลฯ ดังนั้นเพื่อความเหมาะสมจึงได้กำหนดตัวแปรในการออกแบบดังแสดงในตาราง 1 และนำ ค่า q มาหาอัตราการถ่ายเทความร้อนจาก

$$Q = q \times A \quad (4)$$

ผลการคำนวณจากสมการ (3) ดังแสดงในตาราง 2

ตาราง 1 ค่าต่าง ๆ ที่กำหนดในการออกแบบ

ข้อมูล	รายละเอียด
1. วัสดุที่ใช้ทำท่อความร้อน	ทองแดง
2. ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ	
- ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ(m)	0.0033
- ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ(m)	0.0020
3. ความยาวท่อความร้อน	
- ความยาวท่อส่วนทำระเหย (m)	0.19
- ความยาวท่อส่วนควบแน่น (m)	0.19
4. จำนวนรอบ(รอบ)	8
5. ลักษณะการจัดเรียงท่อ	แบบตรงแถว
- จำนวนแถว (แถว)	18
- ระยะห่างระหว่างแถว (m)	0.02
- จำนวนสตมภ์ (สตมภ์)	32
- ระยะห่างระหว่างสตมภ์ (m)	0.005
- มุมในการจัดวางท่อความร้อนชนิดสัน (องศา)	90
6. สารทำงาน	น้ำ

ตาราง 2 ผลการคำนวณจาก สมการ (3)

อัตราการถ่ายเทความร้อน/ขด	111 Watts
จากสมการสหสัมพันธ์ (3)	
จำนวนท่อความร้อนที่ใช้	32 ชุด
อัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมด	3552 Watts

3 เครื่องต้นแบบ

จากการคำนวณเครื่องอยู่นอกอากาศแบบ CEOHP ดำเนินการสร้างแล้วนำติดตั้งเข้ากับเครื่องอบแห้ง ดังแสดงในรูป 3



เครื่องอยู่นอกอากาศแบบ CEOHP



รูป 3 เครื่องต้นแบบ

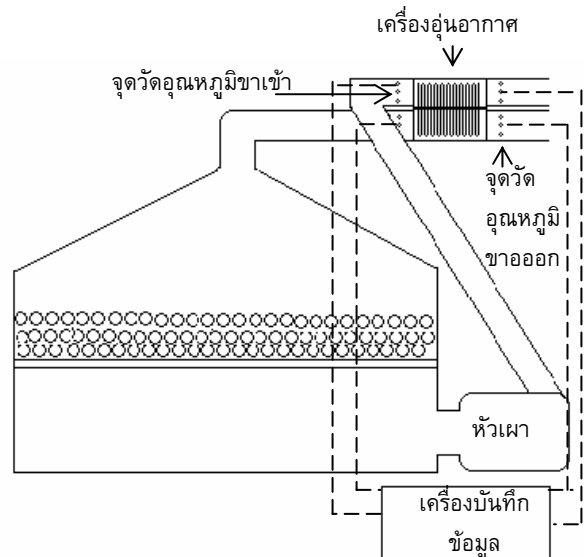
4. การทดสอบ

วัตถุประสงค์การทดสอบ

- หาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิผลทางความร้อนของเครื่องอุ่นอากาศที่สภาวะการออกแบบ
- หาคความสัมพัทธ์อุณหภูมิลมร้อนขาเข้าเครื่องอุ่นอากาศที่มีต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิผลทางความร้อน
- หาคความสัมพัทธ์ของสารทำงานภายในท่อความร้อนที่มีต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิผลทางความร้อน
- หาคความสัมพัทธ์ของจำนวนโค้งเลี้ยงของท่อความร้อนที่มีต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิผลทางความร้อน
- เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทดลอง กับ ผลการทำนายทางทฤษฎี
- วิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

วิธีการทดสอบ

ทำการติดตั้งอุปกรณ์และเครื่องมือในการทดสอบ ประกอบด้วย เครื่องมือวัดความเร็วลม สายเทอร์โมคัปเปิล Type K เครื่องบันทึกข้อมูล เพื่อทำการวัดอุณหภูมิในจุดต่าง ๆ คือ อุณหภูมิลมร้อนขาเข้าเครื่องอุ่นอากาศ (T_{hi}) อุณหภูมิลมร้อนขาออกเครื่องอุ่นอากาศ (T_{ho}) อุณหภูมิอากาศสดเข้าเครื่องอุ่นอากาศ (T_{ci}) อุณหภูมิอากาศสดออกจากเครื่องอุ่นอากาศ (T_{co}) หลังจากนั้นเดินเครื่องอบแห้งที่หัวเผาและควบคุมอุณหภูมิลมร้อนโดยการปรับวาล์วควบคุมปริมาณแก๊สที่หัวเผาของเครื่องอบแห้ง เพื่อให้ปริมาณแก๊สที่เข้าไปทำการเผาไหม้ภายในหัวเผามีปริมาณที่เหมาะสม รอจนกว่าได้อุณหภูมิค่อนข้างคงที่ที่ 60°C ความเร็วลมร้อนที่การทำงานปกติของเครื่องอบแห้งเท่ากับ 3.3 m/s โดยทดสอบที่สภาวะบรรยากาศ รอจนกระทั่งระบบเข้าสู่สภาวะคงตัว คืออุณหภูมิไม่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา เริ่มบันทึกค่าอุณหภูมิโดยอ่านจากเครื่องอ่านอุณหภูมิ ซึ่งค่าที่ทำการบันทึกคือ อุณหภูมิขาเข้าของอากาศสด อุณหภูมิขาออกของอากาศสด อุณหภูมิลมร้อนขาเข้า และ อุณหภูมิลมร้อนขาออก ตำแหน่งละ 3 จุด ดังรูปที่ 4



รูป 4 แสดงการติดตั้งเครื่องมือวัดอุณหภูมิ

5. ผลการทดสอบ และอภิปราย

ตาราง 1 แสดงค่าที่ได้จากการทดสอบที่จำนวนโค้งเลี้ยงท่อ CEOHP 8 โค้งเลี้ยง

w	thi	tci	tco	Qac	Qpre	Qmax	ϵ
water	80	30	48	2628	3552	6373	0.41
	70	30	44	2064	3265	5356	0.38
	60	30	40	1460	2970	4288	0.34
R141b	80	30	50	3168	3096	6740	0.47
	70	30	45	2263	3011	5388	0.42
	60	30	42	1809	2835	4889	0.37
R123	80	30	54	3504	3554	6373	0.54
	70	30	47	2482	3390	5356	0.46
	60	30	43	1898	3129	4288	0.44

ตาราง 2 แสดงค่าที่ได้จากการทดสอบที่จำนวนโค้งเลี้ยงท่อความร้อนชนิดสั้นปลายปิด 6 โค้งเลี้ยง

W	thi	tci	tco	Qac	Qpre	Qmax	eff
Water	80	30	44	2112	2545	6600	0.32
	70	30	40	1933	2206	6666	0.29
	60	30	36	1238	2106	5158	0.24
R141b	80	30	47	2574	2214	6957	0.37
	70	30	43	1964	2154	5456	0.36
	60	30	39	1358	2028	4244	0.32
R123	80	30	51	3167	2432	6463	0.49
	70	30	47	2413	2329	5362	0.45
	60	30	42	1809	2229	4207	0.43

ตาราง 3 แสดงค่าที่ได้จากการทดสอบที่จำนวนโคงเลี้ยวท่อความร้อน ชนิดส้นปลายปิด 4 โคงเลี้ยว

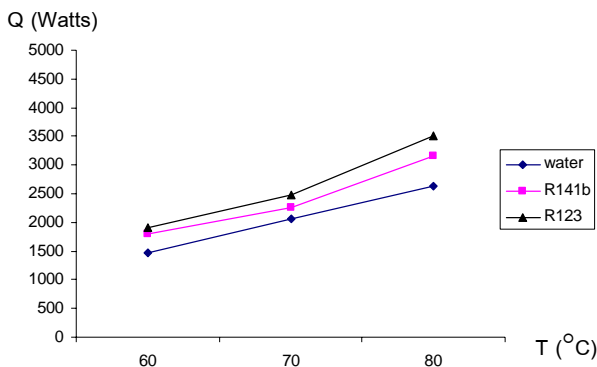
W	thi	tci	tco	Qac	Qpre	Qmax	eff
Water	80	30	42	1961	1586	6762	0.29
	70	30	40	1508	1460	5585	0.27
	60	30	37	980	1312	4261	0.23
R141b	80	30	44	2111	1375	7279	0.29
	70	30	41	1659	1337	5925	0.28
	60	30	38	1128	1259	4700	0.24
R123	80	30	49	2866	1526	6665	0.43
	70	30	44	2112	1461	5415	0.39
	60	30	40	1508	1399	4189	0.36

- ผลของการทดสอบที่สภาวะการออกแบบ

สภาวะการออกแบบเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนชนิดส้นปลายปิดสำหรับเครื่องอบแห้งผลิตผลทางการเกษตร คือ อุณหภูมิทำงานเท่ากับ 80 °C ที่จำนวนท่อความร้อนชนิดส้น 8 x 32 รอบ สารทำงานภายในคือ น้ำ และความเร็วลมร้อน 3.3 m/s จากการทดสอบพบว่าเครื่องอุ่นอากาศสามารถดึงความร้อนจากลมร้อนที่ปล่อยออกจากปล่องเครื่องอบแห้งผลิตผลทางการเกษตร ได้เฉลี่ยเท่ากับ 2,628Watts และจากการคำนวณค่าประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องอุ่นอากาศได้เท่ากับ 0.41

- ผลการแปรค่าอุณหภูมิที่มีต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน

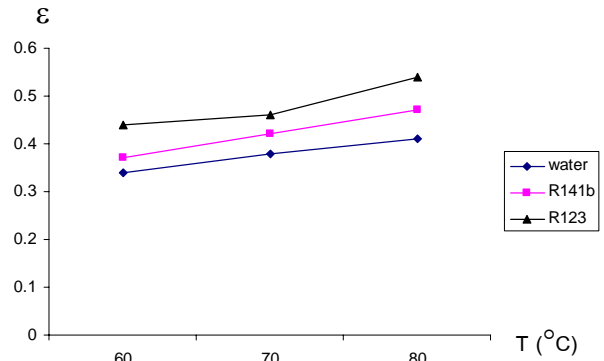
จากกราฟผลการทดลองรูป 5 จะเห็นว่าเมื่อเพิ่มอุณหภูมิของน้ำเข้า จะทำให้ค่า Q เพิ่มขึ้นด้วย สาเหตุที่ทำให้ Q เพิ่มขึ้นเป็นเพราะ เมื่ออุณหภูมิของน้ำเข้าเครื่องอุ่นอากาศเพิ่มขึ้น ทำให้อุณหภูมิส่วนทำระเหยของท่อความร้อนได้รับความร้อนเพิ่มมากขึ้น และถ่ายเทความร้อนไปยังส่วนควบแน่นเพิ่มมากขึ้น ดังนั้นอุณหภูมิส่วนควบแน่นของท่อความร้อนก็จะสูงขึ้น เมื่อมีอากาศสดไหลผ่านเข้าเครื่องอุ่นอากาศ ก็จะทำให้อากาศสดมีอุณหภูมิสูงขึ้น ผลต่างระหว่างอุณหภูมิขาเข้าและขาออกของอากาศสดจะเพิ่มสูงขึ้น ค่าของ Q ก็เพิ่มขึ้นตามไปด้วย



รูป 5 กราฟอุณหภูมิของน้ำเข้ากับอัตราการถ่ายเทความร้อนในช่วงอุณหภูมิ 60-80°C ที่จำนวนท่อความร้อน 8x32 รอบ

- ผลการแปรค่าอุณหภูมิที่มีต่อค่าประสิทธิภาพทางความร้อน

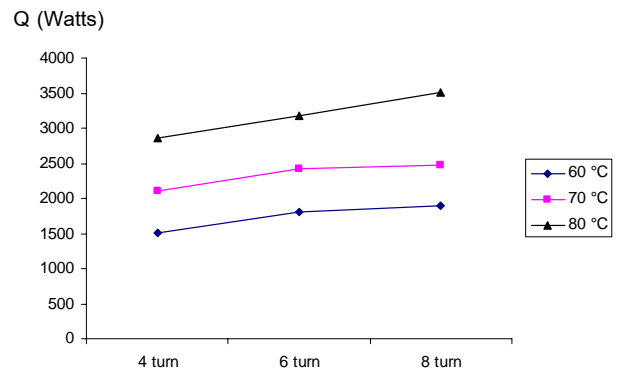
จากกราฟผลการทดลองรูป 6 จะเห็นว่าเมื่อเพิ่มอุณหภูมิของน้ำเข้า จะทำให้ค่า ε เพิ่มขึ้นด้วย ที่เป็นเช่นนี้เพราะ เมื่ออุณหภูมิของน้ำเข้าเพิ่มขึ้นทำให้อุณหภูมิส่วนทำระเหยของท่อความร้อนได้รับความร้อนเพิ่มมากขึ้น และถ่ายเทความร้อนไปยังส่วนควบแน่นเพิ่มมากขึ้น ผลต่างระหว่างอุณหภูมิขาเข้าและขาออกของอากาศสดจะเพิ่มสูงขึ้น ค่าของ Q ก็เพิ่มขึ้นตามไปด้วย เมื่อ Q เพิ่มขึ้นก็จะส่งผลให้ค่าประสิทธิภาพเพิ่มมากขึ้นตามไปด้วย



รูป 6 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของน้ำเข้ากับค่าประสิทธิภาพทางความร้อน ที่จำนวนท่อความร้อน 8x32 รอบ

- ผลการแปรจำนวนรอบต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน

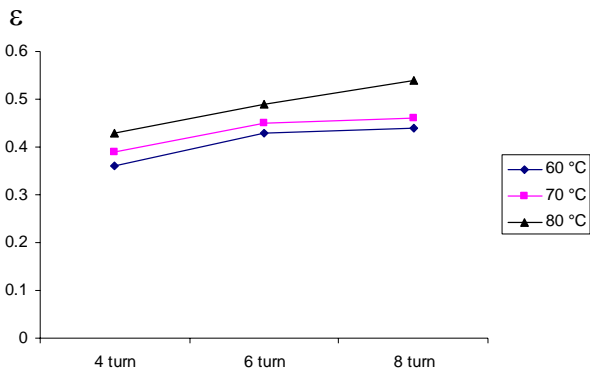
จากกราฟผลการทดลองรูป 7 จะเห็นว่าที่อุณหภูมิของน้ำเข้าเครื่องอุ่นอากาศที่เท่ากัน เมื่อท่อความร้อนมีจำนวนโคงเลี้ยวมากขึ้น จะทำให้ค่า Q สูงขึ้นด้วย สาเหตุที่ทำให้ค่า Q สูงขึ้นเกิดจาก เมื่อเพิ่มจำนวนโคงเลี้ยวของท่อความร้อนจะทำให้มีพื้นที่ผิวของท่อในการรับความร้อนที่ด้านล่างของเครื่องอุ่นอากาศ (ส่วนทำระเหยของท่อความร้อน) เพิ่มมากขึ้น และในทำนองเดียวกันส่วนคายความร้อนออก (ส่วนควบแน่นของท่อความร้อน) ก็มีพื้นที่ผิวในการคายความร้อนเพิ่มมากขึ้น ทำให้ความแตกต่างของอุณหภูมิของอากาศสดที่เข้าและออกเครื่องอุ่นอากาศ เพิ่มมากขึ้นจึงทำให้ได้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น



รูป 7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนโคงเลี้ยวกับค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ที่สารทำงานเป็น R123

- ผลการแปรจำนวนโค้งเลี้ยวต่อประสิทธิผลทางความร้อน

จากกราฟผลการทดลองรูป 8 จะเห็นว่า ที่อุณหภูมิความร้อนค่าเดียวกัน เมื่อมีการเปลี่ยนจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนให้เพิ่มขึ้น จะมีผลทำให้ค่า ε เครื่องอุ่นอากาศเพิ่มขึ้น สาเหตุที่ทำให้ค่า ε ของเครื่องอุ่นอากาศเพิ่มขึ้นเพราะ เมื่อมีพื้นที่ผิวของท่อในการถ่ายเทความร้อนมากขึ้นก็จะทำให้ได้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่มากขึ้น เมื่อนำมาหาค่า ε ซึ่งได้จากอัตราส่วนของ Q_{act} ต่อ Q_{max} . เมื่อค่าอัตราการความร้อนที่ถ่ายเทได้ Q_{act} . มีค่าเพิ่มมากขึ้น ในขณะที่ Q_{max} . มีค่าเท่าเดิม ดังนั้นจึงทำให้ค่าประสิทธิผลที่ได้มีค่าสูงขึ้น

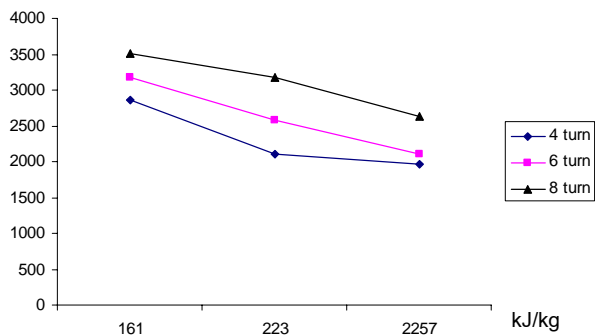


รูป 8 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนโค้งเลี้ยวกับค่าประสิทธิผลทางความร้อน ที่สารทำงานเป็น R123

- ผลการแปรสารทำงานในท่อความร้อนต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน

จากกราฟผลการทดลองรูป 9 จะเห็นว่าถ้าสารทำงานมีค่าของ h_{fg} เพิ่มมากขึ้น มีผลต่อค่า ε ทำให้ได้ค่าที่มีแนวโน้มต่ำลง ที่เป็นเช่นนี้เกิดจากสารทำงานที่มีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอต่ำ ๆ จะมีผลทำให้สารทำงานนั้นเดือดได้เร็วขึ้น และส่งถ่ายความร้อนไปยังส่วนควบแน่นด้านบนของท่อความร้อนได้ดีขึ้น และอีกประการหนึ่งคือ เมื่อคุณสมบัติของสารที่มีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอนั้นมากขึ้นจะทำให้มีแรงดึงผิวของสารทำงานมากขึ้นด้วยส่งผลให้ปริมาณของฟองไอน้ำภายในของสารทำงานลดลง การส่งถ่ายความร้อนจึงทำได้ไม่ดีเมื่อเทียบกับสารที่มีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ ต่ำ ๆ

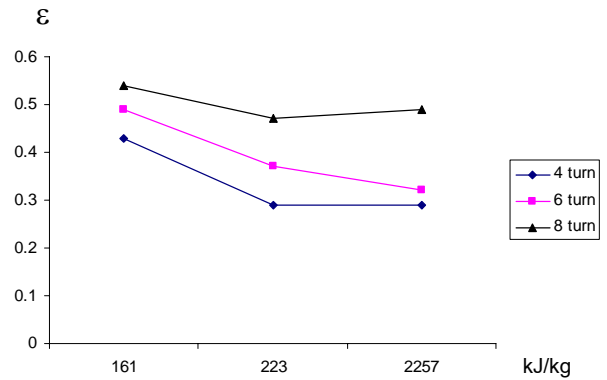
Q (Watts)



รูป 9 กราฟระหว่างสารทำงานกับค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ในช่วง ค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ 161 – 2257 kJ/kg

- ผลการแปรจำนวนโค้งเลี้ยวต่อประสิทธิผลทางความร้อน

จากกราฟผลการทดลองรูป 10 จะเห็นว่าถ้าสารทำงานมีค่า h_{fg} เพิ่มมากขึ้น มีผลต่อค่าประสิทธิผลทางความร้อนทำให้ได้ค่าที่มีแนวโน้มต่ำลง ที่เป็นเช่นนี้เกิดจากสารทำงานที่มีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอต่ำ ๆ จะมีผลทำให้สารทำงานนั้นเดือดได้เร็วขึ้น และส่งถ่ายความร้อนไปยังส่วนควบแน่นด้านบนของท่อความร้อนได้ดีขึ้น ทำให้ได้ค่าประสิทธิผลต่ำลงเมื่อค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอสูงขึ้น

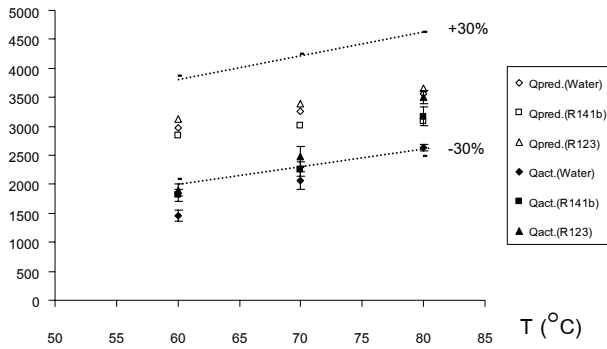


รูป 10 กราฟระหว่างสารทำงานกับค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ในช่วง ค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ 161 – 2257 kJ/kg

เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทดลองกับการทำนาย

ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทดลองนำมาเปรียบเทียบกับผลการทำนาย โดยใช้สมการที่ 9 จาก (Rittidech et al. 2000) จากสมการ (3)

จากกราฟรูป 11 แสดงค่า Q_{act} และ Q_{Pre} ที่จำนวนโค้งเลี้ยว 8 โค้งเลี้ยว จะเห็นว่าจากสมการที่ใช้ในการทำนายมีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน $\pm 30\%$ เส้นประทั้งสองเส้นในกราฟเป็นเส้นแสดงค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน จะเห็นว่าค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทดลองบางครั้งค่าให้ผลอยู่ในค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน และ อีกบางส่วนไม่อยู่ในเกณฑ์ที่เป็นเช่นนี้อาจเกิดจากการทดลองที่ผิดพลาดหลายส่วน เช่น การอ่านค่าจากเครื่องมือวัด ขั้นตอนการสร้างท่อความร้อน การทำสุญญากาศท่อความร้อน การเติมสารทำงาน ซึ่งจะมีผลต่อสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน



รูป 11 กราฟค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทดลอง และ ที่ได้จากการทำนาย ที่จำนวนโค้งเลี้ยว 8 โค้งเลี้ยว

ผลการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ จะหาจากความสามารถในการประหยัดเชื้อเพลิง ของเครื่องอุณหอากาศแบบท่อความร้อนชนิดสั้น ปลายปิดเมื่อติดตั้งเข้ากับเครื่องอบแห้ง ได้ทำการคำนวณหาการประหยัดเชื้อเพลิงแก๊สสูงต้มได้ 294.23 kg โดยคิดเป็นจำนวนเงิน 5,297 บาทต่อการอบแห้งผลผลิตทางการเกษตรเป็นเวลา 90 วัน ค่าใช้จ่ายในการสร้างเครื่องอุณหอากาศ เป็นจำนวนเงิน ประมาณ 3,700 บาท

ระยะเวลาคืนทุน (Payback period)

$$\begin{aligned} \text{ระยะเวลาคืนทุน} &= \text{ต้นทุนในการสร้าง} / \text{ค่าเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้} \\ &= 3,700 / 5,297 \\ &= 0.7 \text{ ปี} \end{aligned}$$

อัตราการคืนทุนภายใน (Internal Rate of Return; IRR)

เมื่อนำเอาข้อมูลข้างต้นมาคำนวณหาค่า IRR โดยกำหนดให้เครื่องอุณหอากาศมีอายุการใช้งาน 10 ปี ค่าใช้จ่ายลงทุนสร้างเครื่องเบื้องต้น 3,700 บาท ค่าเชื้อเพลิงที่สามารถประหยัดได้ คิดเป็นเงิน 5,297 บาท/ปี ค่าบำรุงรักษาเครื่อง เช่นค่าทำความสะอาด ค่าตรวจสอบสภาพการทำงานของเครื่องต่อปี 500 บาท จะได้ค่า IRR เท่ากับ 129 % ซึ่งเป็นค่าอัตราการคืนทุนภายในที่สูงมาก และเป็นสิ่งที่ยืนยันได้ว่าการเลือกใช้เครื่องอุณหอากาศแบบท่อความร้อนชนิดสั้น ปลายปิดนี้เหมาะสมมากและช่วยประหยัดค่าใช้จ่าย

5. สรุปผล

- อุณหภูมิลมร้อนขาเข้าเครื่องอุณหอากาศแปรผันตรงกันกับอัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพทางความร้อน คือ เมื่ออุณหภูมิลมร้อนขาเข้าเพิ่มขึ้น จะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพทางความร้อนสูงขึ้น
- จำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนชนิดสั้นปลายปิด แปรผันตรงกันกับอัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพทางความร้อน คือ เมื่อจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนชนิดสั้นปลายปิดเพิ่มขึ้น จะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพทางความร้อนสูงขึ้น
- ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอของสารทำงานภายในท่อความร้อนชนิดสั้นปลายปิด แปรผันผกผัน กับอัตราการถ่ายเทความร้อนและ

ประสิทธิภาพทางความร้อน คือ เมื่อค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอของสารทำงานเพิ่มขึ้น จะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพทางความร้อนลดลง

- อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทดลอง เมื่อเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการทำนาย ซึ่งอยู่ในช่วงเบี่ยงเบนมาตรฐาน $\pm 30\%$ มีค่าจากการทดลองส่วนใหญ่อยู่ในช่วงเบี่ยงเบนมาตรฐาน และมีแนวโน้มสอดคล้องกับค่าที่ได้จากการทำนาย
- เครื่องอุณหอากาศแบบ CEOHP สามารถนำไปใช้งานจริงได้

6. ข้อเสนอแนะ

1. ควรมีการจำลองสภาวะการทำงานจริงของเครื่องอบแห้ง เมื่อมีผลผลิตเข้าอบ หรืออาจใช้การแปรค่าความเร็วของลมที่ใกล้เคียงกับสภาวะจริง
2. ในการควบคุมอุณหภูมิในการอบแห้งเกิดจากการปรับปริมาณเชื้อเพลิงที่เข้าเผาไหม้ในหัวเผา จากการทดลองเมื่อติดตั้งเครื่องอุณหอากาศเข้าไป ทำให้อุณหภูมิของอากาศที่จะเข้าไปยังหัวเผามีอุณหภูมิสูงขึ้น เมื่อไปผสมกับอากาศที่เผาไหม้ ทำให้อุณหภูมิที่เข้าเครื่องอบแห้งมีอุณหภูมิสูงขึ้น อาจทำให้ความเสียหายกับผลผลิตเกษตร ดังนั้นควรปรับลดการจ่ายปริมาณเชื้อเพลิงให้เหมาะสม หรือจัดให้มีอุปกรณ์ควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงอัตโนมัติ ให้สัมพันธ์กับอุณหภูมิเข้าห้องอบแห้ง

7. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบพระคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) ที่สนับสนุนเงินทุนวิจัย

เอกสารอ้างอิง

- [1] H. Akachi, F. Polasek, P. Stulc, *pulsating heat pipe*, in: Proceeding of the 5th International Heat pipe Symposium, Melbourne, Australia, 1996, pp. 208-217.
- [2] S. Maezawa, K. Y. Gi, A. Minimisawa, H. Akachi, *Thermal performance of Capillary Tube Thermosyphon*. In: Proceeding of the 9th International heat Pipe Conference, Albuquerque, USA, Vol. 2, 1996, pp. 791-795.
- [3] S. Rittidech, P. Terdtoon, M. Murakami, P. Kamonpet, W. Jompakdee, *Effect of inclination angles, evaporator section lengths and working fluid properties on heat transfer characteristics of a closed-end oscillating heat pipe*, In: proceeding of the 6th international heat pipe symposium, Chiang Mai, Thailand, 2000, pp. 413-421
- [4] S. Rittidech, P. Terdtoon, M. Murakami, P. Kamonpet, W. Jompakdee, *Correlation to predict heat transfer characteristics of a closed-end oscillating heat pipe at normal operation condition*, Applied thermal Engineering 2003 Vol. 23 pp. 497-510.

[5] F. Yang,X. Yuan, G. Lin, *Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger for heating automobile using exhaust gas*, Applied Thermal Engineering 2003 vol. 23 pp.367-372.

NOMENCLATURE

A	พื้นที่	m^2
Cp	ค่าความร้อนจำเพาะของสาร	J/kg K
D	เส้นผ่านศูนย์กลาง	m
g	ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง	m/s^2
h_{fg}	ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ	kJ/kg
Ku	ตัวเลขของคูทาเทล์ดเซ	$\left(\frac{q}{h_{fg} \rho_v [\sigma g (\rho_l - \rho_v) / \rho_v^2]^{1/4}} \right) -$
L	ความยาว	m
n	จำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อน	-
Pr _v	ตัวเลขของพรานด์ตัน	$\left(\frac{C_{pv} \mu_v}{k_v} \right) -$
Q	การถ่ายเทความร้อน	W
q	อัตราการถ่ายเทความร้อน	W/m^2
T	อุณหภูมิ	C°
V	ความเร็ว	m/s
	$\left(\frac{\omega \mu_v^3}{\sigma^2 \rho_v} \right)$	ปรากฏการณ์การสั้นในท่อ CEOHP

Greek symbols

k	สัมประสิทธิ์การนำความร้อน	W/mK
μ	ความหนืด	Pa.s
ρ	ความหนาแน่น	kg/m^3
σ	แรงตึงผิว	N/m

Subscripts

c	เย็น
e	ส่วนทำระเหย
l	ของเหลว
i	ด้านใน
o	ด้านนอก
t	รวม
v	ไอ

