Thesis Title Heat Transfer Characteristics of Closed – End Oscillating Heat Pipe

Author Mr. Sampan Rittidech

Ph.D. Mechanical Engineering

Examining Committee:

Assoc. Prof. Dr.	Pradit Terdtoon	Chairman
Asst. Prof. Dr.	Wasan Jompakdee	Member
Lect. Dr.	Patrapon Kamonpet	Member
Asst. Prof. Dr.	Siva Achariyaviriya	Member
Prof. Dr.	Masahide MURAKAMI	Member

ABSTRACT

This thesis aims to study the heat transfer characteristics of a closed-end oscillating heat pipe (CEOHP), by the following procedures; firstly, an investigation of heat transfer characteristics, secondly, the visualization of the inside flow phenomena, thirdly, the establishment of mathematical model, and finally, the application of CEOHP to the heat exchanger.

The most important part is systematic investigation of the heat transfer characteristics. This was accomplished by taking into account the filling ratio, inclination angle, inner diameter, evaporator length, number of turns and working fluid. It was found that the radial heat flux at all inclination angles reached the maximum values at a filling ratio of 50%. The CEOHP with short evaporator length (L_e) could operate at all modes (top, horizontal and bottom), but this condition could not be obtained with the L_e of 150 mm. At the same operating condition, the larger the L_e, the heat flux was lower, e.g. for the R123 CEOHP with internal diameter (ID) 2.03 mm, 42 turns, the heat fluxes at horizontal mode were 7646 and 4977 W/m^2 for the L_e of 50 and 150 mm respectively. The CEOHP with lower number of meandering turns could transfer higher heat flux than that with higher number of meandering turns, e.g. for the

R123 CEOHP with L_e 50 mm ID 2.03 mm, the heat fluxes at horizontal position were 10172 and 7646 W/m^2 for the number of turns of 14 and 42 respectively. The higher latent heat of working fluid, the lower the heat flux that the CEOHP could transfer, e.g. for the CEOHP with L_e 50 mm, ID 2.03 mm, 42 turns, the heat fluxes at horizontal position were 7646 and 4977 W/m^2 for R123 (h_{fg}= 161 kJ/kg) and water (h_{fg}= 2381 kJ/kg) respectively. All of the experimental results of the heat flux of a CEOHP at the horizontal and the vertical position could be correlated as follows;

$$Ku_0 = 0.0058\left(\left(\frac{D_i^{4.3}L_t^{0.1}}{L_e^{4.4}}\right)n^{0.5}\,Pr_v^{-25}\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{-0.2}\left(\frac{\omega\mu_v^3}{\sigma^2\rho_v}\right)^{0.01}\right)^{0.129} \quad \text{and}$$

$$Ku_{90} = 0.0067\left(\left(\frac{D_i^{3.1}L_t^{0.1}}{L_e^{3.2}}\right)n^{0.9}\,Pr_v^{-12}\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{-0.1}\left(\frac{\omega\mu_v^3}{\sigma^2\rho_v}\right)^{0.01}\right)^{0.175}$$

which were proposed as the general correlation to predict the heat transfer of the CEOHP. The standard deviation from these equation were $\pm$ 30% and $\pm$ 29%.

To visualize the inside flow phenomena, the effects of evaporator lengths, number of turns and working fluids at the vertical position were observed using a glass CEOHP. It was found that when the L_e decreased from 150 to 50 mm, the main flow changed from the slug flow with annular flow to slug flow with bubble flow. The length of vapor bubbles rapidly decreased. The velocity of vapor bubbles slightly increased. The frequency of temperature oscillation slightly increased as the amplitude rapidly decreased, the heat flux rapidly increased. When the number of meandering turns decreased from 28 to 10 turns, the flow pattern remained at slug flow with bubble flow. The length, the velocity of vapor bubbles, the frequency of temperature oscillation, the amplitude and the heat flux were nearly constant. When h_{fg} decreased, the main flow changed from the slug flow with annular flow to slug flow with bubble flow. The length and velocity of vapor bubbles rapidly decreased. The frequency of temperature oscillation of working fluid slightly increased as the amplitude of temperature oscillation rapidly decreased, the heat flux rapidly increased. Slug flow together with bubble flow produced the highest heat flux.

From the quantitative and visualization study, the mathematical model can be established. The principles and theories of internal friction flow, basic governing equations and finite difference scheme were applied in the model to evaluate the heat flux of CEOHP, The computer program used was MATLAB® program. From the mathematical model, the heat fluxes

of a top heat mode CEOHP at various conditions was calculated and compared to those of the experiment. It was found that the heat flux from the model agreed with those of quantitative experiment in some degree. From the comparison, a corrective expression of the heat flux can be determined and used to modify the correlation. The prediction with corrective expression was $q_{exp} = 3\times10^{-5} q_{prd}^{2.15}$ with the standard deviation was $\pm$ 30%. From the comparison of heat fluxes from the prediction with to that of the heat flux from the quantitative study, it was found that the difference of heat flux from experiment and model was about 16%. When evaporator length of the CEOHP increased the heat flux decreased. If the inner diameter increased the heat flux increased.

Finally, the correlation at vertical position found from quantitative study was utilized to design the CEOHP air-pre heater for a normally-available dryer. The dryer was constructed and tested to compare with the simulated results. From the predicted results with a hot gas temperature of 80 $^{\circ}$C, a hot gas velocity of 4.25 m/s, a CEOHP of 8X36 turns using ethanol as the working fluid, it was seen that it could transfer a heat of 7164 Watts and had a thermal effectiveness of 0.72. The actual heat transfer rate of CEOHP air preheater became 6110 Watts and had the thermal effectiveness of 0.54, which was within an acceptable standard deviation $\pm$ 29% from correlation. In addition it was found that the heat transfer rate and the thermal effectiveness of the CEOHP air preheater was proportional to that of the hot gas inlet temperature and number of turns.

ชื่อเรื่องวิทยานิพนธ์ คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด

ชื่อผู้เขียน นายสัมพันธ์ ฤทธิเดช

วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์:

รศ. ดร. ประดิษฐ์	เทอดทูล	ประธานกรรมการ
ผศ. ดร. วสันต์	จอมภักดี	กรรมการ
อ. ดร. ภัทราพร	กมลเพ็ชร	กรรมการ
ผศ. ดร. ศิวะ	อัจฉริยวิริยะ	กรรมการ
Prof. Dr. Masahide	MURAKAMI	กรรมการ

บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์นี้ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด (CEOHP) โดยแยกการศึกษาเป็นหัวข้อดังนี้ การศึกษาเชิงปริมาณถึงคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน การศึกษาเชิงทัศน์ของปรากฏการณ์การไหลภายใน การศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และการศึกษาถึงการนำไปประยุกต์ใช้งานกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การศึกษาที่เป็นระบบของคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดเป็นส่วนที่สำคัญที่สุด โดยได้ศึกษาถึงผลของ อัตราการเติม มุมเอียง เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน ความยาวส่วนทำระเหย จำนวนโค้งเลี้ยว และสารทำงานที่มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน จากผลการทดสอบสรุปผลได้ดังนี้ ที่อัตราการเติม 50 เปอร์เซ็นต์ ค่าของอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ผิวให้ความร้อน (q) จะมีค่าสูงสุดที่ทุกๆ มุมเอียง สำหรับ CEOHP ที่มีความยาวส่วนทำระเหยสั้น (L_e) จะทำงานได้ทุกตำแหน่ง (ส่วนทำระเหยอยู่ด้านบน: top mode, ส่วนทำระเหยกับส่วนควบแน่นอยู่ในระดับเดียวกัน: horizontal mode, และส่วนทำระเหยอยู่ด้านล่าง: Bottom mode) แต่เงื่อนไขนี้จะใช้ไม่ได้เมื่อ L_e 150 มิลลิเมตร ถ้าที่เงื่อนไขการทำงานเหมือนกันความยาวส่วนทำระเหยมีค่ามากขึ้น ค่าของ q จะลดลง เช่น CEOHP ที่ใช้ R123 เป็นสารทำงานเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน (ID) 2.03 มิลลิเมตร 42 โค้งเลี้ยว ค่าของ q ที่ horizontal mode คือ 7646 และ

4977 วัตต์ต่อตารางเมตร สำหรับ L_e 50 และ 150 มิลลิเมตร ตามลำดับ ถ้า CEOHP มีจำนวนโค้งเลี้ยวลดลงจะให้ค่า q สูงเมื่อเทียบกับ CEOHP ที่มีจำนวนโค้งเลี้ยวเพิ่มขึ้น เช่น CEOHP ที่ใช้ R123 เป็นสารทำงาน L_e 50 มิลลิเมตร ID 2.03 มิลลิเมตร ค่าของ q ที่ horizontal mode คือ 1017 และ 7646 วัตต์ต่อตารางเมตร สำหรับที่ 14 และ 42 โค้งเลี้ยว ตามลำดับ ถ้าสารทำงานที่มีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอสูงๆ (h_{fg}) CEOHP จะให้ค่าของ q ต่ำ เช่น ที่ L_e 50 มิลลิเมตร ID 2.03 มิลิเมตร 42โค้งเลี้ยว ค่าของ q ที่ horizontal mode คือ 7646 และ 4977 วัตต์ต่อตารางเมตร สำหรับสารทำงาน R123 (h_{fg} = 161 kJ/kg) และ น้ำ (h_{fg} = 2381 kJ/kg) ตามลำดับ จากค่า q ของการทดสอบทั้งหมดที่ตำแหน่งแนวนอนและดิ่งนำมาหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$Ku_0 = 0.0058\left(\left(\frac{D_i^{4.3}L_t^{0.1}}{L_e^{4.4}}\right)n^{0.5}\,Pr_v^{-25}\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{-0.2}\left(\frac{\omega\mu_v^3}{\sigma^2\rho_v}\right)^{0.01}\right)^{0.129}$$ และ

$$Ku_{90} = 0.0067\left(\left(\frac{D_i^{3.1}L_t^{0.1}}{L_e^{3.2}}\right)n^{0.9}\,Pr_v^{-12}\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{-0.1}\left(\frac{\omega\mu_v^3}{\sigma^2\rho_v}\right)^{0.01}\right)^{0.175}$$

ซึ่งสมการสหสัมพันธ์นี้สามารถที่จะใช้ทำนายค่า q ของ CEOHP ได้ โดยมีค่าเบี่ยงเบนมาตราฐาน $\pm$31 และ $\pm$29 เปอร์เซ็นต์

การศึกษาเชิงทัศน์ของปรากฏการณ์การไหลภายใน เป็นการศึกษาถึงผลของ L_e จำนวนโค้งเลี้ยว และ h_{fg} ที่ตำแหน่งในแนวดิ่ง โดยใช้ CEOHP เป็นท่อแก้ว จากผลการทดสอบพบว่าเมื่อ L_e ลดลงจาก 150 ถึง 50 มิลลิเมตร รูปแบบการไหลหลักจะเปลี่ยนจากการไหลแบบฟองไอรูปร่างคล้ายกระสุน (Slug flow) กับการไหลแบบวงแหวน (Annular flow) ไปเป็นการไหลแบบฟองไอรูปร่างคล้ายกระสุนกับฟองไอรูปร่างกลมเล็ก (Bubble flow) โดยความยาวของฟองไอจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ความเร็วของฟองไอและความถี่การสั่นของอุณหภูมิจะค่อยๆ เพิ่มขึ้น ช่วงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ และค่า q จะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว เมื่อจำนวนโค้งเลี้ยวลดลงจาก 28 ถึง 10 รูปแบบการไหลหลักจะไม่มีการเปลี่ยนแปลงจากการไหลแบบ Slug flow กับ Bubble flow โดยความยาวของฟองไอ ความเร็ว ความถี่การสั่นของอุณหภูมิ ช่วงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิและ q จะมีค่าคงที่ เมื่อค่า h_{fg} ลดลง รูปแบบการไหลหลักจะเปลี่ยนจากการไหลแบบ Slug flow กับการไหล Annular flow ไปเป็นการไหลแบบ Slug flow กับ Bubble flow โดยความยาวของฟองไอและความเร็วจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ความถี่การสั่นของอุณหภูมิจะค่อยๆ เพิ่มขึ้น ช่วงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิจะลดลงอย่างรวดเร็ว ค่า q จะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว การไหลแบบ Slug flow รวมกับ Bubble flow จะทำให้ค่า q มีค่าสูง

จากผลการทดลองเชิงปริมาณและเชิงทัศน์ข้างต้นสามารถนำมาสร้างเป็นแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ซึ่งใช้ทฤษฎีและหลักการเกี่ยวกับความเสียดทานการไหลในท่อและสมการควบคุมพื้นฐานรวมทั้งหลักการ Finite difference มาประยุกต์กับการคำณวนหา q ของ CEOHP ในแบบจำลอง โปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่ใช้นี้เขียนขึ้นจากแม็ทแล็บ (MATLAB®) ซึ่งแบบจำลองสามารถเปรียบเทียบเงื่อนไขต่างๆ กับผลการทดลองที่ Top mode จากผลการทดสอบพบว่าค่าที่ได้จากแบบจำลองจะสอดคล้องกันในบางระดับกับค่าการทดสอบเชิงปริมาณ โดยสามารถเปรียบเทียบค่าของ q จากการทำนายและทดสอบได้จากสมการที่ดัดแปลง ซึ่งสมการดัดแปลงที่ใช้ทำนายคือ $q_{exp} = 3\times10^{-5} q_{prd}^{2.15}$ มีค่าเบี่ยงเบนมาตราฐาน $\pm$ 30 เปอร์เซ็นต์ จากการเปรียบเทียบค่า q จากการทำนายกับผลการศึกษาเชิงปริมาณ พบว่าค่า q จากแบบจำลองและการทดสอบจะแตกต่างกันอยู่ประมาณ 16 เปอร์เซ็นต์ โดยเมื่อความยาว L_c ของ CEOHP เพิ่มขึ้นค่า q จะลดลง และเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้นค่า q จะเพิ่มขึ้น

สมการสหสัมพันธ์ที่หาได้ในตำแหน่งแนวดิ่งจากการศึกษาเชิงปริมาณ จะนำมาใช้ในการออกแบบเครื่องอุ่นอากาศ CEOHP สำหรับเครื่องอบแห้งที่มีอยู่ทั่วๆ ไป จะสร้างและทดสอบเครื่องอบแห้งเพื่อเปรียบเทียบกับผลของการจำลองการทำงาน จากผลการทดสอบที่อุณหภูมิแหล่งรับความร้อน 80 องศาเซลเซียส 8 x 36 โค้งเลี้ยว ใช้ เอทธานอล เป็นสารทำงาน ความเร็วแก๊สร้อนทางเข้า 4.25 เมตร/วินาที ได้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน (Q) 7164 วัตต์ มีค่าประสิทธิผลเชิงความร้อน 0.72 แต่ค่า Q จริงที่ได้จากเครื่องอุ่นอากาศ CEOHP 6110 วัตต์ และค่าประสิทธิผลเชิงความร้อน 0.54 ซึ่งจะอยู่ในช่วงค่าเบี่ยงเบนมาตราฐานของสมการสหสัมพันธ์ที่ยอมรับได้คือ $\pm$ 29 เปอร์เซ็นต์ นอกจากนั้นยังพบว่าค่า Q และค่าประสิทธิผลเชิงความร้อนจะแปรผันตรงกับอุณหภูมิแก๊สร้อนและจำนวนโค้งเลี้ยว