



รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์



โครงการ: การศึกษาเชิงทัศนถึงรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนชนิดสั้น
แบบวงรอบที่วางตัวอยู่ในแนวนอน
**Visualization Study of Internal Flow Patterns of Horizontal
Closed-Loop Oscillating Heat Pipe**

โดย
ผู้ช่วยศาสตราจารย์ปิยะพันธ์ เจริญสวรรค์
ศาสตราจารย์ประดิษฐ์ เทอดทูล

พฤษภาคม 2554

สัญญาเลขที่ MRG5180120

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ: การศึกษาเชิงทัศนถึงรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนชนิดสั้น
แบบวงรอบที่วางตัวอยู่ในแนวนอน

**Visualization Study of Internal Flow Patterns of Horizontal
Closed-Loop Oscillating Heat Pipe**

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ปิยะพันธ์ เจริญสุวรรณ [คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร]
ศาสตราจารย์ประดิษฐ์ เทอดทูล [คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่]

สนับสนุนโดยสำนักงานคณะกรรมการการอุดมศึกษา
และสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย

(ความเห็นในรายงานนี้เป็นของผู้วิจัย สกอ. และ สกว. ไม่จำเป็นต้องเห็นด้วยเสมอไป)

สารบัญ

	หน้า
กิตติกรรมประกาศ	4
บทคัดย่อ	5
Abstract	6
บทนำ	7
การดำเนินงานวิจัย	12
ผลการทดลองและวิเคราะห์ผล	16
บทสรุปและบทวิจารณ์	31
เอกสารอ้างอิง	32
Output จากโครงการวิจัยที่ได้รับทุนจาก สกอ. และ สกว.	34
ภาคผนวก	35

กิตติกรรมประกาศ

โครงการวิจัยเรื่อง การศึกษาเชิงทัศน์ถึงรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนชนิดสันแบบวงรอบที่วางตัวอยู่ในแนวนอน สามารถสำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี เพราะได้รับทุนสนับสนุนการวิจัยประเภททุนพัฒนาศักยภาพในการทำงานวิจัยของอาจารย์รุ่นใหม่ ประจำปี 2551 จากสำนักงานคณะกรรมการการอุดมศึกษา (สกอ.) และสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) ตามสัญญาเลขที่ MRG5180120 และได้รับความอนุเคราะห์เกี่ยวกับสถานที่และอุปกรณ์เครื่องมือวัดสำหรับการทำวิจัย จากภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร รวมทั้งคำแนะนำต่างๆ ในการทำวิจัยจากนักวิจัยที่ปรึกษา ศาสตราจารย์ประดิษฐ์ เทอดทูล ผู้ดำเนินโครงการวิจัยขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงมา ณ ที่นี้ด้วย

ปิยะนันท์ เจริญสวรรค์

บทคัดย่อ

รหัสโครงการ: MRG5180120

ชื่อโครงการ: การศึกษาเชิงทัศนถึงรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนชนิดสันแบบวงรอบที่วางตัวอยู่ในแนวนอน

ชื่อนักวิจัย: ผู้ช่วยศาสตราจารย์ปิยะนันท์ เจริญสุวรรณ [คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร]

ศาสตราจารย์ประดิษฐ์ เทอดทูล [คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่]

E-mail Address: piyanunc@nu.ac.th หรือ piyanun_c@yahoo.com

ระยะเวลาโครงการ: 3 ปี

งานวิจัยนี้ทำการศึกษาเชิงทัศนถึงการเดือดแบบไหลสองสถานะของสารทำงานภายในท่อความร้อนแบบสันวงรอบที่วางตัวในแนวระดับ (HCLOHP) ทำการสร้าง HCLOHP จากท่อแก้ว Pyrex ที่เชื่อมต่อกันด้วยท่อยางซิลิโคน เส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกท่อแก้วคือ 2 และ 7 มิลลิเมตรตามลำดับ ความยาวส่วนที่ระเหย ส่วนไม่มีการถ่ายเทความร้อน และส่วนควบแน่น คือ 50 มิลลิเมตร ได้ทำการศึกษาปรากฏการณ์การไหลภายในอย่างละเอียดที่จำนวนโค้งเลี้ยว อุณหภูมิส่วนที่ระเหย และอัตราการเติมสารทำงานต่างๆ กัน สารทำงานที่ใช้ทดสอบมี 3 ชนิดคือ น้ำกลั่น เอทานอล และสารละลายซิลเวอร์นาโนที่ความเข้มข้น 50 ppm ในเอทานอล ทำการติดตั้ง HCLOHP บนแผ่นให้ความร้อนและแผ่นระบายความร้อนและบันทึกรูปแบบการไหลสองสถานะด้วยกล้องถ่ายภาพนิ่งและภาพเคลื่อนไหว คำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนแก่น้ำหล่อเย็นที่ส่วนควบแน่นในเชิงคุณภาพ จากการทดลองทั้งหมดพบว่า ความเร็วฟองไอจะสัมพันธ์กับอัตราการรวมตัว แตกตัว ขยายตัวและหดตัวของฟองไอ การเปลี่ยนแปลงความดันทำงานของไหลเฉพาะจุดจะสอดคล้องกับลักษณะการเคลื่อนที่ของของไหลมากกว่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิทำงานช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่และหยุดนิ่งสามารถหาได้จากการวิเคราะห์การเปลี่ยนแปลงความดันทำงานตามเวลาควบคู่กับการศึกษาเชิงทัศนถึงการไหลของสารทำงาน สัดส่วนฟองไอของสารทำงานที่อัตราการเติมคงที่สามารถเปลี่ยนแปลงได้ เนื่องจากผลกระทบของจำนวนโค้งเลี้ยวและอุณหภูมิส่วนที่ระเหย นอกจากนี้ยังสัมพันธ์กับช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่และหยุดนิ่งด้วย จำนวนโค้งเลี้ยวที่ให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุด คือ 10 เนื่องจากสัดส่วนฟองไอมีค่าต่ำสุดและช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่มีค่าสูงสุด ความต้านทานทางความร้อนจะมีแนวโน้มที่สูงขึ้นตามอุณหภูมิส่วนที่ระเหย เนื่องจากที่อุณหภูมิส่วนที่ระเหยสูงๆ นั้น สัดส่วนฟองไอและช่วงเวลาของไหลหยุดนิ่งจะมีค่าสูงด้วย รูปแบบการไหลหลักภายใน HCLOHP คือ Slug flow ส่วน Annular flow และ Bubble flow จะพบเห็นได้น้อย และสามารถพบการเดือดแบบฟองไได้ใน HCLOHP ที่เติมด้วยน้ำกลั่นเท่านั้น ความเร็วฟองไอจะมีผลกระทบต่อสมรรถนะทางความร้อนค่อนข้างน้อยเมื่อเทียบกับรูปแบบการไหลและช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่ เนื่องจากค่าความยาวประสิทธิผลที่น้อยของ HCLOHP ที่ใช้ทดสอบ สารทำงานและอัตราการเติมสารที่ให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุด คือ น้ำกลั่นที่อัตราการเติม 50% เนื่องจากมีการเดือดแบบฟองเกิดขึ้นและมีช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่ยาวนานที่สุด

คำหลัก: ท่อความร้อนชนิดสันแบบวงรอบที่วางตัวอยู่ในแนวนอน; รูปแบบการไหลภายใน; การศึกษาเชิงทัศน

Abstract

Project Code: MRG5180120

Project Title: Visualization Study of Internal Flow Patterns of Horizontal Closed-Loop Oscillating Heat Pipe

Investigator: Asst. Prof. Piyanun Charoensawan [Faculty of Engineering, Naresuan University]

Prof. Pradit Terdtoon [Faculty of Engineering, Chiang Mai University]

E-mail Address: piyanunc@nu.ac.th or piyanun_c@yahoo.com

Project Period: 3 years

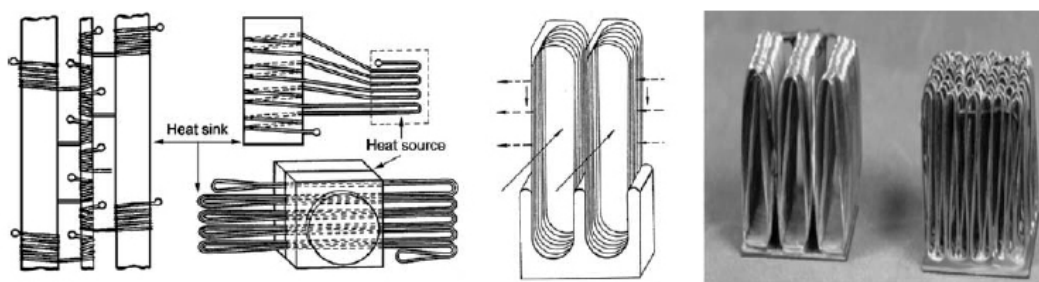
Two-phase flow boiling of working fluid within a closed-loop oscillating heat pipe at the horizontal orientation (HCLOHP) was visualization studied. HCLOHPs were made of Pyrex glass tube in conjunction with silicone rubber tube. The inside and outside diameters of glass tube were 2 and 7 mm respectively. The evaporator, adiabatic and condenser lengths of HCLOHP were 50 mm. The internal flow phenomena were carefully investigated at the various numbers of turns, evaporator temperatures and filling ratios of working fluid. Three working fluids i.e., distilled water, ethanol and silver nano-particles solution with 50 ppm concentration in ethanol were tested. HCLOHP was installed on the cooling and heating plates and the two-phase flow patterns were recorded by the high speed still and video cameras. The rate of heat transferred to cooling water at the condenser was qualitatively evaluated. It was found that the vapor bubble velocity related to the rate of merging, breaking, expansion and contraction of vapor bubble. The local variation of fluid working pressure was more corresponding to the fluid motion characteristics than that of working temperature. The time interval of moving and standstill fluid per minute was attained by the analysis of the operating pressure variation along the time accompanying with the flow visualization of working fluid. The vapor fraction of working fluid with a constant filling ratio can be changed by the influence of number of turns and evaporator temperature. It also relates to the time interval of moving and standstill fluid. The number of meandering turns extremely influenced the operation startup of HCLOHP. The maximum thermal performance occurred at the number of 10 turns for all evaporator temperatures since the vapor fraction and the time interval of moving fluid were distinctly minimum and maximum respectively. The majority of flow patterns within all HCLOHPs were slug flow. The annular flow and bubble flow were rarely met. The nucleate boiling was discovered in HCLOHP filled with water and completely vanished for HCLOHP filled with ethanol. The maximum thermal performance was occurred at the 50% filling ratio of water because the nucleate boiling and the longest time interval of moving fluid were attained.

Keywords: Horizontal closed-loop oscillating heat pipe; internal flow patterns; visualization study.

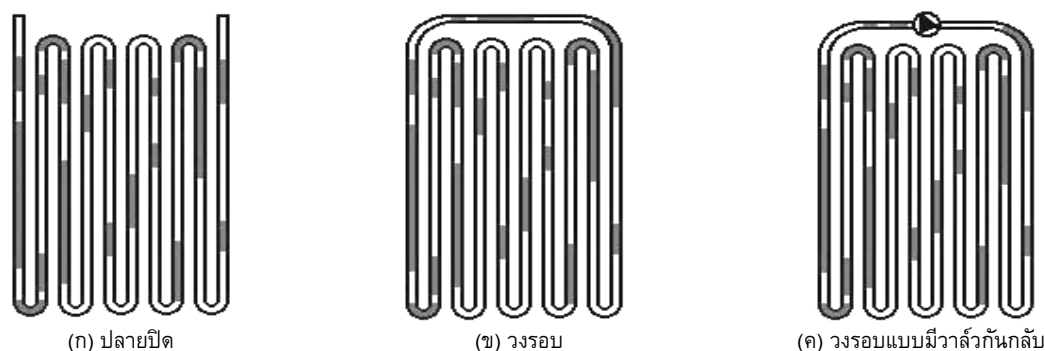
1. บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหาที่ทำการวิจัย

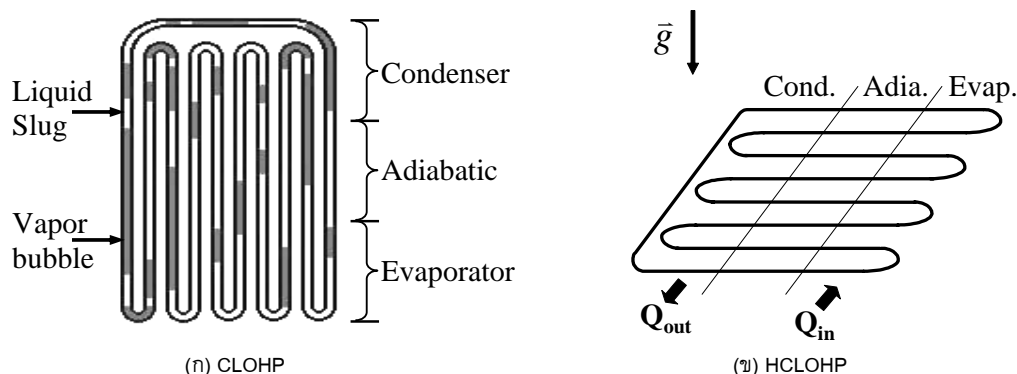
ขีดจำกัดสมรรถนะ (Performance limit) ในการทำงานของท่อความร้อนสามารถเกิดขึ้นได้หลายรูปแบบ [7] แต่โดยทั่วไปแล้ว ขีดจำกัดสมรรถนะที่พบได้มากที่สุดคือ ขีดจำกัดคาปิลลารี (Capillary limit) ซึ่งเกิดขึ้นเมื่อโครงสร้างวัสดุพรุน (Wick structure) ไม่สามารถนำของเหลวไหลย้อนกลับมายังส่วนทำระเหยได้อย่างพอเพียงและสม่ำเสมอ สำหรับขีดจำกัดอื่นๆ คือ ขีดจำกัดการเดือด (Boiling limit) ขีดจำกัดความหนืด (Viscous limit) ขีดจำกัดการท่วม (Flooding limit) และอื่นๆ ปัญหาเหล่านี้อาจเกิดขึ้นได้โดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อมีขนาดเล็กมากๆ ถึงระดับไมโครเมตร หรือท่อคาปิลลารี (Capillary tube) เช่น ท่อความร้อนสำหรับระบายความร้อนและควบคุมอุณหภูมิอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ขนาดเล็กๆ เพื่อแก้ปัญหาเหล่านี้จึงได้มีการพัฒนาท่อความร้อนชนิดใหม่ขึ้นเรียกว่า ท่อความร้อนชนิดสั่น (Pulsating or Oscillating heat pipe, OHP) [1] ดังแสดงในรูปที่ 1 OHP สร้างจากท่อคาปิลลารียาวมากนำมาขดไปมาทำให้เกิดโค้งเลี้ยวขึ้น (Meandering turn) โดยปราศจากวัสดุพรุน และภายในบรรจุสารทำงานปริมาณหนึ่งไว้ โดยทั่วไปสามารถแบ่ง OHP ได้ 3 ประเภท [16] คือท่อความร้อนชนิดสั่นแบบปลายปิดซึ่งปลายท่อทั้งสองข้างปิดแยกจากกัน (Closed-end oscillating heat pipe) ดังรูปที่ 2(ก) ท่อความร้อนชนิดสั่นแบบวงรอบที่เชื่อมต่อปลายทั้งสองข้างของท่อเข้าด้วยกันเป็นวงรอบ (Closed-loop oscillating heat pipe, CLOHP) ดังรูปที่ 2(ข) และท่อความร้อนชนิดสั่นแบบวงรอบที่มีวาล์วกั้นกลับโดยมีการติดวาล์วกั้นกลับไว้ในวงจรตั้งแต่ 1 ตัวขึ้นไป ดังรูปที่ 2(ค) เพื่อให้สารทำงานไหลเวียนไปในทิศทางที่กำหนดได้อย่างรวดเร็ว (Closed-loop oscillating heat pipe with check valves) อย่างไรก็ตาม จากการเปรียบเทียบ OHP ทั้งสามชนิดนี้แล้วพบว่า ท่อความร้อนชนิดสั่นแบบวงรอบหรือ CLOHP มีประสิทธิภาพความร้อนที่สูงและสามารถสร้างขึ้นได้ง่ายเมื่อเปรียบเทียบกับสองชนิดที่เหลือ



รูปที่ 1 ท่อความร้อนชนิดสั่น [1, 2]



รูปที่ 2 ประเภทของท่อความร้อนชนิดสั้น [16]



รูปที่ 3 ท่อความร้อนชนิดสั้นแบบวงรอบ

CLOHP สร้างจากท่อเดี่ยวที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเล็กมากๆ และยาว นำมาดัดโค้งขดไปมาระหว่างแหล่งให้ความร้อนและแหล่งระบายความร้อน และเชื่อมปลายทั้งสองข้างของท่อเข้าด้วยกัน โดยที่ภายในท่อต้องเป็นสุญญากาศก่อนเติมสารทำงานปริมาณหนึ่งเข้าไป และสารทำงานจะเกิดการเรียงตัวอยู่ในรูปแท่งของเหลว (Liquid slug) และฟองไอ (Vapor bubble) เนื่องจากผลของแรงตึงผิว ประกอบด้วยส่วนทำระเหย (Evaporator section) ส่วนไม่มีการถ่ายเทความร้อน (Adiabatic section) และส่วนควบแน่น (Condenser section) ดังรูปที่ 3(ก) ข้อดีของท่อความร้อนชนิดนี้คือ มีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูง สร้างขึ้นได้ง่าย สามารถดัดโค้งตัวท่อให้เหมาะสมกับงานได้ง่าย และสามารถทำงานได้ไม่ว่าตัวท่อจะวางตัวเอียงทำมุมใดๆ กับแนวระดับ แม้ว่า CLOHP จะมีประโยชน์มากดังกล่าวมาข้างต้น แต่ยังมีข้อจำกัดที่ห้ามองรับที่สามารถอธิบายหลักการทำงานและคำนวณค่าการถ่ายเทความร้อนได้อย่างถูกต้องและชัดเจนเพื่อใช้ออกแบบ CLOHP ในการประยุกต์ใช้งานจริง ดังนั้นในช่วง 10 ปีที่ผ่านมาจึงมีการค้นคว้าวิจัยเกี่ยวกับท่อความร้อนชนิดนี้ค่อนข้างมาก แต่ส่วนใหญ่เป็นงานวิจัยเกี่ยวกับ CLOHP ที่วางตัวในแนวตั้ง (มุมเอียง 90 องศาจากแนวระดับ) หรือใกล้กับแนวตั้ง ดังรูปที่ 3(ก) โดยส่วนทำระเหยอยู่

ต่ำกว่าส่วนควบแน่น สำหรับ CLOHP ที่วางตัวในแนวนอนโดยมีส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นอยู่ในระดับเดียวกัน (Horizontal closed-loop oscillating heat pipe, HCLOHP) ดังรูปที่ 3(ข) ยังมีข้อมูลการทดลองค่อนข้างน้อยและไม่ชัดเจน เนื่องจากข้อจำกัดในการเริ่มต้นการทำงาน (Start up) ของ HCLOHP จึงทำให้นักวิจัยส่วนใหญ่ [10-13, 17] พบว่าการทำงานในแนวระดับของท่อความร้อนชนิดนี้เกิดขึ้นได้ยาก อย่างไรก็ตามจากงานวิจัยบางส่วนก่อนหน้านี้ [2, 9] และข้อมูลงานวิจัยที่ได้ทำสำเร็จไปเร็วๆ นี้ [3-5] ทำให้พบว่า HCLOHP สามารถทำงานส่งถ่ายความร้อนได้เมื่อมีความแตกต่างของความดันไออิ่มตัวระหว่างส่วนควบแน่นและส่วนทำระเหย และจำนวนโค้งเลี้ยว (Number of turns) ที่เหมาะสม โดยจะเรียกจำนวนโค้งเลี้ยวต่ำสุดที่ทำให้ HCLOHP สามารถทำงานเป็นอุปกรณ์ส่งถ่ายความร้อนได้นั้นว่า จำนวนโค้งเลี้ยววิกฤต (Critical number of turns) เป็นตัวแปรที่ขึ้นกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ และสมบัติของสารทำงานซึ่งจะเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิการทำงาน นอกจากนี้ยังได้ศึกษาผลของตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของ HCLOHP เมื่อเข้าสู่สภาวะคงตัว และสร้างสมการสหสัมพันธ์เชิงการทดลอง (Nondimensional empirical correlation) จากข้อมูลผลการทดลองเชิงปริมาณ (Quantitative results) ที่เชื่อถือได้ในรูปตัวแปรไร้มิติต่างๆ เพื่อใช้ทำนายค่าการถ่ายเทความร้อนของ HCLOHP และจากความหมายทางกายภาพของตัวแปรไร้มิติแต่ละตัวในสมการนี้ ยังทำให้สามารถทำนายลักษณะการเคลื่อนที่และพฤติกรรมการส่งถ่ายความร้อนของสารทำงานภายในท่อได้ซึ่งจะมีผลต่อค่าการถ่ายเทความร้อนที่ได้นั่นเอง เพื่อให้เกิดความเข้าใจเกี่ยวกับการทำงานของ HCLOHP อย่างถูกต้องเชื่อถือได้ ทำให้การศึกษาเกี่ยวกับปรากฏการณ์การไหลของของไหลภายใน HCLOHP ที่ทำจากวัสดุโปร่งใสและสามารถสังเกตพฤติกรรมการเคลื่อนที่ของสารทำงานภายในท่อได้ ยังคงเป็นที่ต้องการอยู่ ซึ่งจะเป็นข้อมูลที่จำเป็นสำหรับการสร้างแบบจำลองทางทฤษฎีที่ถูกต้องต่อไป แม้ว่างานวิจัยก่อนหน้านี้ได้มีการศึกษาสังเกตรูปแบบการไหลมาแล้ว แต่ส่วนใหญ่ [10-13, 17] จะสามารถสังเกตปรากฏการณ์การไหลภายใน CLOHP ที่อยู่ในแนวตั้งหรือใกล้เคียงแนวตั้งได้เท่านั้น สำหรับ HCLOHP จะพบว่าไม่เกิดการเคลื่อนที่ของสารทำงานภายในท่อทำให้ไม่สามารถส่งถ่ายความร้อนได้ ซึ่งเป็นผลมาจากเงื่อนไขการเริ่มต้นทำงานที่ไม่เหมาะสมดังกล่าวข้างต้นนั่นเอง อย่างไรก็ตามในงานวิจัยบางส่วน [9] ซึ่ง HCLOHP มีจำนวนโค้งเลี้ยวมากกว่าค่าวิกฤต ทำให้สามารถสังเกตรูปแบบการไหลภายใน HCLOHP ขณะส่งถ่ายความร้อนได้ซึ่งจะกล่าวรายละเอียดในส่วนถัดไป แต่การวิจัยก็ยังไม่ครอบคลุมตัวแปรทั้งหมดที่มีผลกระทบต่อรูปแบบการไหลภายใน HCLOHP โดยเน้นไปที่ผลกระทบของจำนวนโค้งเลี้ยวเท่านั้น

เพื่อให้นักวิจัยมีความต่อเนื่องและเป็นระบบ งานวิจัยนี้จึงมุ่งเน้นที่จะทำการศึกษาดูเชิงทัศน์ (Visualization study) ถึงรูปแบบการไหลของของไหลภายใน HCLOHP ควบคู่ไปกับการวิเคราะห์ค่าการถ่ายเทความร้อน เนื่องจากผลกระทบของตัวแปรต่างๆ คือ อุณหภูมิส่วนทำระเหย จำนวนโค้งเลี้ยว สารทำงาน และอัตราการเติมสารทำงาน ยิ่งไปกว่านั้น งานวิจัยนี้จะได้มีการประยุกต์ใช้ของไหลนาโน (Nanofluid) เป็นสารทำงานด้วย เพื่อศึกษาลักษณะการเคลื่อนที่และส่งถ่ายความร้อนของสารชนิดนี้ใน HCLOHP เนื่องจากเป็นของไหลถ่ายเทความร้อนชนิดใหม่ที่มีค่า

การนำความร้อน (Thermal conductivity) สูง และเหมาะที่จะใช้ในช่องการไหลที่มีขนาดเล็กๆ ระดับไมโคร (Microchannel) ดังเช่นใน HCLOHP

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

1.2.1 ศึกษารูปแบบการไหลของของไหลภายในท่อและการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนชนิดสันแบบวงรอบที่วางตัวอยู่ในแนวนอน

1.2.2 ศึกษาผลของอุณหภูมิส่วนทำระเหย และจำนวนโค้งเลี้ยว ที่มีต่อรูปแบบการไหลของของไหลในท่อความร้อนชนิดสันแบบวงรอบที่วางตัวอยู่ในแนวนอน

1.2.3 ศึกษาผลของสมบัติของสารทำงาน ทั้งชนิดของไหลบริสุทธิ์ (Pure fluid) และของไหลนาโน (Nanofluid) และอัตราการเดินสารทำงาน ที่มีต่อรูปแบบการไหลของของไหลในท่อความร้อนชนิดสันแบบวงรอบที่วางตัวอยู่ในแนวนอน

1.3 ผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การศึกษาเชิงทศน์ถึงปรากฏการณ์การไหลของของไหลในท่อความร้อนชนิดสันแบบวงรอบ (CLOHP) ก็เพื่อให้เกิดความเข้าใจถึงกลไกการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ชนิดนี้ เริ่มต้น Akachi et al. (1996) [1] ซึ่งเป็นผู้คิดค้นท่อความร้อนชนิดนี้ได้สมมุติว่าสารทำงานภายในท่อจะจัดเรียงตัวในลักษณะแท่งของเหลว (Liquid slug) และฟองไอ (Vapor bubble) สลับกันไปในรูปแบบ Slug flow ตลอดความยาวทั้งหมดของท่อ โดยจะมีการเคลื่อนที่ของสารทำงานแบบสั่นควบคู่ไปกับการเปลี่ยนสถานะเมื่อมีการรับความร้อนหรือคายความร้อน หลังจากนั้นจึงเกิดงานวิจัยขึ้นมากมาย [8, 10-13, 15, 19] เพื่อพิสูจน์สมมุติฐานนี้ ซึ่งสรุปได้ว่ารูปแบบการไหลของสารทำงานภายในท่อจะมีทั้งแบบ Slug flow และ Annular flow และมีฟิล์มของเหลวระหว่างฟองไอและผนังท่อ การสั่นของสารทำงานเกิดขึ้นจากการขยายตัวและยุบตัวของฟองไอเนื่องจากการระเหยและควบแน่นของไอ มีฟองเล็กๆ เนื่องจากการเดือดแบบฟองเกิดขึ้นที่ส่วนทำระเหย และสามารถสังเกตเห็นรูปแบบต่างๆ ของการรวมตัวและการแตกตัวของฟองไอ นอกจากนี้ยังพบว่า CLOHP สามารถทำงานเป็นอุปกรณ์ส่งถ่ายความร้อนได้ ก็ต่อเมื่อมีการเคลื่อนที่ของสารทำงานภายในท่อคาปิลลารี ในรูปแบบของการไหลแบบสันและ/หรือการไหลเวียนผ่านโค้งเลี้ยวของสารทำงาน ซึ่งจะเกิดขึ้นใน CLOHP ที่วางตัวในแนวตั้ง หรือใกล้กับแนวตั้ง โดยส่วนทำระเหยอยู่ต่ำกว่าส่วนควบแน่น แต่สำหรับ CLOHP ที่วางตัวในแนวนอนโดยมีส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นอยู่ในระดับเดียวกัน (HCLOHP) นั้น พบว่าการทำงานในแนวระดับที่ปราศจากผลของแรงโน้มถ่วงของโลกนั้นไม่สามารถเกิดขึ้นได้ ค่าความต้านทานความร้อนของ HCLOHP จะมีค่าสูงมากๆ และสารทำงานในรูปของฟองไอและแท่งของเหลวจะหยุดอยู่กับที่ อย่างไรก็ตามจากการศึกษาเชิงทศน์ของ Khandekar et al. (2003) [9] พบว่าการทำงานของ HCLOHP สามารถเกิดขึ้นได้เมื่อมีจำนวนโค้งเลี้ยวถึงค่าวิกฤตค่าหนึ่ง (Critical number of turns) และรูปแบบการไหลภายใน CLOHP ที่วางตัวให้ส่วนทำระเหยอยู่ต่ำกว่าส่วนควบแน่นจะเป็นทั้ง Slug flow และ Annular flow ส่วน HCLOHP จะเป็นแบบ Slug flow เท่านั้น ซึ่งเกิดการถ่ายเทความร้อนได้เนื่องจากการไหล

ของแท่งของเหลวและฟองไอ แม้ว่างานวิจัยนี้ได้แสดงให้เห็นถึงการทำงานได้ของ HCLOHP แต่เป็นการศึกษาที่เน้นไปที่ผลกระทบของจำนวนโค้งเลี้ยวเท่านั้น เนื่องจาก HCLOHP ที่ใช้ทดสอบจะใช้สารทำงานชนิดเดียวคือ R123 ที่อัตราการเติมคงที่ที่ 50% ของปริมาตรทั้งหมดภายในท่อ และมีอุณหภูมิการทำงานคงที่ประมาณ 50°C ดังนั้น ผลกระทบของตัวแปรอื่นๆ คือ อุณหภูมิการทำงาน สารทำงาน และอัตราการเติมสารทำงาน ที่มีต่อรูปแบบการไหลของของไหลภายในท่อและค่าการถ่ายเทความร้อนของ HCLOHP ยังต้องมีการศึกษาเพิ่มเติมอยู่ รวมทั้งการศึกษาถึงปรากฏการณ์การไหลภายใน HCLOHP ในขณะที่เริ่มการทำงาน อันเนื่องมาจากผลกระทบของตัวแปรต่างๆ เหล่านี้ด้วย ซึ่งจะได้ทำการศึกษาในงานวิจัยนี้

นอกจากนี้ ในงานวิจัยนี้ยังมีแนวคิดที่จะประยุกต์ใช้ของไหลนาโน (Nanofluid) เป็นสารทำงานใน HCLOHP ด้วย เนื่องจากเป็นของไหลถ่ายเทความร้อนชนิดใหม่ที่มีค่าการนำความร้อน (Thermal conductivity) สูง และเหมาะที่จะใช้ในช่องการไหลที่มีขนาดเล็กๆ ระดับไมโคร (Microchannel) [6, 14] ซึ่งเกิดจากการทำให้อนุภาคโลหะขนาดเล็กมากๆ (<100 นาโนเมตร) แขนวลอยอยู่ในของไหลถ่ายเทความร้อนบริสุทธิ์ที่ใช้กันทั่วไปเช่น น้ำ หรือ Ethylene glycol ซึ่งมีค่าการนำความร้อนต่ำเมื่อเทียบกับโลหะ และคาดว่าอนุภาคเหล่านี้จะช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ โดยที่ค่าการนำความร้อนในของไหลนาโนจะขึ้นอยู่กับความเข้มข้นของอนุภาคนาโนในของไหลพื้นฐาน ขนาดและรูปร่างของอนุภาค และสมบัติของอนุภาคและของไหลพื้นฐาน เมื่อไม่นานมานี้ได้มีผลงานวิจัยเกี่ยวกับการใช้ของไหลนาโนในท่อความร้อนชนิดสันแบบวงรอบที่วางตัวอยู่ในแนวตั้ง [18] พบว่าท่อความร้อนที่ใช้ของไหลนาโนสามารถถ่ายเทความร้อนได้สูงกว่าเมื่อใช้ของไหลบริสุทธิ์เป็นสารทำงาน ค่าความเข้มข้นของอนุภาคนาโนในของไหลพื้นฐานและอัตราการเติมสารทำงานจะมีผลต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงต้องการศึกษาเพิ่มเติมถึงลักษณะการเคลื่อนที่และส่งถ่ายความร้อนของของไหลนาโนใน HCLOHP ด้วย

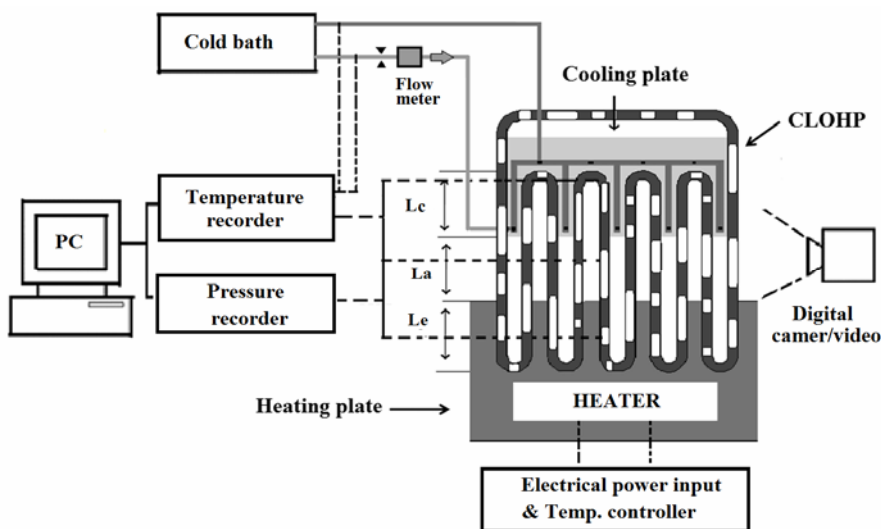
2. การดำเนินงานวิจัย

2.1 ตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง

เพื่อให้การทดลองเป็นไปตามวัตถุประสงค์ที่ตั้งไว้ จึงกำหนดตัวแปรต่างๆ ในการทดสอบ ดังนี้

- 2.1.1 อุณหภูมิส่วนทำระเหย (T_e) : 80-130°C
- 2.1.2 จำนวนโค้งเลี้ยว : 2, 6, 8 และ 10 turns
- 2.1.3 สารทำงาน : น้ำกลั่น, เอทานอลบริสุทธิ์ และสารละลายซิลเวอร์นาโน 50 ppm ในตัวทำละลายเอทานอล

- 2.1.4 อัตราการเติมสารทำงาน (FR) : 20%, 50% และ 80% ของปริมาตรทั้งหมดภายในท่อ



รูปที่ 4 รายละเอียดของชุดอุปกรณ์การทดลอง

2.2 ชุดอุปกรณ์การทดลอง

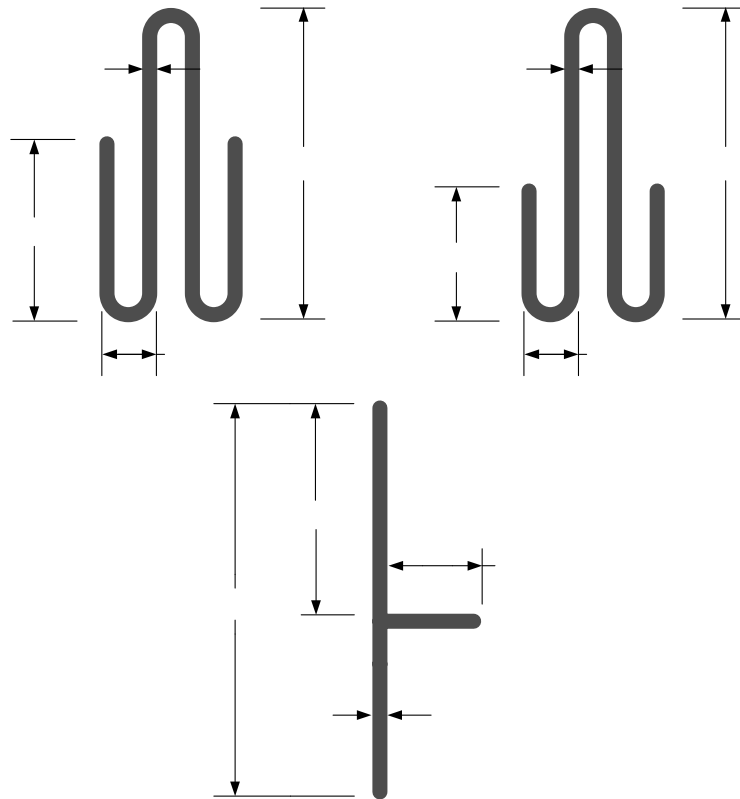
ได้มีการออกแบบชุดอุปกรณ์การทดลองดังรูปที่ 4 ประกอบด้วย

2.2.1 ท่อความร้อนชนิดสั่นแบบวงรอบ (Closed-loop oscillating heat pipe, CLOHP) สร้างขึ้นจากท่อแก้ว Pyrex มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกเท่ากับ 2 และ 7 mm ตามลำดับ เนื่องจาก CLOHP ที่ทำจากท่อแก้วทั้งอันเกิดการแตกหักได้ง่ายมากในขณะขนย้ายหรือติดตั้งในห้องทดลอง จึงมีการนำท่อแก้วมาขัดไปมาให้ได้ชิ้นส่วนต่างๆ ดังรูปที่ 5 แล้วจึงนำมาต่อกันโดยใช้ท่อยางซิลิโคน (Silicone rubber tube, Temperature application: -118°C to 316°C, Tensile strength: 10 MPa) เพื่อให้ได้ CLOHP ที่มีความยาวส่วนทำระเหย (L_e) ส่วนไม่

มีการถ่ายเทความร้อน (La) และส่วนควบแน่น (Lc) เท่ากันคือ 50 mm และมีจำนวนโค้งเลี้ยวต่างๆ ตามที่กำหนด สำหรับนำไปทดสอบ ดังรูปที่ 6

2.2.2 แหล่งให้ความร้อนของ HCLOHP ใช้ให้ความร้อนแก่ส่วนทำระเหยของท่อแก้ว สร้างจากแผ่นทองแดงหนา 10 mm นำมากัดเซาะร่องให้มีลักษณะดังรูปที่ 7 และใช้อีตเตอร์แบบแผ่นประกบติดกับแผ่นทองแดงทั้งสองด้าน เพื่อนำความร้อนผ่านแผ่นทองแดงนี้ไปยัง HCLOHP ที่ทำจากท่อแก้ว และต่ออีตเตอร์นี้เข้ากับแหล่งกำลังไฟฟ้ากระแสสลับและเครื่องควบคุมอุณหภูมิ (SIGMA, SFN72) จึงสามารถปรับค่าอุณหภูมิส่วนทำระเหยได้ตามที่ต้องการ

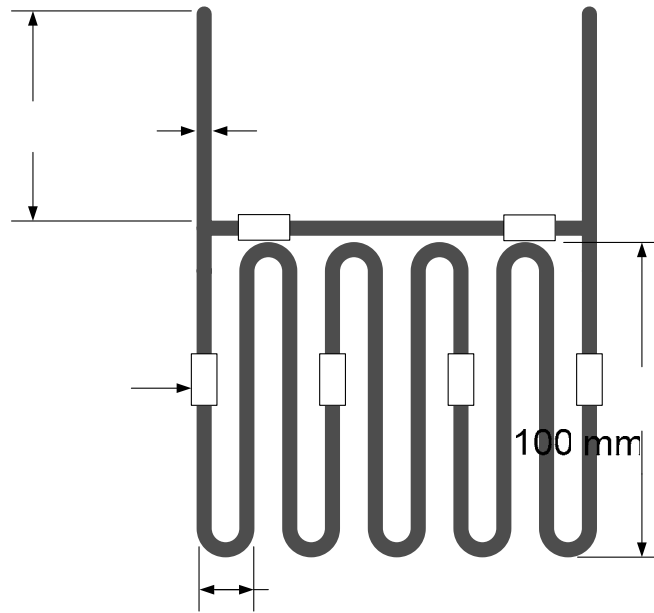
2.2.3 แหล่งระบายความร้อนของ HCLOHP ใช้ระบายความร้อนจากส่วนควบแน่นของท่อแก้ว HCLOHP ประกอบด้วย เครื่องทำน้ำเย็นที่มีระบบควบคุมอุณหภูมิและแผ่นระบายความร้อนที่ให้น้ำเย็นไหลผ่านได้ซึ่งสร้างจากแผ่นทองแดงหนา 10 mm นำมากัดเซาะร่องให้มีลักษณะดังรูปที่ 8 โดยให้น้ำเย็นไหลเข้าที่อัตราการไหล 1 l/min (Uni-pure, z-3001 with ± 0.3 l/min accuracy) และอุณหภูมิ 20°C



รูปที่ 5 ท่อแก้วที่นำมาขุดเป็นชิ้นส่วนต่างๆ

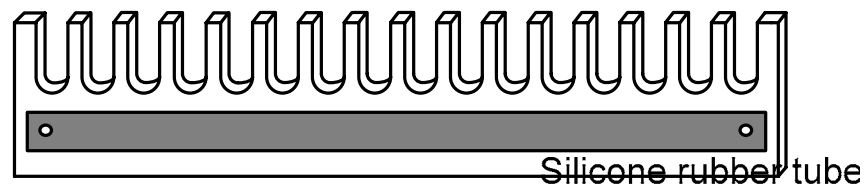
7 mm

150 mm

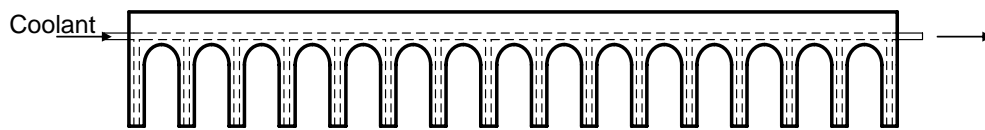


Pyrex g
with 7

รูปที่ 6 HCLOHP ที่ประกอบขึ้นจากชิ้นส่วนท่อแก้ว



รูปที่ 7 แผ่นให้ความร้อนของ HCLOHP



รูปที่ 8 แผ่นระบายความร้อนของ HCLOHP

2.2.4 แท่นทดสอบท่อความร้อน ใช้สำหรับติดตั้งท่อแก้ว HCLOHP ร่วมกับชุดอุปกรณ์ให้ความร้อน และชุดอุปกรณ์ระบายความร้อน ซึ่งสามารถปรับมุมเอียงของท่อความร้อนได้ และสามารถทดลองสังเกตรูปแบบการไหลของท่อ HCLOHP ได้อย่างชัดเจนและเก็บข้อมูลต่างๆ ได้ตามที่กำหนด

2.2.5 ชุดเติมสารทำงาน ใช้สำหรับเติมสารทำงานลงในท่อความร้อนชนิดสันแบบวงรอบที่สร้างขึ้นในสภาพสุญญากาศ ให้ได้ปริมาณตามที่กำหนด

25 m

2.2.6 กล้องถ่ายภาพเคลื่อนไหวและภาพนิ่ง (Samsung, R10 and Cannon, D500) ใช้บันทึกภาพรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนชนิดสันแบบวงรอบ

2.2.7 เทอร์โมคัปเปิล ในการทดลองใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด K (Type K) ยี่ห้อ Omega มีช่วงการวัดอุณหภูมิอยู่ระหว่าง -40 องศาเซลเซียสถึง +1,200 องศาเซลเซียส โดยต่อเข้ากับเครื่องบันทึกค่าอุณหภูมิ (Agilent, 34970A with $\pm 1^{\circ}\text{C}$ accuracy)

2.2.8 เพรสเซอร์ทรานสมิตเตอร์ (Pressure transmitter) ใช้ในการวัดความดันภายในท่อความร้อนแบบสันวงรอบ (Sensys with ± 0.08 mA accuracy and -1 to 1 bar measurement pressure range) โดยต่อเข้ากับเครื่องบันทึกค่าความดัน (Wisco with ± 0.02 mA)

2.3 วิธีการทดสอบ

มีขั้นตอนดังต่อไปนี้

2.3.1 ติดตั้งชุดอุปกรณ์ให้ความร้อน ชุดอุปกรณ์ระบายความร้อน และ HCLOHP เข้ากับแท่นทดลอง และปรับมุมเอียงไปที่กำหนด

2.3.2 ติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิลเข้ากับ HCLOHP และน้ำเย็น เพื่อวัดอุณหภูมิต่างๆ

2.3.3 ติดตั้งเพรสเซอร์ทรานสมิตเตอร์ (Pressure transmitter) ที่ใช้ในการวัดความดันภายในส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสันวงรอบ

2.3.4 ติดตั้งเครื่องเติมสารทำงานและปั๊มสุญญากาศเข้ากับ HCLOHP

2.3.5 ติดตั้งอุปกรณ์ให้แสงสว่าง กล้องถ่ายภาพนิ่ง และกล้องถ่ายภาพเคลื่อนไหว เพื่อใช้ในการบันทึกภาพขณะทำการทดลอง

2.3.6 เติมสารทำงานลงใน HCLOHP ให้ได้ปริมาณตามที่กำหนด

2.3.7 เปิดวาล์วให้น้ำเย็นจากเครื่องทำน้ำเย็นไหลผ่านแผ่นทองแดงระบายความร้อนที่ส่วนควมแน่นของ HCLOHP

2.3.8 เปิดสวิตช์ให้กระแสไฟฟ้าไหลผ่านแผ่นฮีตเตอร์ เพื่อนำความร้อนผ่านแผ่นทองแดงไปยังส่วนทำระเหยของ HCLOHP และปรับค่าอุณหภูมิส่วนทำระเหยด้วยชุดควบคุมอุณหภูมิ

2.3.9 บันทึกภาพรูปแบบการไหลของสารทำงานภายใน HCLOHP ที่ทำการทดสอบทั้งภาพเคลื่อนไหวและภาพนิ่ง

2.3.10 บันทึกค่าอุณหภูมิทั้งหมดและอัตราการไหลของน้ำเย็น เพื่อนำไปวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนของ HCLOHP ที่ได้ทำการทดสอบ

2.3.11 ทำการทดลองซ้ำโดยการปรับค่าตัวแปรการทดลองต่างๆ ซึ่งประกอบด้วย อุณหภูมิส่วนทำระเหย อัตราการเติมสารทำงาน และจำนวนโค้งเลี้ยว

2.3.12 ทำการวิเคราะห์ปรากฏการณ์การไหลของสารทำงานภายในท่อความร้อนควบคู่ไปกับสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน เนื่องจากผลกระทบของตัวแปรเหล่านี้

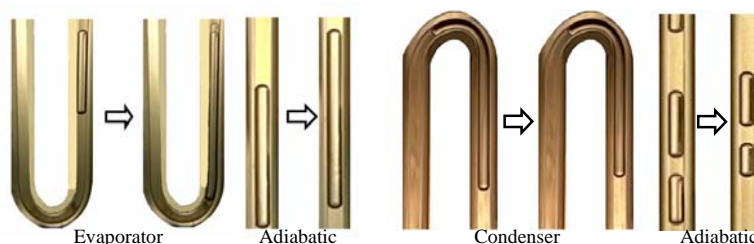
3. ผลการทดลองและวิเคราะห์ผล

3.1 คุณลักษณะทางความดันและการเคลื่อนที่ของของไหลทำงาน

ได้ทำการศึกษาการเคลื่อนที่ของสารทำงานร่วมกับการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิและความดันการทำงานเฉพาะตำแหน่งของสารทำงานภายใน HCLOHP ลักษณะการเคลื่อนที่ของของไหลประกอบด้วย สภาวะการสั่น การไหลเวียน และการหยุดนิ่ง ซึ่งจะเกิดขึ้นภายหลังจากการขยายตัว การหดตัว การรวมตัว และการแตกตัวของฟองไอของสารทำงาน

3.1.1 รูปแบบฟองไอ

รูปแบบฟองไอประกอบด้วย การขยายตัว การหดตัว การรวมตัว และการแตกตัวของฟองไอ ฟองไอจะเกิดการขยายตัว (Bubble expansion) ดังรูปที่ 9(a) ซึ่งเป็นผลของการระเหยกลายเป็นไอของฟิล์มของเหลวและก้อนของเหลว หรือเพราะว่าพลังงานความร้อนภายในของฟองไอเพิ่มขึ้นทำให้ความดันไอเพิ่มขึ้นด้วย การหดตัวของฟองไอ (Bubble contraction) แสดงได้ดังรูป 9(b) เกิดจากการควบแน่นของสารทำงานจากสถานะไอไปเป็นสถานะของเหลว หรือเนื่องจากการทิศทางการไหลแบบต้านทานกันของสารทำงานในท่อที่อยู่ติดกัน ฟองไอตั้งแต่สองฟองขึ้นไปจะเกิดการรวมตัวเข้าด้วยกันเกิดเป็นฟองไวยาวเดี่ยว (Bubble merging) ดังรูปที่ 10(a) มีสองสาเหตุของรูปแบบนี้คือ กรณีแรกฟองไอสองฟองมีทิศทางการไหลสวนทางกันหรือมีทิศทางการไหลตามกันแต่มีความเร็วไม่เท่ากัน กรณีที่สองฟองไอสองฟองที่อยู่ติดกันเกิดการขยายตัวจากการระเหยกลายเป็นไอของของเหลวทำงาน แล้วจึงเกิดการเชื่อมต่อกัน รูปที่ 10(b) แสดงถึงการแตกตัวของฟองไวยาวเดี่ยวๆ เป็นฟองไอสองฟอง (Bubble breaking) สาเหตุการเกิดรูปแบบฟองไอนี้ เนื่องจากของเหลวทำงานที่ถูกแทนที่ด้วยฟองไอเดี่ยวที่กำลังขยายตัวและ/หรือกำลังเคลื่อนที่เกิดการรวมตัวขึ้นเป็นก้อนของเหลวและแยกฟองไอเป็นสองฟอง หรือเนื่องจากการควบแน่นของฟองไวยาวเกิดเป็นก้อนของเหลวที่แบ่งฟองไวยาวเดี่ยวไปเป็นสองฟองไอ



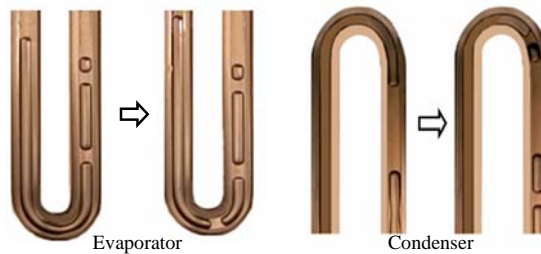
(a) Bubble expansion

(b) Bubble contraction

รูปที่ 9 การขยายตัวและการหดตัวของฟองไอ

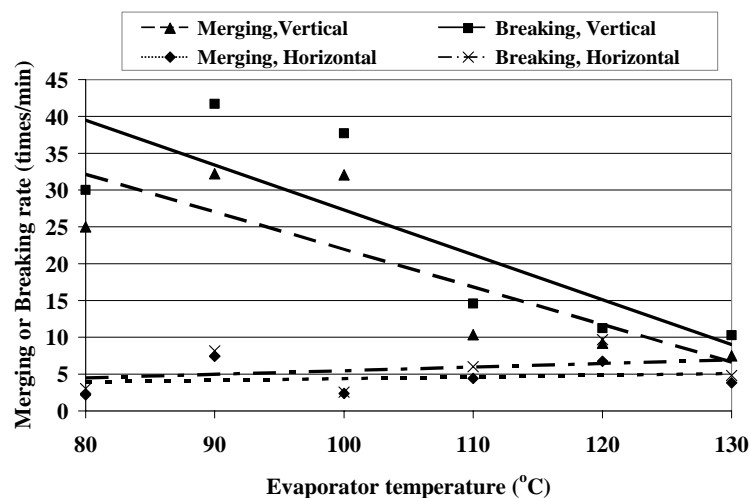


(a) Bubble merging



(b) Bubble breaking

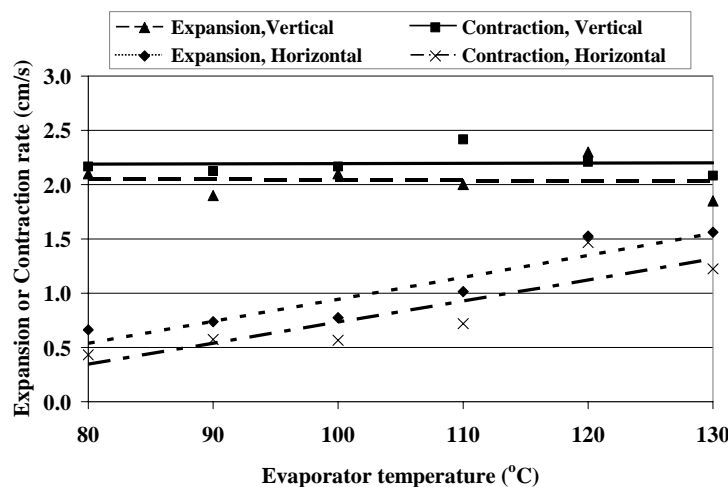
รูปที่ 10 การรวมตัวและการแตกตัวของฟองไอ



รูปที่ 11 อัตราการรวมตัวและแตกตัว (50% filling ratio of ethanol, 10 turns)

รูปแบบฟองไอเหล่านี้จะเกิดต่อเนื่องกันหรือพร้อมกัน และเป็นสาเหตุของลักษณะการสั่น การไหลเวียน และการหยุดนิ่งของของไหลทำงาน การเคลื่อนที่ของของไหลจำเป็นในการทำงานของ HCLOHP และสำหรับงานวิจัยนี้จะมุ่งเน้นไปที่ความเร็วในการเคลื่อนที่ของฟองไอ (Vapor bubble velocity) และช่วงเวลาของของไหลเคลื่อนที่และหยุดนิ่ง (Time interval of moving and standstill fluid) ในท่อแก้ว ความเร็วฟองไอจะสัมพันธ์กับอัตราการรวมตัว แตกตัว ขยายตัว และหดตัวของฟองไอ อัตราการรวมตัวหรือแตกตัว (Merging or Breaking rate) มีนิยามเป็นจำนวน

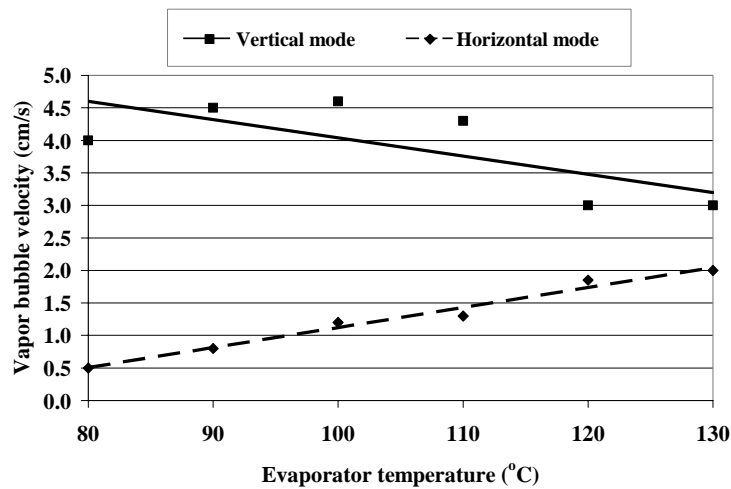
ครั้งของการรวมตัวหรือแตกตัวของฟองไอล่อนานที่ โดยการนับจำนวนครั้งการเกิดการรวมตัวหรือการแตกตัวของฟองไอลภายในท่อต่อ 3 โค้งเลี้ยว โดยพิจารณาทั้งส่วนทำระเหย ส่วนควบแน่นและส่วนไม่มีการถ่ายเทความร้อน หลังจากนั้นนำค่ามาเฉลี่ยต่อนาที ซึ่งมีหน่วยเป็น ครั้ง/นาที่/3 โค้งเลี้ยว และผลที่ได้แสดงในรูปที่ 11 สำหรับแต่ละตำแหน่งมุมเอียงการทำงาน อัตราการรวมตัวและแตกตัวของฟองไอลจะให้ผลที่เหมือนกัน นั่นคือ สำหรับแนวระดับ อัตราการรวมตัวและแตกตัวจะมีค่าไม่ค่อยเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิส่วนทำระเหยที่สูงขึ้น แต่สำหรับแนวตั้ง อัตราการรวมตัวและแตกตัวของฟองไอลจะมีค่าลดลงอย่างมากเมื่ออุณหภูมิส่วนทำระเหยเพิ่มสูงขึ้น อัตราการขยายตัวหรือหดตัว (Expansion or Contraction rate) มินิยามเป็นการเปลี่ยนแปลงความยาวฟองไอลต่อวินาทีโดยพิจารณาทั้งส่วนทำระเหย ส่วนควบแน่นและส่วนไม่มีการถ่ายเทความร้อน หลังจากนั้นทำการหาค่าเฉลี่ยของอัตราการขยายตัวและหดตัวของไอล ซึ่งจะมีหน่วยเป็น cm/s และผลที่ได้แสดงในรูปที่ 12 ในทำนองเดียวกัน อัตราการขยายตัวและหดตัวของฟองไอลจะให้ผลที่เหมือนกันสำหรับแต่ละตำแหน่งมุมเอียงการทำงาน นั่นคือ สำหรับแนวระดับ อัตราการขยายตัวและหดตัวของฟองไอลจะมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างมากเมื่ออุณหภูมิส่วนทำระเหยสูงขึ้น แต่สำหรับแนวตั้ง อัตราการขยายตัวและหดตัวจะมีค่าไม่ค่อยเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิส่วนทำระเหยที่สูงขึ้น อัตราการรวมตัวแตกตัว ขยายตัว และหดตัวของฟองไอลของ CLOHP ที่ทำงานวางตัวในแนวตั้ง จะมีค่าสูงกว่าในแนวระดับ ณ อุณหภูมิส่วนทำระเหยทั้งหมด



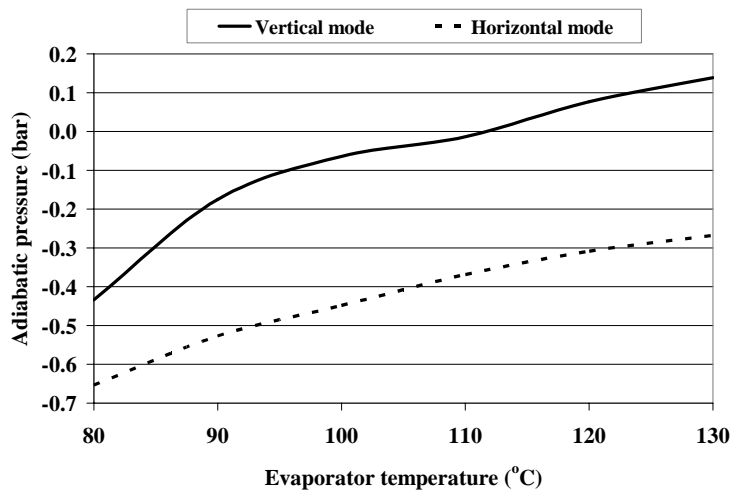
รูปที่ 12 อัตราการขยายตัวและหดตัว (50% filling ratio of ethanol, 10 turns)

ความเร็วในการเคลื่อนที่ของฟองไอลคือ ระยะทางที่ฟองเกิดการเคลื่อนที่ต่อวินาที โดยการวัดจุดศูนย์กลางของฟองไอลที่เปลี่ยนแปลงไปที่บริเวณส่วนทำระเหยและส่วนไม่มีการถ่ายเทความร้อน หลังจากนั้นนำค่าความเร็วของฟองไอลทั้งหมดมาเฉลี่ย ซึ่งมีหน่วยเป็น cm/s ผลของความเร็วฟองไอลที่อุณหภูมิส่วนทำระเหยต่างๆ และมุมเอียงการทำงานแนวระดับและแนวตั้ง แสดงดังรูปที่ 13 จะเห็นได้ว่าที่แต่ละอุณหภูมิส่วนทำระเหย ความเร็วฟองไอลสำหรับมุมเอียงการทำงานแนวตั้งจะสูงกว่าในแนวระดับอย่างมาก ทั้งนี้อาจจะเนื่องมาจาก อัตราการรวมตัว แตกตัว ขยายตัว และ

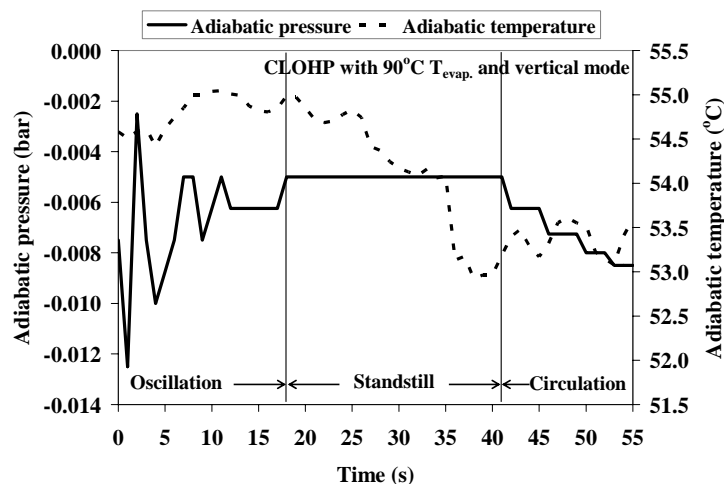
หัตถ์ของฟองไอในแนวดิ่งที่มีค่าสูงกว่าดังกล่าว สำหรับมุมเอียงการทำงานในแนวดิ่ง ความเร็วฟองไอจะลดลงเมื่ออุณหภูมิส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้น แต่จะมีค่าเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิส่วนทำระเหยสำหรับแนวระดับ ซึ่งอาจจะอธิบายได้ว่า ปรากฏการณ์การรวมตัวและแตกตัวของฟองไอจะมีผลต่อความเร็วฟองไอของ CLOHP ที่ทำงานในแนวดิ่ง ขณะที่ปรากฏการณ์การขยายตัวและหดตัวของฟองไอจะมีต่อความเร็วฟองไอในแนวระดับ



รูปที่ 13 ความเร็วฟองไอ (50% filling ratio of ethanol, 10 turns)



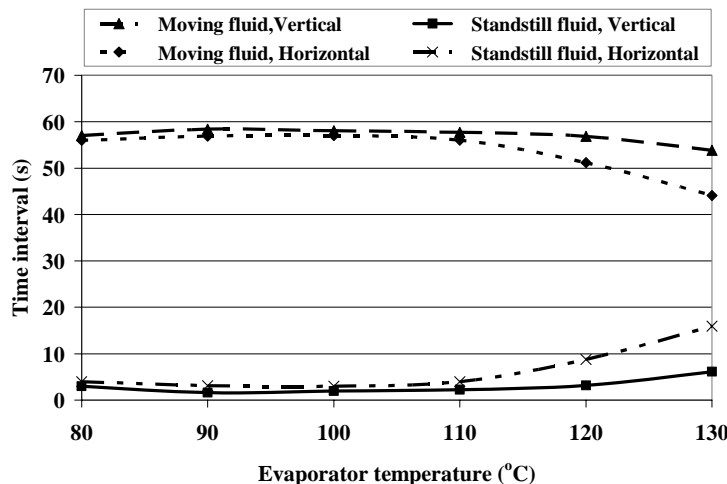
รูปที่ 14 ผลกระทบของอุณหภูมิส่วนทำระเหยและมุมเอียงที่มีต่อความดันทำงาน (50% filling ratio of ethanol, 10 turns)



รูปที่ 15 ความสัมพันธ์ระหว่างการเคลื่อนที่ของของไหลและการเปลี่ยนแปลงความดันทำงาน
(50% filling ratio of ethanol, 10 turns)

3.1.2 ความดันทำงานของสารทำงานภายในท่อ

ความดันทำงานของสารทำงานภายในท่อเป็นค่าความดันเกจ ณ ส่วนไม่มีการถ่ายเทความร้อน (Adiabatic pressure) จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิส่วนทำระเหยและมุมเอียงการทำงานดังแสดงในรูปที่ 14 เมื่ออุณหภูมิส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้นจาก 80°C ไปเป็น 130°C ความดันทำงานจะเพิ่มขึ้นด้วยจาก -0.43 ไปเป็น 0.14 บาร์ สำหรับแนวตั้ง และจาก -0.65 ไปเป็น -0.27 บาร์ สำหรับแนวระดับ ความดันทำงานของของไหลภายในท่อที่วางตัวแนวตั้งจะสูงกว่าในแนวระดับเสมอ ณ ทุกๆ ค่าอุณหภูมิส่วนทำระเหย นอกจากนี้ยังสังเกตเห็นว่า สำหรับอุณหภูมิส่วนทำระเหยและมุมเอียงการทำงานทั้งหมดนั้น จะพบความสัมพันธ์ระหว่างลักษณะการเคลื่อนที่ของของไหลกับการเปลี่ยนแปลงความดันและอุณหภูมิทำงานเฉพาะจุดตามเวลา ดังรูปที่ 15 ในช่วงแรกจะสังเกตเห็นการเคลื่อนที่แบบสั่นของของไหลทำงาน (Oscillation) ซึ่งเป็นการสั่นที่เกิดขึ้นเองของแท่งของเหลว-ฟองไอที่เรียงตัวสลับต่อเนื่องกัน และค่ามีแอมพลิจูด (Amplitude) การสั่นไม่คงที่ โดยเป็นรูปแบบการเคลื่อนที่หลักของของไหลทำงานที่พบเห็นได้มากที่สุด จะเห็นว่าในช่วงนี้ คลื่นความดันจะเกิดการสั่นอย่างชัดเจนขณะที่จะมีการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิบ้างเล็กน้อย ในช่วงที่ 2 จะสังเกตเห็นของไหลหยุดนิ่งกับที่ (Standstill) ซึ่งในขณะนี้ความดันทำงานจะคงที่ด้วยแต่อุณหภูมิยังคงเปลี่ยนแปลงและค่อยๆ ลดลง ในช่วงสุดท้าย จะสังเกตเห็นการเคลื่อนที่แบบไหลวนของของไหลทำงาน (Circulation) ซึ่งเป็นรูปแบบที่พบเห็นได้น้อยและปกติจะเกิดขึ้นในเวลาสั้นๆ ในช่วงนี้ค่าความดันทำงานจะค่อยๆ ลดลง ซึ่งอาจเกิดจากการเคลื่อนที่สลับกันของแท่งของไหลและฟองไอฟ่านเพรสเซอร์ทรานสมิตเตอร์อย่างต่อเนื่อง แต่ลักษณะการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิจะยังคงเหมือนกับในช่วงที่เกิดการเคลื่อนที่แบบสั่นของสารทำงาน ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงความดันทำงานของของไหลเฉพาะจุดจะสอดคล้องกับลักษณะการเคลื่อนที่ของของไหลมากกว่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิทำงาน



รูปที่ 16 ช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่และหยุดนิ่ง
(50% filling ratio of ethanol, 10 turns)

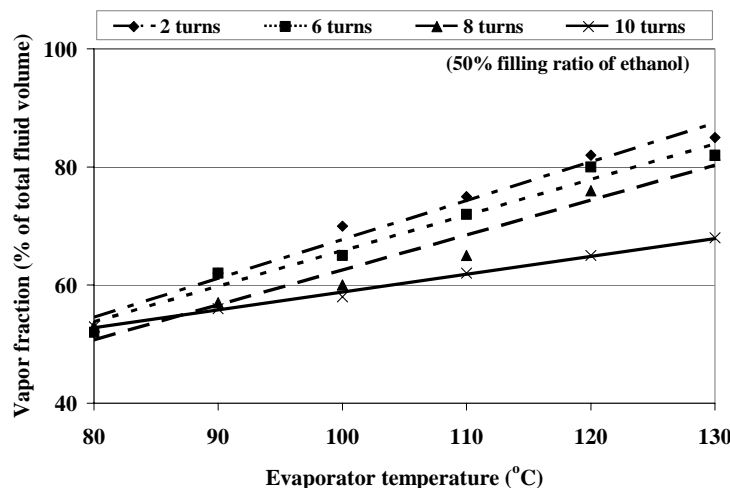
3.1.3 การเคลื่อนที่ของสารทำงานภายในท่อ

เนื่องจาก ทั้งการเคลื่อนที่แบบสั่นและการเคลื่อนที่แบบไหลวนของของไหลต่างช่วยเพิ่มการส่งถ่ายความร้อนของ CLOHP ดังนั้น ลักษณะการเคลื่อนที่ของของไหลอาจแบ่งได้เป็นสองสถานะคือ ของไหลเคลื่อนที่ (Moving fluid) ซึ่งรวมการสั่นและ/หรือการไหลวนเข้าด้วยกัน และของไหลหยุดนิ่ง (Standstill fluid) เพราะจะมีการวิเคราะห์การเปลี่ยนแปลงความดันทำงานตามเวลาการบันทึกผลทั้งหมด ควบคู่กับการศึกษาเชิงทฤษฎีถึงการไหลของสารทำงาน ทำให้สามารถหาค่าช่วงเวลาการเกิดของแต่ละสถานะเป็นวินาที (Time interval) ต่อช่วงเวลาการบันทึกผลทั้งหมดในหนึ่งนาที่ ได้ดังรูปที่ 16 ณ อุณหภูมิส่วนทำระเหยต่างๆ และมุมเอียงการทำงานแนวตั้งและแนวระดับ ช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่สูงสุดและช่วงเวลาของไหลหยุดนิ่งต่ำสุดจะเกิดขึ้นในการทำงานแนวตั้งที่อุณหภูมิส่วนทำระเหย 80°C - 110°C โดยมีค่าประมาณ 58 และ 2 วินาทีตามลำดับ เมื่ออุณหภูมิส่วนทำระเหยเพิ่มสูงขึ้น ช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่ภายใน CLOHP ที่ทำงานในแนวตั้งจะลดลงเล็กน้อย และจะลดลงอย่างมากสำหรับแนวระดับโดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่ออุณหภูมิส่วนทำระเหยเกิน 110°C ในทางตรงกันข้าม ช่วงเวลาของไหลหยุดนิ่งจะเพิ่มขึ้นเล็กน้อยสำหรับแนวตั้งและจะเพิ่มขึ้นอย่างมากในแนวระดับตามอุณหภูมิส่วนทำระเหยที่สูงขึ้น ในช่วงอุณหภูมิส่วนทำระเหย 80°C - 110°C ช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่ในแนวตั้งจะแตกต่างจากในแนวระดับเล็กน้อย แต่หลังจาก 110°C ช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่ในแนวตั้งจะนานกว่าในแนวระดับ

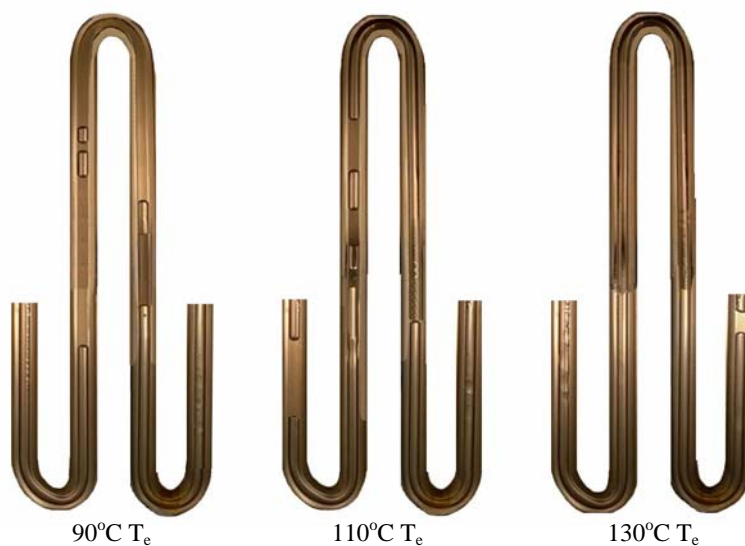
3.2 ผลของจำนวนโค้งเลี้ยวและอุณหภูมิส่วนทำระเหย

เนื่องจาก HCLOHP ที่มีจำนวนโค้งเลี้ยวน้อยๆ รูปแบบฟองไอน์ดักกลว้างตันในหัวข้อก่อนหน้านี้จะเกิดขึ้นได้น้อย จึงทำให้การเคลื่อนที่แบบสั่นหรือไหลวนเกิดขึ้นได้ยาก ดังนั้น ปรากฏการณ์การไหลของสารทำงานเนื่องจากผลของจำนวนโค้งเลี้ยว (Number of turns) และอุณหภูมิส่วนทำระเหย จะมุ่งเน้นไปที่สองตัวแปรสำคัญคือ ช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่และหยุดนิ่ง

และ สัดส่วนฟองไอของสารทำงาน โดยเลือกแสดงผลเฉพาะที่อัตราการเติมสารทำงาน 50% ซึ่ง จะเห็นผลกระทบของตัวแปรเหล่านี้ชัดเจนที่สุด และมีการพิจารณาผลกระทบของตัวแปรเหล่านี้ ต่อสมรรถนะทางความร้อนด้วย



รูปที่ 17 สัดส่วนฟองไอของสารทำงานภายใน HCLOHP ที่อัตราการเติม 50% ของเอทานอล

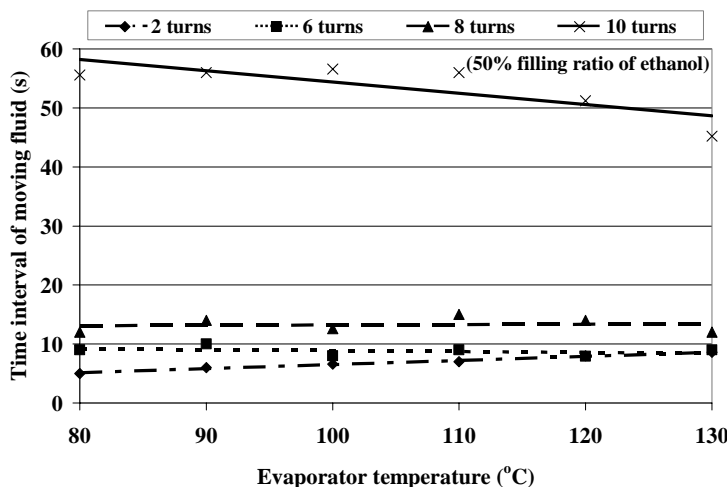


รูปที่ 18 ผลของอุณหภูมิส่วนทำระเหยที่มีต่อสัดส่วนฟองไอ
(50% filling ratio of water, 2 turns)

3.2.1 สัดส่วนฟองไอของสารทำงาน

สัดส่วนฟองไอของสารทำงาน (Vapor fraction) นิยามเป็น อัตราส่วนระหว่างปริมาตรของ ฟองไภายในท่อทั้งหมดกับปริมาตรภายในท่อทั้งหมด ซึ่งในการหาปริมาณของฟองไภายในท่อ ทั้งหมดจะสังเกตจากวิธีโการทดลองที่เงื่อนไขการทดลองต่างๆ และแสดงค่าในรูปของ

เปอร์เซ็นต์ของปริมาตรภายในท่อทั้งหมด แม้ว่าอัตราส่วนการเติมสารทำงานจะมีค่าคงที่ แต่สัดส่วนฟองไอสามารถเปลี่ยนแปลงได้เนื่องจากผลของจำนวนโค้งเลี้ยวและอุณหภูมิส่วนทำระเหย ดังรูปที่ 17 ซึ่งแสดงค่าสัดส่วนฟองไอสารทำงานภายใน HCLOHP ที่มีอัตราการเติม 50% ของเอทานอล จากรูปจะเห็นว่าที่อุณหภูมิส่วนทำระเหย 80°C สัดส่วนฟองไอ ณ จำนวนโค้งเลี้ยวทั้งหมดจะมีค่าอยู่ที่ประมาณ 52.5% หลังจากนั้นจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิส่วนทำระเหยที่สูงขึ้น อย่างไรก็ตาม อัตราการเพิ่มขึ้นของสัดส่วนฟองไอของ HCLOHP ที่ 10 โค้งเลี้ยว จะต่ำเมื่อเทียบกับที่ 2, 6 และ 8 โค้งเลี้ยว ทำให้ที่อุณหภูมิส่วนทำระเหย 130°C สัดส่วนฟองไอสารทำงานที่ 10 โค้งเลี้ยวมีค่าต่ำสุดคือ 68% และที่ 2 โค้งเลี้ยวมีค่าสูงสุดคือ 85% ดังนั้นเมื่อจำนวนโค้งเลี้ยวเพิ่มขึ้น ค่าสัดส่วนฟองไอจะลดลง โดยผลที่ได้จะมีแนวโน้มเหมือนกันทุกสารทำงาน รูปที่ 18 แสดงผลของอุณหภูมิส่วนทำระเหยที่มีต่อสัดส่วนฟองไอของ HCLOHP ที่มีอัตราการเติม 50% ของน้ำกลั่น และ 2 โค้งเลี้ยว พบว่า ณ อุณหภูมิส่วนทำระเหย 130°C จะสังเกตเห็นไอสารทำงานเกือบตลอดความยาวท่อทั้งหมด



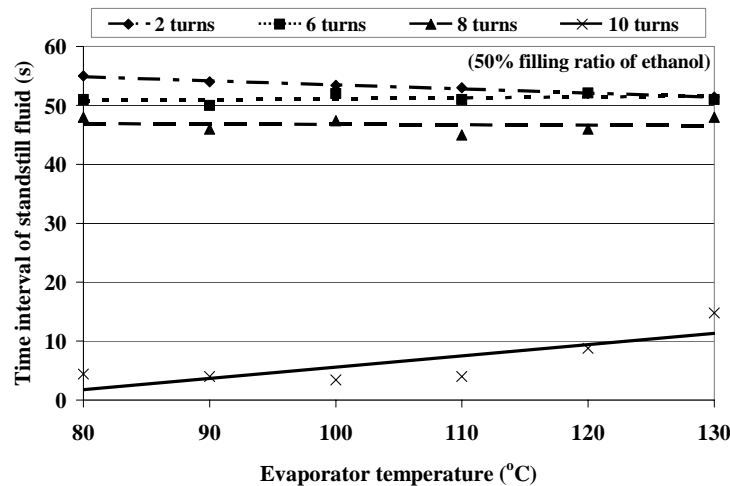
รูปที่ 19 ช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่ของ HCLOHP ที่อัตราการเติม 50% ของเอทานอล

3.2.2 ลักษณะการเคลื่อนที่ของสารทำงาน

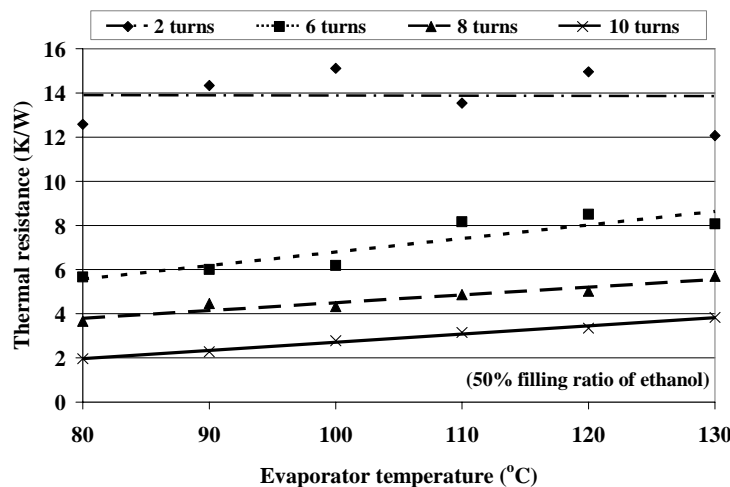
ช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่และหยุดนิ่งต่อเวลาทั้งหมดในหนึ่งนาที (Time interval of moving fluid, Δt_m และ Time interval of standstill fluid, Δt_s) ของ HCLOHP ที่มีอัตราการเติม 50% ของเอทานอล แสดงได้ดังรูปที่ 19 และ 20 ตามลำดับ สำหรับทุกค่าอุณหภูมิส่วนทำระเหย เมื่อจำนวนโค้งเลี้ยวเพิ่มขึ้น Δt_m จะนานขึ้น แต่ Δt_s จะสั้นลง ค่า Δt_m สูงสุดและค่า Δt_s ต่ำสุดจะเกิดขึ้น ณ 10 โค้งเลี้ยว โดยที่ Δt_m จะมีค่าประมาณ 52, 14, 9 และ 7 วินาที สำหรับ 10, 8, 6 และ 2 โค้งเลี้ยวตามลำดับ และ Δt_s จะมีค่าประมาณ 8, 46, 51 และ 53 วินาที สำหรับ 10, 8, 6 และ 2 โค้งเลี้ยวตามลำดับ ณ จำนวนโค้งเลี้ยวต่างๆ Δt_m และ Δt_s เกือบจะคงที่เมื่ออุณหภูมิส่วนทำระเหยสูงขึ้น อย่างไรก็ตามสำหรับจำนวนโค้งเลี้ยวเท่ากับ 10 นั้นค่า Δt_m มีแนวโน้มลดลง

ขณะที่ Δt_s มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น เมื่ออุณหภูมิส่วนทำระเหยสูงขึ้น โดยผลที่ได้ี้จะมีแนวโน้มเหมือนกันทุกสารทำงาน

ดังนั้นอาจอธิบายได้ว่า สัดส่วนฟองไอะจะสัมพันธ์กับช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่และหยุดนิ่ง เนื่องจากถ้ามีสารทำงานในสถานะไอมากภายใน HCLOHP ปริมาณของเหลวทำงานในส่วนทำระเหยก็จะน้อย ทำให้เกิดการขยายตัว หดตัว รวมตัว และแตกตัวของฟองไอะได้ยาก การเคลื่อนที่ของสารทำงานจึงเกิดขึ้นไม่ได้



รูปที่ 20 ช่วงเวลาของไหลหยุดนิ่งของ HCLOHP ที่อัตราการเติม 50% ของเอทานอล



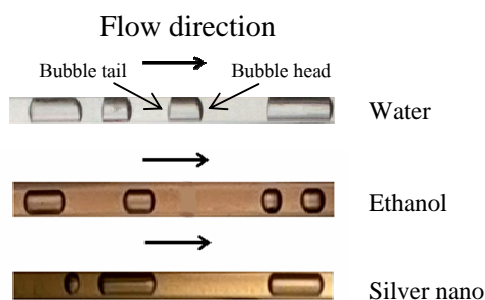
รูปที่ 21 ผลของจำนวนโค้งเลี้ยวและอุณหภูมิส่วนทำระเหยที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของ HCLOHP ที่อัตราการเติม 50% ของเอทานอล

3.2.3 สมรรถนะทางความร้อน

ผลของจำนวนโค้งเลี้ยวและอุณหภูมิส่วนทำระเหยที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของ HCLOHP แสดงได้ดังรูปที่ 21 เนื่องจากสารทำงานทั้งหมดให้ผลสอดคล้อง จึงเลือกแสดงเฉพาะเอทานอลที่อัตราการเติม 50% เท่านั้น จะเห็นว่าที่แต่ละอุณหภูมิส่วนทำระเหย สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนจะสูงขึ้นตามจำนวนโค้งเลี้ยว ดังนั้นค่าความต้านทานทางความร้อน (Thermal resistance) ต่ำสุดจะเกิดขึ้นที่จำนวนโค้งเลี้ยวเท่ากับ 10 และมีค่าประมาณ 3.1 K/W ส่วนค่าความต้านทานทางความร้อนที่จำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 2 จะมีค่าประมาณสี่เท่าของค่าที่ 10 โค้งเลี้ยว ที่เป็นเช่นนี้เพราะว่า ที่จำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 10 นั้น สัดส่วนฟองไอจะต่ำสุดและช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่จะสูงสุดดังกล่าวในหัวข้อก่อนหน้านี้ ทำให้สารทำงานภายในท่อสามารถเคลื่อนที่เพื่อส่งถ่ายความร้อนจากแหล่งความร้อน (Heat source) ไปยังแหล่งระบายความร้อน (Heat sink) ได้ดี และ HCLOHP สามารถทำหน้าที่เป็นอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนอย่างสมบูรณ์ที่สภาวะนี้ แม้ว่าที่จำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 2 ค่าความต้านทานทางความร้อนจะไม่เปลี่ยนแปลง แต่ที่จำนวนโค้งเลี้ยวเท่ากับ 6, 8 และ 10 ค่าความต้านทานทางความร้อนจะมีแนวโน้มที่สูงขึ้นตามอุณหภูมิส่วนทำระเหย เนื่องจากที่อุณหภูมิส่วนทำระเหยสูงๆ นั้น สัดส่วนฟองไอและช่วงเวลาของไหลหยุดนิ่งจะมีค่าสูงด้วย ทำให้การเกิดการทำงานเพื่อส่งถ่ายความร้อนของ HCLOHP เป็นไปได้ยาก

3.3 ผลของสารทำงานและอัตราการเติม

เพื่อให้เข้าใจถึงผลกระทบของสารทำงานและอัตราการเติมต่อการทำงานของ HCLOHP จึงเน้นพิจารณาไปที่ รูปแบบการไหลภายใน (Internal flow pattern) ลักษณะการเคลื่อนที่ของสารทำงาน และสมรรถนะทางความร้อนของ HCLOHP ที่มีจำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 10 และมีอุณหภูมิส่วนทำระเหยเป็น 110°C

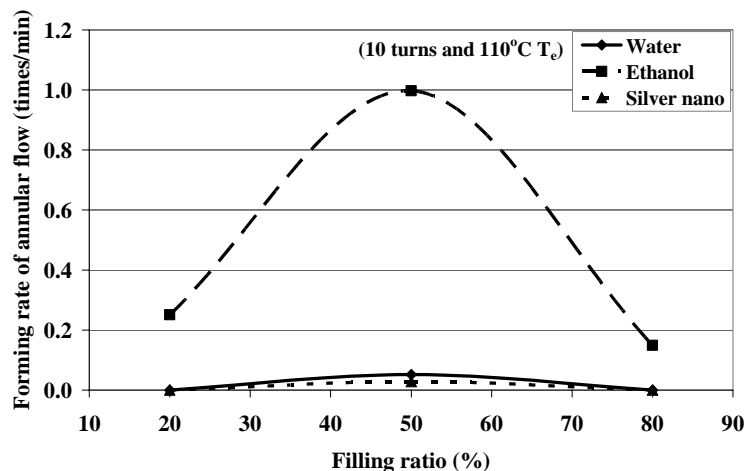


รูปที่ 22 ลักษณะฟองไอของสารทำงานแต่ละชนิด

3.3.1 รูปแบบการไหลภายในของสารทำงาน

ลักษณะฟองไอของสารทำงานแต่ละชนิดไม่เหมือนกัน เนื่องจากสารแต่ละชนิดมีค่าความตึงผิว (Surface tension) ไม่เท่ากัน ค่าความตึงผิวของน้ำกลั่นจะมากกว่าสามเท่าของค่าความตึงผิวของเอทานอล ลักษณะฟองไอของน้ำกลั่น เอทานอล และสารละลายซิลเวอร์นาโน แสดงดังรูป

ที่ 22 สำหรับน้ำกลั่นจะมีมุมสัมผัส (Contact angle) ที่แตกต่างกันระหว่างหัวฟองและหางฟอง ส่วนเอทานอลและสารละลายซิลเวอร์นาโนนั้น รูปทรงของหัวฟองและหางฟองจะสมมาตรกัน

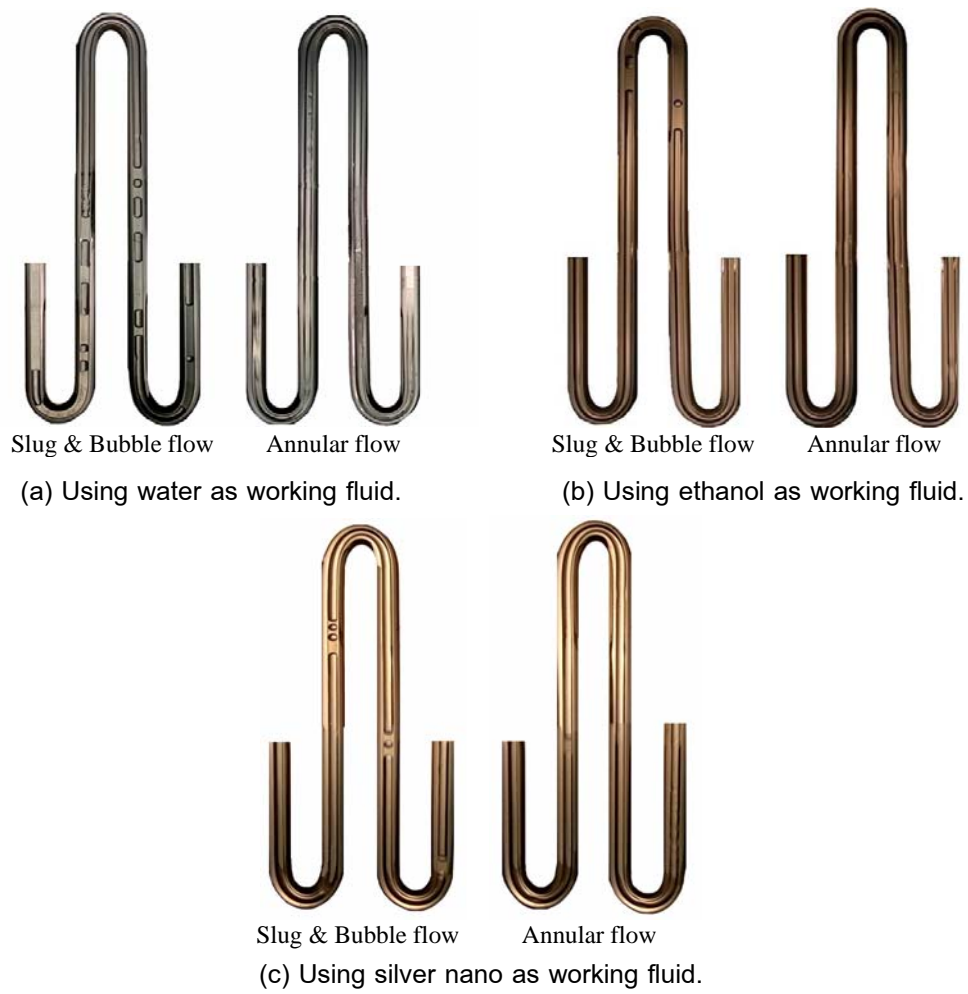


รูปที่ 23 อัตราการเกิด Annular flow ภายใน HCLOHP ที่สารทำงานและอัตราการเติมต่างๆ

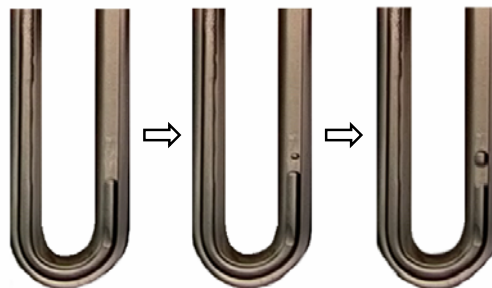
สำหรับสารทำงานและอัตราการเติมทั้งหมดพบว่า รูปแบบการไหลหลักภายใน HCLOHP ที่เกิดขึ้นมากที่สุดคือ Slug flow ส่วน Annular flow และ Bubble flow จะพบเห็นได้น้อย รูปที่ 23 แสดงอัตราการเกิด Annular flow ภายใน HCLOHP ที่สารทำงานและอัตราการเติมต่างๆ จะเห็นว่า ในกรณีของน้ำกลั่นและสารละลายซิลเวอร์นาโนนั้นแทบจะไม่พบ Annular flow ยกเว้นที่อัตราการเติม 50% แต่ยังสามารถสังเกตเห็นได้เล็กน้อยในเอทานอล โดยที่อัตราการเกิด Annular flow สูงสุดซึ่งเกิดขึ้นที่อัตราการเติม 50% จะมีค่าประมาณ 1 ครั้งต่อนาที เท่านั้น รูปแบบการไหล Bubble flow ในน้ำกลั่นจะเกิดจากการเดือดแบบฟอง (Nucleate boiling) ณ ส่วนทำระเหย และเกิดจากการเปลี่ยนรูปแบบการไหลจาก Annular flow มาเป็น Slug flow สำหรับเอทานอลนั้น รูปแบบการไหลแบบ Bubble flow จะเกิดขึ้นหลังจากมี Annular flow เกิดขึ้นในท่อเท่านั้น รูปที่ 24 แสดงรูปแบบการไหลภายใน HCLOHP ของสารทำงานแต่ละชนิดที่อัตราการเติม 50% รูปทางด้านซ้ายมือของรูปที่ 24(a), (b) และ (c) แสดงรูปแบบการไหลของ Slug flow และ Bubble flow ของ น้ำกลั่น เอทานอล และสารละลายซิลเวอร์นาโน ตามลำดับ ส่วนรูปทางด้านขวามือของรูปเหล่านี้แสดงรูปแบบการไหลของ Annular flow ของสารแต่ละชนิดตามลำดับ

ยิ่งกว่านั้นยังพบว่า สำหรับ HCLOHP ที่เติมด้วยน้ำกลั่น จะเกิดการเดือดแบบฟอง ณ ส่วนทำระเหยของท่อที่อัตราการเติม 50% และ 80% ดังแสดงในรูปที่ 25 หลังจากเกิดการเดือดขึ้น ฟองไอลึกๆ จะขยายตัวอย่างรวดเร็วทันทีทันใด ทำให้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางฟองเพิ่มขึ้น จนเท่ากับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ หลังจากนั้นการเคลื่อนที่แบบสั่นของสารทำงานก็จะเกิดขึ้น อย่างไรก็ตาม จะไม่พบการเดือดแบบฟองในสารทำงานเอทานอลและสารละลายซิลเวอร์

นาโน ที่เป็นเช่นนี้อาจเนื่องมาจาก โดยปกติแล้วมักจะพบฟองไอยาวฟองเดี่ยวในส่วนทำระเหย และจึงเกิดการระเหยอย่างรวดเร็วของฟิล์มของเหลวที่เคลื่อนที่เข้ามาในส่วนนี้



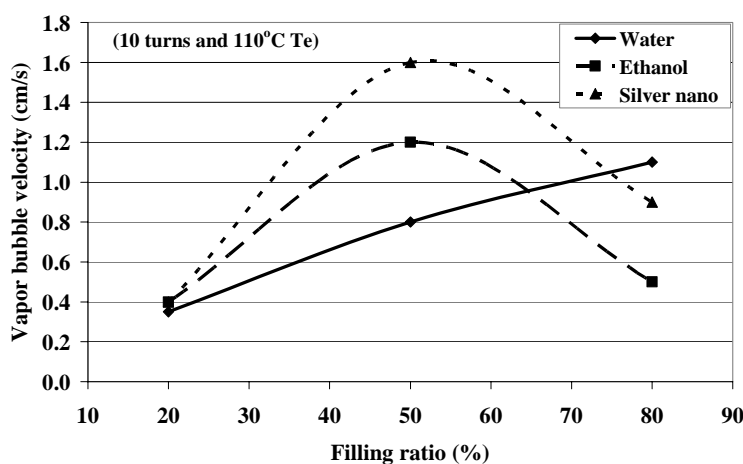
รูปที่ 24 รูปแบบการไหลภายใน HCLOHP ที่อัตราการเติม 50%



รูปที่ 25 การเติบโตแบบฟองภายใน HCLOHP ที่เติมด้วยน้ำกลั่น

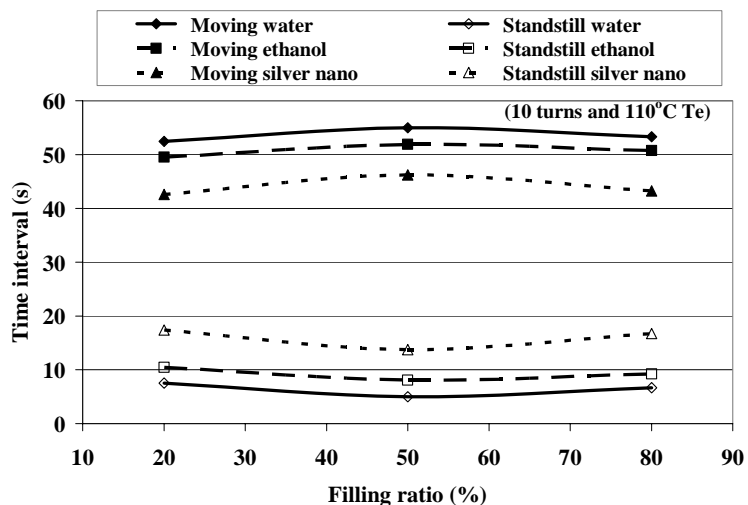
3.3.2 ลักษณะการเคลื่อนที่ของสารทำงาน

เนื่องจากรูปแบบการไหลหลักของ HCLOHP ทั้งหมดคือ การเคลื่อนที่แบบสั่นของ Slug flow ดังนั้นจึงได้ศึกษามุ่งเน้นไปที่ความเร็วฟองไอและช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่และหยุดนิ่ง ค่าความเร็วฟองไอสำหรับสารทำงานและอัตราการเติมต่างๆ แสดงได้ดังรูปที่ 26 จะเห็นว่าเมื่อเพิ่มอัตราการเติมสารทำงาน ความเร็วฟองไของน้ำกลั่นจะสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง แต่สำหรับเอทานอลและสารละลายซิลเวอร์นาโนนั้นพบว่า เมื่ออัตราการเติมเพิ่มขึ้นจาก 20% ไปเป็น 50% ความเร็วฟองไอจะสูงขึ้นด้วย แล้วจึงลดลงหลังจากอัตราการเติมเกินกว่า 50% ความเร็วฟองไอของสารแต่ละชนิดเกือบจะเท่ากันที่อัตราการเติม 20% สำหรับที่อัตราการเติม 50% ความเร็วฟองไอของสารละลายซิลเวอร์นาโนจะสูงสุด รองลงมาคือเอทานอลและน้ำกลั่นตามลำดับ แต่ที่อัตราการเติม 80% ความเร็วฟองไอของน้ำจะสูงสุด รองลงมาคือซิลเวอร์นาโนและเอทานอลตามลำดับ

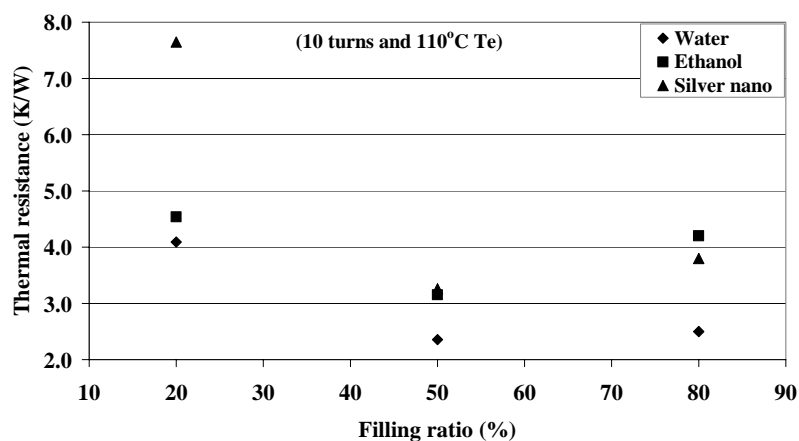


รูปที่ 26 ความเร็วฟองไอที่สารทำงานและอัตราการเติมต่างๆ

ช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่และหยุดนิ่งต่อช่วงเวลาทั้งหมดในหนึ่งนาที่ (Δt_m และ Δt_s) สำหรับสารทำงานและอัตราการเติมต่างๆ แสดงได้ดังรูปที่ 27 แม้ว่าอัตราการเติมจะมีผลต่อ Δt_m และ Δt_s ค่อนข้างน้อย แต่จะเห็นว่า Δt_m ที่อัตราการเติม 50% มีแนวโน้มที่สูงกว่าที่อัตราการเติม 20% และ 80% ขณะที่ Δt_s ที่อัตราการเติม 50% มีแนวโน้มที่ต่ำกว่าที่อัตราการเติม 20% และ 80% และยังพบว่าที่แต่ละอัตราการเติมสารทำงาน ช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่ในกรณีที่สารทำงานเป็นน้ำกลั่นจะสูงสุด รองลงมาคือ เอทานอลและสารละลายซิลเวอร์นาโน ตามลำดับ โดยที่ค่าเฉลี่ยของ Δt_m ณ อัตราการเติมทั้งหมดจะมีค่าประมาณ 54, 51 และ 44 วินาที สำหรับน้ำกลั่น เอทานอล และสารละลายซิลเวอร์นาโน ตามลำดับ



รูปที่ 27 ช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่และหยุดนิ่งที่สารทำงานและอัตราการเติมต่างๆ



รูปที่ 28 ผลของสารทำงานและอัตราการเติมที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของ HCLOHP

3.3.3 สมรรถนะทางความร้อน

ผลกระทบของสารทำงานและอัตราการเติมที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของ HCLOHP แสดงได้ดังรูปที่ 28 ค่าความต้านทานทางความร้อนของ HCLOHP ที่เติมด้วยน้ำกลั่น จะมีค่าต่ำสุดเสมอเมื่อเทียบกับเอทานอลและสารละลายซิลเวอร์นาโน ณ ทุกอัตราการเติม และเมื่ออัตราการเติมเพิ่มขึ้นเป็น 50% และ 80% ค่าความต้านทานทางความร้อนของน้ำกลั่นก็จะยิ่งต่ำกว่าของอีกสองสารทำงาน ที่เป็นเช่นนั้นก็เนื่องมาจาก แม้ว่าช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่เมื่อสารทำงานเป็นน้ำกลั่นจะสูงสุดเสมอที่ทุกอัตราการเติมเมื่อเทียบกับอีกสองสารทำงาน แต่จะเกิดการเดือดแบบฟองภายในท่อที่เติมด้วยน้ำกลั่นได้เฉพาะที่อัตราการเติม 50% และ 80% และความเร็วฟองไอของน้ำกลั่นจะมีค่าสูงสุดเมื่อเทียบกับอีกสองสารทำงานที่อัตราการเติม 80% ด้วย

เนื่องจากความยาวประสิทธิผลของ HCLOHP ($Le/2 + La + Lc/2$) ที่ใช้ทดสอบมีค่าน้อย ดังนั้นความเร็วการเคลื่อนที่ของฟองไอจึงมีผลต่อสมรรถนะทางความร้อนค่อนข้างน้อยด้วย

สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของทั้งเอทานอลและสารละลายซิลเวอร์นาโน จะมีค่าสูงสุดที่อัตราการเติม 50% เหมือนกัน เนื่องจากที่สภาวะนี้ ช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่และความเร็วฟองไอของสารทำงานเหล่านี้มีค่าสูงสุดด้วย สำหรับกรณีของน้ำกลั่น สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุดจะพบที่อัตราการเติม 50% เนื่องจากมีการเดือดแบบฟองเกิดขึ้นและมีช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่ยาวนานสุด อย่างไรก็ตาม สมรรถนะทางความร้อนของน้ำกลั่นก็ค่อนข้างสูงที่อัตราการเติม 80% ด้วย เนื่องจากยังคงมีการเดือดแบบฟองเกิดขึ้นภายในท่อและความเร็วฟองไอมีค่าสูงที่สุด

4. บทสรุปและบทวิจารณ์

- 4.1 อัตราการรวมตัวและแตกตัวของฟองไอจะมีผลต่อค่าความเร็วฟองไอขณะทำงานในแนวตั้ง และอัตราการขยายตัวและหดตัวของฟองไอจะมีผลต่อความเร็วฟองไอขณะทำงานในแนวระดับ
- 4.2 การเปลี่ยนแปลงความดันทำงานของของไหลเฉพาะจุดจะสอดคล้องกับลักษณะการเคลื่อนที่ของของไหลมากกว่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิทำงาน
- 4.3 ช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่และหยุดนิ่งสามารถหาได้จากการวิเคราะห์การเปลี่ยนแปลงความดันทำงานตามเวลา ควบคู่กับการศึกษาเชิงทัศนถึงการไหลของสารทำงาน
- 4.4 สัดส่วนฟองไอของสารทำงานที่อัตราการเติมคงที่สามารถเปลี่ยนแปลงได้ เนื่องจากผลกระทบของจำนวนโค้งเลี้ยวและอุณหภูมิส่วนทำระเหย นอกจากนี้ยังสัมพันธ์กับช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่และหยุดนิ่งด้วย
- 4.5 จำนวนโค้งเลี้ยวที่ให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุด คือ 10 เนื่องจากสัดส่วนฟองไอมีค่าต่ำสุดและช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่มีค่าสูงสุด
- 4.6 ความต้านทานทางความร้อนจะมีแนวโน้มที่สูงขึ้นตามอุณหภูมิส่วนทำระเหย เนื่องจากที่อุณหภูมิส่วนทำระเหยสูงๆ นั้น สัดส่วนฟองไอและช่วงเวลาของไหลหยุดนิ่งจะมีค่าสูงด้วย
- 4.7 รูปแบบการไหลหลักภายใน HCLOHP คือ Slug flow ส่วน Annular flow และ Bubble flow จะพบเห็นได้น้อย และสามารถพบการเดือดแบบฟองได้ใน HCLOHP ที่เติมด้วยน้ำกลั่นเท่านั้น
- 4.8 ความเร็วฟองไอจะมีผลกระทบต่อสมรรถนะทางความร้อนค่อนข้างน้อยเมื่อเทียบกับรูปแบบการไหลและช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่ เนื่องจากค่าความยาวประสิทธิผลที่น้อยของ HCLOHP ที่ใช้ทดสอบ
- 4.9 สารทำงานและอัตราการเติมสารที่ให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุด คือ น้ำกลั่นที่อัตราการเติม 50% เนื่องจากมีการเดือดแบบฟองเกิดขึ้นและมีช่วงเวลาของไหลเคลื่อนที่ยาวนานที่สุด

เอกสารอ้างอิง

- [1] Akachi H., Polášek F. and Štulc P., *Pulsating Heat Pipes*, Proc. 5th Int. Heat Pipe Symp., Melbourne, Australia, ISBN 0-08-042842-8, pp. 208-217, 1996.
- [2] Charoensawan P., Khandekar S., Groll M. and Terdtoon P., *Closed Loop Pulsating Heat Pipes-Part A: Parametric Experimental Investigations*, Applied Thermal Engineering, Elsevier Science, ISSN 1359-4311, pp. 2009-2020, 2003.
- [3] Charoensawan P. and Terdtoon P., *Experimental Investigation of Thermal Performance of Horizontal Closed-Loop Oscillating Heat Pipes*, Proc. 8th Int. Heat Pipes Symposium, Kumamoto, Japan, 2006.
- [4] Charoensawan P. and Terdtoon P., *Thermal Performance of Horizontal Closed-Loop Oscillating Heat Pipes*, Applied Thermal Engineering, Elsevier Science. (In press, Impact factor 0.814)
- [5] Charoensawan P. and Terdtoon P., *Thermal Performance Correlation of Horizontal Closed-Loop Oscillating Heat Pipes*, 9th Electronics Packaging Technology Conference, Singapore, 10-12 Dec, 2007. (accepted)
- [6] Choi S.U.S., *Nanofluid Technology: Current Status and Future Research*, Energy Technology Division, Argonne National Laboratory, Argonne.
- [7] Faghri A., *Heat Pipe Science and Technology*, ISBN: 1-56032-383-3, Taylor & Francis Inc., 1995.
- [8] Gi K., Sato F. and Maezawa S., *Flow Visualization Experiment on Oscillating Heat Pipe*, Proc. 11th Int. Heat Pipe Conf., Tokyo, Japan, 1999.
- [9] Khandekar S., Charoensawan P., Groll M. and Terdtoon P., *Closed Loop Pulsating Heat Pipes-Part B: Visualization and Semi-Empirical Modeling*, Applied Thermal Engineering, Elsevier Science, ISSN 1359-4311, pp. 2021-2033, 2003.
- [10] Khandekar S., Dollinger N. and Groll M., *Understanding Operational Regimes of Pulsating Heat Pipes: An Experimental Study*, Applied Thermal Engineering, Elsevier Science, ISSN 1359-4311, Vol. 23, No. 6, pp. 707-719, 2003.
- [11] Khandekar S., Groll M., *An Insight into Thermal-Hydrodynamic Coupling in Closed Loop Pulsating Heat Pipes*, Thermal Sciences, Elsevier Science, ISSN 1290-0729, pp. 13-20, Vol. 43, 2004.
- [12] Khandekar S., Groll M., Charoensawan P. and Terdtoon P., *Pulsating Heat Pipes: Thermo-fluidic Characteristics and Comparative Study with Single Phase*

- Thermosyphon*, Proc. 12th Int. Heat Transfer Conference, ISBN-2-84299-307-1, pp. 459-464, Grenoble, France, 2002.
- [13] Khandekar S., Schneider M., Schäfer P., Kulenovic R. and Groll M., *Thermofluidynamic Study of Flat Plate Closed Loop Pulsating Heat Pipes*, Microscale Thermophysical Engineering, Taylor and Francis, ISSN 1089-3954, pp. 303-318, Vol. 6, No. 4, 2002.
- [14] Kostic M.M., *Critical Issues and Application Potentials in Nanofluids Research*, Proc. of Multifunctional Nanocomposites 2006, Honolulu, Hawaii, 2006.
- [15] Lee W., Jung H. and Kim J., *Flow Visualization of Oscillating Capillary Tube Heat Pipe*, Proc. 11th Int. Heat Pipe Conf., Tokyo, Japan, 1999.
- [16] Maezawa S., Gi K., Minamisawa A. and Akachi H., *Thermal Performance of Capillary Tube Thermosyphon*, Proc 9th Int. Heat Pipe Conf, Albuquerque, USA, 1995.
- [17] Qu W. and Ma T., *Experimental Investigation on Flow and Heat Transfer of a Pulsating Heat Pipe*, Proc. 12th Int. Heat Pipe Conf., Moscow, Russia, 2002.
- [18] Shang F.M., Liu D.Y., Xian H.Z., Yang Y.P. and Du X.Z., *Heat Transfer Characteristics of Cu-H₂O Nanofluids in Self-Exciting Mode Oscillating – Flow Heat Pipe*, Proc. 8th Int. Heat Pipes Symposium, Kumamoto, Japan, 2006.
- [19] Tong B.Y., Wong T.N. and Ooi K.T., *Closed-Loop Pulsating Heat Pipe*, Applied Thermal Engineering, Elsevier Science, ISSN 1359-4311, pp. 1845-1862, Vol. 21, 2001.

Output จากโครงการวิจัยที่ได้รับทุนจาก สกอ. และ สกว.

1. ผลงานตีพิมพ์ในวารสารวิชาการนานาชาติ

- [1] Kiedcharoensiri P., Charoensawan P. and Terdtoon P., Two-Phase Flow Analysis of a Horizontal Closed-Loop Oscillating Heat Pipe, Energy Research Journal, Science Publications. (Submitted)
- [2] Charoensawan P., Kiedcharoensiri P. and Terdtoon P., Fluid Motion Characteristics within Closed-Loop Oscillating Heat Pipes, Heat Transfer Engineering, Taylor and Francis. (Submitted)

ภาคผนวก

1. บทความวิชาการเรื่อง “Two-Phase Flow Analysis of a Horizontal Closed-Loop Oscillating Heat Pipe”
2. บทความวิชาการเรื่อง “Fluid Motion Characteristics within Closed-Loop Oscillating Heat Pipes”

TWO-PHASE FLOW ANALYSIS of A HORIZONTAL CLOSED-LOOP OSCILLATING HEAT PIPE

Pongsak Kiedcharoensiri^a, Piyanun Charoensawan^a and Pradit Terdtoon^b

^a Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Naresuan University, Phitsanulok 65000, Thailand

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

Tel.: +66-5596-4215, Fax: +66-5596-4000, E-mail: piyanunc@nu.ac.th

Abstract

Two-phase flow boiling of working fluid within a closed-loop oscillating heat pipe at the horizontal orientation (HCLOHP) was visualization studied. The closed-loop oscillating heat pipes were made of Pyrex glass tube in conjunction with Silicone rubber tube. The inside and outside diameters of glass tube were 2 and 7 mm respectively. The evaporator, adiabatic and condenser lengths of HCLOHP were 50 mm. The internal flow phenomena were carefully investigated at the various numbers of turns, evaporator temperatures and filling ratios of working fluid. Two working fluids i.e., distilled water and ethanol, were tested. HCLOHP was installed on the cooling and heating plates and the two-phase flow patterns were recorded by the high speed still and video cameras. The rate of heat transferred to cooling water at the condenser was qualitatively evaluated. The flow phenomena of working fluid viz., vapor fraction, vapor bubble velocity, flow pattern, forming rate of annular flow and time interval of moving and standstill fluid, were analyzed accompanying with the thermal performance consideration of HCLOHP at normal operating condition. The number of meandering turns extremely influenced the operation startup of HCLOHP. The maximum thermal performance occurred at the number of 10 turns for all evaporator temperatures since the vapor fraction and the time interval of moving fluid were distinctly minimum and maximum respectively. The majority of flow patterns within all HCLOHPs were slug flow. The annular flow and bubble flow were rarely met. The nucleate boiling was discovered in HCLOHP filled with water and completely vanished for HCLOHP filled with ethanol. The maximum thermal performance was occurred at the 50% filling ratio of water because the nucleate boiling and the longest time interval of moving fluid were attained.

Keywords: Closed-Loop Oscillating Heat Pipe, Horizontal Orientation Mode, Two-Phase Flow

1. Introduction

A horizontal closed-loop oscillating heat pipe (HCLOHP) is the closed-loop oscillating heat pipe operated at horizontal orientation. The majority of previous research (Lee, W., 1999, Tong, B.Y., 2001 and Khandekar, S., 2002 and 2004) was able to investigate the flow phenomena within the closed-loop oscillating heat pipe at only the bottom heating mode. It was found that the working fluid within HCLOHP completely stopped moving and HCLOHP could not operate as a heat transport device. However some research (Charoensawan, P., 2003, 2007 and 2008 and Khandekar, S., 2003) has proven that the operation of a HCLOHP was possible if there were the proper saturated temperature difference between the evaporator and condenser parts and the optimum number of meandering turns. The minimum number of turns at which HCLOHP can

operate as a heat transport device was defined as the critical number of turns. Moreover the effect of various parameters on thermal performance of HCLOHP was quantitative investigated. The fluid flow and heat transfer mechanism was able to estimate from the interpretation of the attained dimensionless parameter. In addition, Khandekar, S. (2003) found that the internal flow pattern within a HCLOHP was only slug flow. Heat was transferred because of the movement of liquid slugs and vapor bubbles. Since the effect of number of turns was only concentrated, the influence of other parameters on the operational behavior of a HCLOHP was absent. Therefore the visual study of working fluid flow phenomena accompanying with the thermal performance consideration of a HCLOHP is conducted by varying the parameters i.e., working fluid, filling ratio, number of turns and evaporator temperature.

2. Experimental setup and Procedure

The details of experimental setup are shown in Figure 1. The tested HCLOHP was made of Pyrex glass tube with inside diameters of 2 mm. The evaporator, adiabatic and condenser lengths were 50 mm. The condenser and evaporator sections of HCLOHP were attached on the cooling and heating copper plates respectively. The evaporator section was heated by electric heaters that were placed on the heating plate and connected to the AC power input source and temperature controller (SIGMA, SFN72). The condenser section was cooled by cold water that was passed through the cooling plate at the constant flow rate and inlet temperature of 1 l/min and 20°C respectively. The water was circulated from a cooling bath and its volume flow rate was measured by a floating rota meter (Uni-pure, z-3001 with ± 0.3 l/min accuracy). Two thermocouples each (OMEGA type K) were placed in the coolant at the inlet and exit of cooling plate to measure the average temperatures. The temperatures of evaporator, adiabatic and condenser sections were also measured by installing two, four and two thermocouples on tubes of these sections respectively. The temperature recorder (Agilent, 34970A with $\pm 1^\circ\text{C}$ accuracy) was used to continuously monitor all temperatures. The average working pressure of working fluid was measured by placing four pressure transmitters (Sensys with ± 0.08 mA accuracy and -1 to 1 bar measurement pressure range) inside four tubes at the adiabatic section and continuously monitored by the sensitive recorder (Wisco with ± 0.02 mA). The video camera (Samsung, R10) was used to continuously record the flow patterns of working fluid at all parts of HCLOHP and the digital still camera (Cannon, D500) was used to record at specified times. The thermal performance of the HCLOHP was qualitatively evaluated by calculating the rate of heat transferred to the coolant at the condenser part.

The experimental variable parameters are summarized as follows:

- Number of turns: 2, 6, 8 and 10 turns
- Evaporator temperature (T_e): 80-130°C with 10°C increments
- Working fluid: distilled water and absolute ethanol
- Filling ratio: 20%, 50% and 80% of total internal tube volume

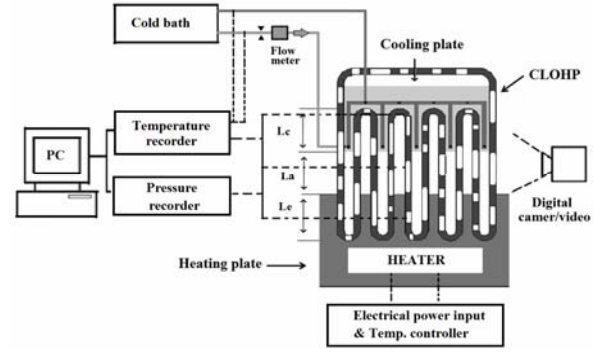


Figure 1: Details of experimental setup.

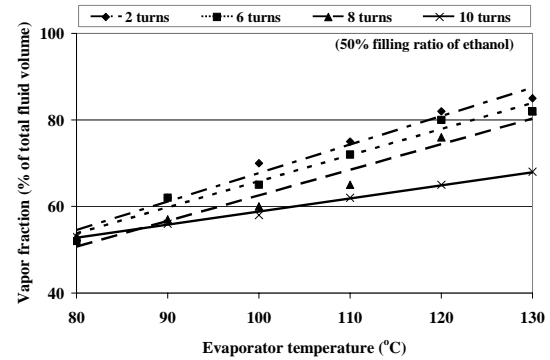


Figure 2: Vapor fraction of working fluid within HCLOHP with 50% filling ratio of ethanol.



Figure 3: Dependency of vapor fraction on the evaporator temperature.

3. Result and Discussion

3.1 Effect of Number of Turns and Evaporator Temperature

The fluid flow phenomena was concentrated at two influential parameters i.e., the time interval of moving and standstill fluid and the vapor fraction of working fluid. In order to understand the influence of number of turns and evaporator temperature on operation mechanism of HCLOHP, the appropriate filling ratio of 50% was only considered.

3.1.1 Vapor fraction

The vapor fraction of working fluid was defined as the volume of the channel occupied by the vapor phase divided by the total volume of the channel. Although the filling ratio of working fluid is kept at a constant value, its vapor fraction can be changed by the influence of number of turns and evaporator temperature. Figure 2 shows the vapor fraction of working fluid within HCLOHP with 50% filling ratio of ethanol at the various numbers of turns and evaporator temperatures. At the evaporator temperature of 80°C, the vapor fraction was found at about 52.5% of total fluid volume for all numbers of turns. Then the vapor fraction was increased with an increase in the evaporator temperature for all numbers of turns. However the increasing rate of vapor fraction of HCLOHP with 10 turns was relatively low compared to that for 2, 6 and 8 turns. At 130°C T_e , the vapor fraction of working fluid of HCLOHP with 10 turns was 68% and it was 85% for 2 turns. Thus with increasing the number of turns, the vapor fraction was reduced. This trend was also seen for all the HCLOHPs filled with water. Figure 3 shows the dependency of vapor fraction on the evaporator temperature of HCLOHP with 50% filling ratio of water and 2 turns. It was seen at 130°C T_e that the whole channel was almost occupied by the vapor phase.

3.1.2 Working fluid motion

Because the local variation of fluid working pressure was corresponding to the moving and standstill conditions of working fluid, the time intervals of moving and standstill fluid per the whole time of one minute (Δt_m and Δt_s) were evaluated by the analysis of the operating pressure variation along the whole recording time. The time interval of moving and standstill fluid of HCLOHP with using ethanol at 50% filling ratio are shown in Figure 4 and 5 respectively. The larger the number of turns, Δt_m was longer but Δt_s was shorter for all evaporator temperatures. The maximum Δt_m and the minimum Δt_s were occurred at 10 turns and their values were approximately 52 and 8 seconds respectively. The Δt_m were about 14, 9 and 7 seconds for 8, 6 and 2 turns respectively. The Δt_s were about 46, 51 and 53 seconds for 8, 6 and 2 turns respectively. The Δt_m and Δt_s were nearly constant for each number of turns when the evaporator temperature was increased. However for the number of 10 turns, Δt_m tended to be reduced and Δt_s tended to be

increased with an increase in the evaporator temperature. This trend was also exhibited for all the HCLOHPs filled with water.

It may be explained that the vapor fraction related to the time interval of moving and standstill fluid. Since if there are much vapor phase of working fluid within HCLOHP, the amount of working fluid in liquid phase was small at the evaporator section. Thus the formation of vapor expansion, contraction, merging and breaking was restricted and the working fluid movement was unavailable.

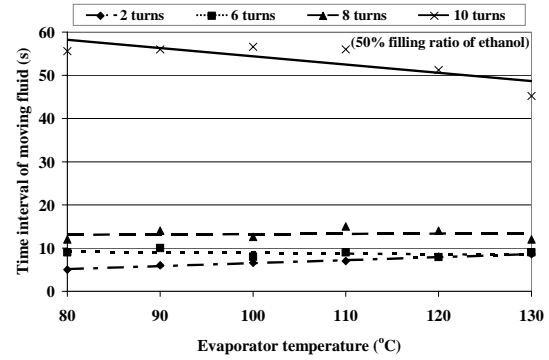


Figure 4: Time interval of moving fluid of HCLOHP with 50% filling ratio of ethanol.

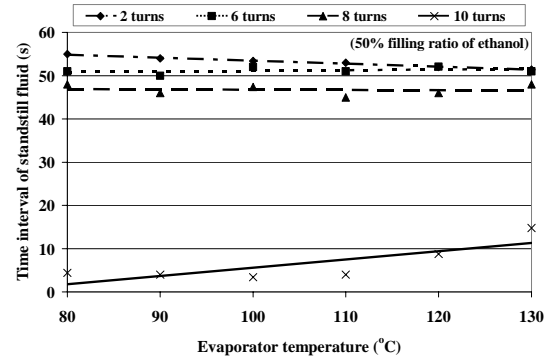
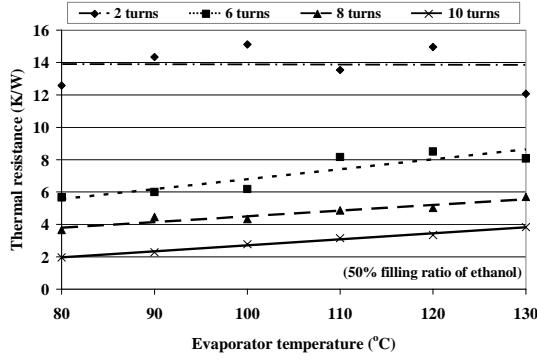


Figure 5: Time interval of standstill fluid of HCLOHP with 50% filling ratio of ethanol.

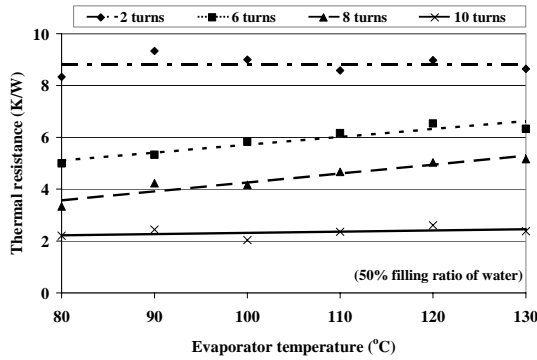
3.1.3 Thermal performance

Figure 6(a) and (b) show the effect of number of turns and evaporator temperature on the thermal performance of HCLOHP filled with ethanol and water respectively at 50% filling ratio. When the number of turns was increased, the thermal performance for each fluid and evaporator temperature was improved especially at 10 turns so its thermal resistance obviously reduced. The thermal resistance was minimized at the number of 10 turns and the values were about 2.4 K/W and 3.1 K/W for water and ethanol respectively. For both fluids, the thermal resistance of

HCLOHP with 2 turns was approximately four times of that for 10 turns. Because the vapor fraction and the time interval of moving fluid were distinctly minimum and maximum respectively at the number of 10 turns as mentioned before. Thus the working fluid can well transfer the heat from a heat source to a heat sink and HCLOHP completely operates as a heat transport device at this condition. Although for the number of 2 turns, the thermal resistance was insignificantly different when the evaporator temperature increased. But for the numbers of 6, 8 and 10 turns, the thermal resistance tended to be increased with an increase in the evaporator temperature. This may be because at the high evaporator temperature, the vapor fraction and the time interval of standstill fluid tend to be also the high values then the operation of HCLOHP is restricted.



(a) HCLOHP filled with ethanol.



(b) HCLOHP filled with water.

Figure 6: Effect of number of turns and evaporator temperature on thermal performance.

3.2 Working Fluid and Filling Ratio

In order to understand the influence of working fluid and filling ratio on the HCLOHP operation, the flow pattern, working fluid motion and thermal performance of transparent HCLOHP with 10 turns and moderate evaporator

temperature of 110°C were considered as mentioned below.

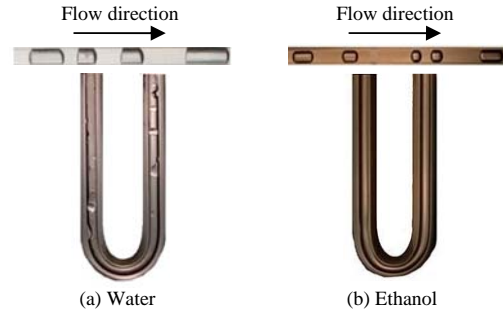


Figure 7: Feature of vapor bubble.

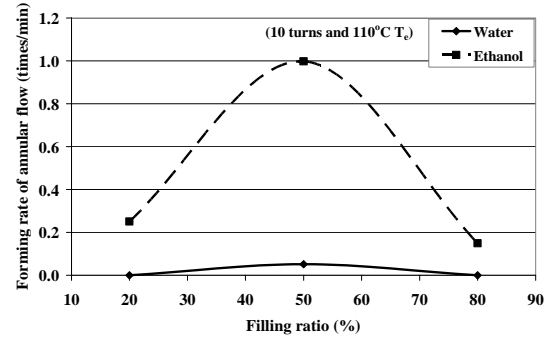


Figure 8: Forming rate of annular flow at the various working fluids and filling ratios.

3.2.1 Flow pattern

There were the different features of vapor bubble between water and ethanol used as working fluid because of their different surface tensions. The value of surface tension of water is more three times than that of ethanol. The feature of vapor bubble of water is shown in Figure 7(a). There are the different contact angles between the bubble head (in flow direction) and the bubble tail (against flow direction). For a long vapor bubble as shown in this picture, the vapor liquid interface was usually wavy and eventually the liquid film was collected to form a liquid slug. Figure 7(b) shows the feature of vapor bubble of ethanol. There is the symmetrical shape between the bubble head and tail. The wavy interface of liquid film was not found in ethanol.

The majority of flow patterns within HCLOHP were slug flow for all working fluids and filling ratios. The annular flow and bubble flow were rarely met. Figure 8 shows the forming rate of annular flow encountered within HCLOHP at the various working fluids and filling ratios. The annular flow almost disappeared for water with the exception at the 50% filling ratio. For ethanol,

the annular flow was scarce and its maximum forming rate was only 1 time per minute at the 50% filling ratio. In case of a bubble flow, the bubble flow in tube filled with water was raised by the nucleate boiling within the tube and the break of annular flow to become slug flow. For ethanol, the bubble flow was only happened after the annular flow took place in the tube. Figure 9 shows the internal flow patterns of HCLOHP with 50% filling ratio of water. The picture on the left hand side show the slug flow and bubble flow and that on the right hand side show the annular flow.



Figure 9: Internal flow patterns of HCLOHP with 50% filling ratio of water.

For HCLOHP filled with water, the nucleate boiling was discovered at the evaporator part of tube at the 50% and 80% filling ratios as shown in Figure 10. After it was risen, a small vapor bubble was suddenly expanded and the bubble diameter became as same as the tube inside diameter. Then the oscillating movement of working fluid was happened. However the nucleate boiling completely vanished for HCLOHP filled with ethanol. This might be because the evaporator part was usually occupied by a long vapor bubble and the sudden vaporization of liquid film that moving into this part was occurred.

3.2.2 Working fluid motion

Since the main flow pattern that was the oscillating motion of slug flow was the same for all HCLOHPs, the interesting parameters i.e., the vapor bubble velocity and the time interval of moving and standstill fluid were investigated. The vapor bubble velocities was obtained at the various fluids and filling ratios as shown in Figure 11. It was observed that with an increase in the filling ratio, the bubble velocity of water continually increased. However for ethanol, when the filling ratio was added from 20% to 50%, the

bubble velocity also increased and it reduced after 50% filling ratio. At the 20% filling ratio, the bubble velocities of water and ethanol were insignificantly different. The vapor bubble velocity of ethanol was higher than that of water at 50% filling ratio but it was lower than that at 80% filling ratio.

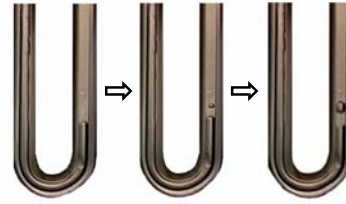


Figure 10: Nucleate boiling discovered in HCLOHP filled with water.

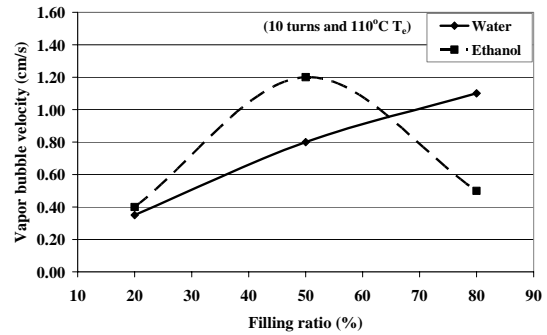


Figure 11: Vapor bubble velocity at the various working fluids and filling ratios.

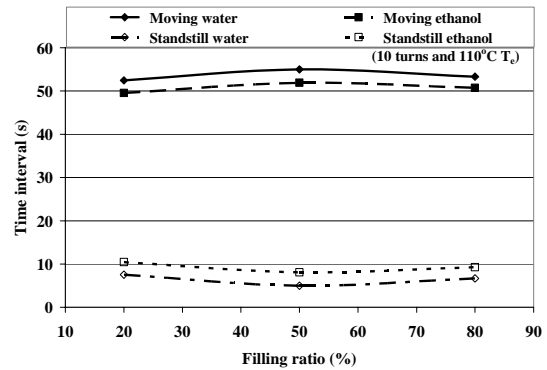


Figure 12: Time interval of moving fluid at the various working fluids and filling ratios.

The time intervals of moving and standstill fluid per the whole time of one minute (Δt_m and Δt_s) were attained for each fluid and filling ratio as shown in Figure 12. Although the influences of working fluid and filling ratio on the Δt_m and Δt_s seem to be tiny, the Δt_m and Δt_s at 50% filling ratio are relatively long and short respectively compared to those of the 20% and 80% filling ratios. The time interval of moving water was longer than that of ethanol for all filling ratios.

3.2.3 Thermal performance

The effect of working fluid and filling ratio on the thermal performance of HCLOHP is shown in Figure 13. The thermal resistance of HCLOHP filled with water was always lower than that of ethanol for all filling ratios. Furthermore when the filling ratio was high, the thermal resistance of water was much lower than that of ethanol. This is because although the time interval of moving water was always longer than that of ethanol for all filling ratios, the nucleate boiling was attained within the tube filled with water at the filling ratio of 50% and 80% and the vapor bubble velocity of water was also higher than that of ethanol at 80% filling ratio. Due to a strong influence of the short effective length of tested HCLOHP, the vapor velocity slightly affected its thermal performance. For ethanol, the maximum thermal performance was occurred at the 50% filling ratio because of the high values of time interval of moving fluid and vapor velocity attained at this condition. For water, the maximum thermal performance was also found at the filling ratio of 50% since at this condition the nucleate boiling was happened and the time interval of moving fluid was longest.

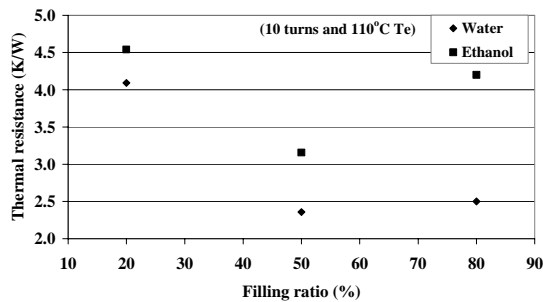


Figure 13: Effect of working fluid and filling ratio on thermal performance of HCLOHP.

4. Conclusions

The number of meandering turns extremely influenced the operation startup of HCLOHP. The maximum thermal performance occurred at the number of 10 turns for all evaporator temperatures since the vapor fraction and the time interval of moving fluid were distinctly minimum and maximum respectively. The majority of flow patterns within all HCLOHPs were slug flow. The annular flow and bubble flow were rarely met. The nucleate boiling was discovered in HCLOHP filled with water and completely vanished for HCLOHP filled with ethanol. The maximum thermal performance was occurred at the 50% filling ratio of water because the nucleate boiling

and the longest time interval of moving fluid were attained.

Acknowledgement

This research work was done at Faculty of Engineering, Naresuan University, Thailand under the auspices of The Thailand Research Fund (under Contact No. MRG5180120).

References

- [1] Charoensawan, P., Khandekar, S., Groll, M. and Terdtoon, P., "Closed loop pulsating heat pipes-Part A: parametric experimental investigations", Int. J. Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp. 2009-2020, 2003.
- [2] Charoensawan, P. and Terdtoon, P., "Thermal performance correlation of horizontal closed-loop oscillating heat pipes", Proc. of the 9th Electronics Packaging Technology Conference, Singapore, pp. 906-909, 2007.
- [3] Charoensawan, P. and Terdtoon, P., "Thermal performance of horizontal closed-loop oscillating heat pipe", Int. J. Applied Thermal Engineering, Vol. 28, pp.460-466, 2008.
- [4] Khandekar, S., Groll, M., Charoensawan, P. and Terdtoon, P., "Pulsating heat pipes: thermo-fluidic characteristics and comparative study with single phase thermosyphon", Proc. of the 12th International Heat Transfer Conference, Grenoble, pp. 459-464, 2002.
- [5] Khandekar, S., Charoensawan, P., Groll, M. and Terdtoon, P., "Closed loop pulsating heat pipes-Part B: visualization and semi-empirical modeling", Int. J. Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp. 2021-2033, 2003.
- [6] Khandekar, S. and Groll, M., "An insight into thermal-hydrodynamic coupling in closed loop pulsating heat pipes", Int. J. Thermal Sciences, Vol. 43, pp. 13-20, 2004.
- [7] Lee, W., Jung, H. and Kim, J., "Flow visualization of oscillating capillary tube heat pipe", Proc. of 11th IHPC, Tokyo, Vol. 2, pp. 131-136, 1999.
- [8] Tong, B.Y., Wong, T.N. and Ooi, K.T., "Closed-loop pulsating heat pipe", Int. J. Applied Thermal Engineering, Vol. 21, pp. 1845-1862, 2001.

Fluid Motion Characteristics within Closed-Loop Oscillating Heat Pipes

Piyanun Charoensawan^a, Pongsak Kiedcharoensiri^a and Pradit Terdtoon^b

^a Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Naresuan University,
Phitsanulok 65000, Thailand

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

Tel.: +66-5596-4215, Fax: +66-5596-4000, E-mail: piyanunc@nu.ac.th or

ABSTRACT

A closed-loop oscillating heat pipe (CLOHP) was made of glass tube with 2 mm inside diameters. The evaporator, adiabatic and condenser lengths were 50 mm. The absolute ethanol was used as a working fluid at 50% filling ratio and the number of turns was 10 turns. CLOHP was tested at both vertical bottom heating mode and horizontal mode. The evaporator temperatures were 80°C-130°C. The vapor bubble velocity related to the rate of merging, breaking, expansion and contraction of vapor bubble. The local variation of fluid working pressure was clearly corresponding to the fluid motion characteristics. The time interval of moving and standstill fluid was attained by the analysis of the operating pressure variation along the time accompanying with the flow visualization. The main flow patterns were always bubble flow, slug flow and annular flow. The dispersed bubble flow that was found after nucleate boiling only occurred at the vertical mode and high evaporator temperature. A long time interval of oscillation of slug flow with moderate bubble velocity and nucleate boiling is the importance flow phenomenon that induces the well thermal performance of CLOHP.

Keywords: Closed-loop oscillating heat pipe, Fluid motion characteristics, Working pressure

INTRODUCTION

A closed-loop oscillating heat pipe (CLOHP) is made of a long capillary tube that was severally bent between the evaporator and condenser sections to form the meandering turns. Both two ends of capillary tube is joined together as a closed-loop type. It was invented by Akashi, H. et al. (1996) in order to eliminate the thermal performance limits of a conventional heat pipe with a small inside diameter. The working fluid within CLOHP was arranged in form of liquid slugs and vapor bubbles over the total length of tube. In order to clearly understand the operational principle of CLOHP, the behaviors of working fluid motion within the transparent test setup were continuously investigated (Khandekar, S., 2002 & 2003 and Lee, W., 1999 & 2000). The majority of previous researches (Charoensawan, P., 2003 & 2008 and Khandekar, S., 2002 & 2003) analyzed the oscillation of outer surface temperature of both metallic and nonmetallic tube walls and tried to compare it to the oscillation wave and circulation of working fluid inside the tube thus the reliability of obtained results were doubtful. Although Lee, W. et al. (2000) studied the influence of frequency and amplitude of local pressure oscillation of working fluid on thermal performance of CLOHP, the exhaustive results of working fluid motion were inadequate and only the vertical bottom heating mode was observed. Therefore this research aims to study the influence of pressure characteristics on working fluid motions within the transparent CLOHP at both vertical and horizontal heating modes as shown in Fig. 1. The vapor bubble patterns, two-phase flow patterns and thermal performance of CLOHP were also investigated.

EXPERIMENTAL SETUP AND PROCEDURE

The details of experimental setup are shown in Fig. 2. The tested CLOHP was made of Pyrex glass tube with inside diameters of 2 mm. The evaporator, adiabatic and condenser lengths

were 50 mm. The absolute ethanol was used as a working fluid at 50% filling ratio of total internal tube volume and the number of turns was always kept at 10 turns. CLOHP was tested at both vertical bottom heating mode and horizontal mode. The condenser and evaporator sections of CLOHP were attached on the cooling and heating copper plates respectively. The evaporator section was heated by electric heaters that were placed on the heating plate and connected to the AC power input source and temperature controller (SIGMA, SFN72). The condenser section was cooled by cold water that was passed through the cooling plate at the constant flow rate and inlet temperature of 1 l/min and 20°C respectively. The water was circulated from a cooling bath and its volume flow rate was measured by a floating rota meter (Uni-pure, z-3001 with ± 0.3 l/min accuracy). Two thermocouples each (OMEGA type K) were placed in the coolant at the inlet and exit of cooling plate to measure the average temperatures. The temperatures of evaporator, adiabatic and condenser sections were also measured by installing two, four and two thermocouples on tubes of these sections respectively. The temperature recorder (Agilent, 34970A with $\pm 1^\circ\text{C}$ accuracy) was used to continuously monitor all temperatures. The average working pressure of working fluid was measured by placing four pressure transmitters (Sensys with ± 0.08 mA accuracy and -1 to 1 bar measurement pressure range) inside the tubes at the adiabatic section and continuously monitored by the sensitive recorder (Wisco with ± 0.02 mA). The position of thermocouples and pressure transmitters installed in CLOHP is shown in Fig. 3. The video camera (Samsung, R10) was used to continuously record the flow patterns of working fluid at all parts of CLOHP and the digital still camera (Cannon, D500) was used to record at specified times. The thermal performance of the CLOHP was qualitatively evaluated by calculating the rate of heat transferred to the coolant at the condenser part. During the

experiment, the variable parameters were the inclination angle of zero degree and 90 degree from horizontal axis and the evaporator temperature of 80°C-130°C with 10°C increments.

RESULTS AND DISCUSSION

Working Fluid Motion and Pressure Characteristics

The working fluid motion within CLOHP was studied accompanying with the local variation of the operating temperature and pressure of working fluid. The fluid motion characteristic which comprised of the oscillating, circulating and standstill conditions was consequently occurred by the expansion, contraction, merging and breaking of vapor bubbles of working fluid.

Vapor bubble patterns

The vapor bubble patterns consisted of the bubble expansion, contraction, merging and breaking. The vapor bubble was expansible as shown in Fig. 4(a) that was a result of vaporization of liquid film and liquid slug or because the higher its thermal internal energy, the vapor pressure increased. The vapor bubble contraction as shown in Fig. 4(b) resulted of the vapor condensation to be a liquid phase or the opposite flow direction of working fluid in adjacent tubes. The vapor bubbles were merged together to form a long bubble as shown in Fig. 5(a). Two reasons was seen i.e. one is for the case of two original bubbles, they were in countercurrent flow or their velocities were not equal in co-current flow. The other is that after two vapor bubbles were enlarged by the vaporization of working liquid then they bridged. A long vapor bubble was split into two bubbles as shown in Fig. 5(b) because the working liquid that was replaced by the expanding and/or moving vapor bubble was collected to form a liquid slug

between two vapor bubbles. Another reason was that the vapor condensation rose a liquid slug that broke the long bubble into two bubbles.

These vapor bubble patterns were both continually or simultaneously occurred and caused the fluid oscillation, circulation and standstill fluid. The fluid movement is necessary in an operation of CLOHP and for this research, it is emphasized at the velocity and time interval of vapor bubbles movement in glass tube. The bubble velocity related to the rate of merging, breaking, expansion and contraction of vapor bubble. The merging or breaking rate was defined as the number of times of bubbles merging or breaking per minute and their results are shown in Fig. 6. The bubble merging and breaking rates exhibit the same trend for each operating orientation mode. These rates for horizontal mode were slightly different with increasing the evaporator temperature but steeply decreased for vertical mode. The expansion or contraction rate was defined as the difference of bubble length due to vapor bubble expansion or contraction per second and Fig. 7 shows these data. Similarly the expansion and contraction rates also present the same trend for each mode. These rates for horizontal mode clearly increased when the evaporator temperature increased but were only insignificantly different for vertical mode. For all evaporator temperatures, all rates of vapor bubble patterns of CLOHP with vertical bottom operating mode were higher than those for horizontal mode. The vapor bubble velocities of tested glass tube CLOHP for the various evaporator temperatures and the vertical and horizontal heat mode are shown in Fig. 8. It can be seen that at each evaporator temperature the bubble velocity for vertical mode is obviously higher than that of horizontal mode. This may be because of the higher bubble patterns rates for vertical mode as mentioned above. At the vertical mode, the bubble velocity tended to decrease when the evaporator temperature was increased. On the other hand the bubble velocity for horizontal mode increased with increasing the

evaporator temperature. It may be explained that the bubble merging and breaking phenomena influence the vapor bubble velocity of CLOHP operated at the vertical mode and for horizontal mode the vapor bubble velocity depends on the bubble expansion and contraction rates.

Operating pressure of working fluid

The operating pressure of working fluid depended on the evaporator temperature and the inclination angle as shown in Fig. 9. When the evaporator temperature was increased from 80°C to 130°C, the operating gage pressures also increased from -0.43 to 0.14 bar and from -0.65 to -0.27 bar for the vertical and horizontal modes respectively. The working pressure of fluid at vertical mode was always higher than that of horizontal mode for all evaporator temperatures. Moreover for all evaporator temperatures and orientation modes, it was observed along the local time that the fluid motion characteristics related to the operating pressure and temperature as shown in Fig. 10. At first, the fluid oscillating movement was observed. This was the self-oscillation of the vapor and liquid slug train with uncertain amplitudes and was the major encountered fluid motion. It was seen that the pressure wave clearly fluctuated as the temperature fairly changed. Second, the standstill fluid was found. The operating pressure was completely constant but the temperature still changed and also gradually decreased. Finally, the circulating motion of working fluid was observed. This was rarely occurred and usually occurred in a short time. The pressure gradually decreased step by step. This may be because the alternate movement of vapor bubble and liquid slug continually passes the pressure transmitter. However the working temperature still changed as it happened in the fluid oscillating motion. Therefore the local variation of fluid working pressure is more corresponding to the fluid motion characteristics than the variation of working temperature.

Working fluid movement

Since both the fluid oscillation and circulation enhance the operation of CLOHP, the fluid movement characteristic may be separated into two main conditions viz., moving (oscillating and/or circulating) and standstill fluid. Because, the operating pressure variation was analyzed along the total recording time accompanying with the flow visualization of working fluid. The time interval of each condition that was a portion of the whole time of movement characteristic of one minute was attained as shown in Fig. 11 for various evaporator temperatures and operating modes. The maximum time interval of moving fluid and the minimum time interval of standstill fluid that were approximately 58 and 2 seconds respectively was obtained at the vertical operating mode and 80°C-110°C evaporator temperature. With an increase in the evaporator temperature, the time interval of moving fluid of CLOHP with vertical working mode slightly decreased and steeply decreased for horizontal mode especially after 110°C evaporator temperature. On the other hand when the evaporator temperature increased, the time interval of standstill fluid slightly increased for vertical mode and clearly increased for horizontal mode. For the evaporator temperature of 80°C-110°C, the time intervals of fluid motion were small different for vertical and horizontal modes. However after the evaporator temperature of 110°C, the time interval of fluid motion for vertical mode was relatively long compared to that of horizontal mode.

Two-Phase Flow Pattern

The main flow patterns of tested glass tube CLOHP with 2 mm inner diameter, 10 turns and 50% filling ratio of ethanol were bubble flow, slug flow and annular flow for vertical and horizontal orientation modes and all evaporator temperatures as shown in Fig. 12(a-c). The flow pattern was slug flow while the fluid was oscillating and/or standstill as shown in Fig. 12(a). After the working liquid was vaporized at the evaporator section and the vapor bubbles were

expanded and merged. Instantaneously, the flow pattern became annular flow as shown in Fig. 12(b) and the circulating movement of working fluid was simultaneously achieved. The fluid circulation cannot be fixed in either direction. Thereafter the breaking and contraction of vapor bubbles took place and the flow patterns became slug flow and bubble flow as shown in Fig. 12(c). At that time, the oscillating and/or standstill fluid was encountered again. In addition, it was found for vertical mode that nucleate boiling was occurred in the upper portion of evaporator part at the high evaporator temperature of 110°C-130°C as shown in Fig. 13.

The forming rate of annular flow per minute was detected as shown in Fig. 14. The annular forming rate for vertical mode was steeply reduced with an increase in the evaporator temperature but gradually increased for horizontal mode. At the evaporator temperature of 80°C-100°C, the annular flow often took place for vertical mode with the average forming rate of about 3 times per minute whereas it was found at only 1 time in two minutes for horizontal mode. However, at the evaporator temperature of 110°C-130°C, the forming rate of annular flow was approximately 1 time per minute for both modes.

Thermal Performance

Fig. 15 shows the effect of evaporator temperature and operating orientation mode on thermal performance of CLOHP. For all evaporator temperatures, the thermal performance of CLOHP operated at vertical mode was always higher than that for horizontal mode especially at the high temperature of 110°C-130°C. This may be because the bubble velocity, time interval of moving fluid and forming rate of annular flow of CLOHP with vertical orientation mode are totally higher than that of horizontal mode and the nucleate boiling is also achieved at the high evaporator temperature.

With increasing the evaporator temperature from 80°C to 130°C, the qualitative heat transfer rate per unit area was steeply increased from 3.7 kW/m² to 6.4 kW/m² respectively for vertical mode and slightly increased from 2.1 kW/m² to 2.8 kW/m² respectively for horizontal mode. Since the time interval of moving fluid of CLOHP with vertical working mode was insignificantly different with an increase in the evaporator temperature but the forming rate of annular flow that related to the fluid circulating movement was steeply reduced. Thus the higher the evaporator temperature, the main flow pattern for vertical mode became more the oscillating movement of slug flow. It may be concluded that a long time interval of oscillating movement of slug flow with moderate vapor bubble velocity accompanying with the nucleate boiling of working fluid is the importance flow phenomena that induces the well thermal performance of CLOHP.

For horizontal mode, the forming rate of annular flow was rather low for all evaporator temperatures thus the oscillating movement of slug flow usually existed in tested CLOHP. Because the main flow patterns did not changed, only the bubble velocity and the time interval of moving fluid affected the thermal performance of CLOHP at horizontal mode. Although the velocity was increased with increasing the evaporator temperature but well below that of vertical mode, the time interval of moving fluid decreased. Therefore the thermal performance slightly increased.

CONCLUSIONS

It can be concluded from all the results as follows:

- The bubble merging and breaking phenomena influence the vapor bubble velocity of CLOHP operated at the vertical mode and for horizontal mode the vapor bubble velocity depends on the bubble expansion and contraction rates.
- The local variation of fluid working pressure was more corresponding to the fluid motion characteristics than that of working temperature.
- The time interval of moving and standstill fluid per minute was attained by the analysis of the operating pressure variation along the time accompanying with the flow visualization of working fluid.
- The main flow patterns were bubble flow, slug flow and annular flow for vertical and horizontal orientation modes and all evaporator temperatures. The nucleate boiling was only occurred at the vertical mode and high evaporator temperature of 110°C-130°C. Moreover The forming rate of annular flow per minute was detected.
- A long time interval of oscillating movement of slug flow with moderate vapor bubble velocity accompanying with the nucleate boiling of working fluid is the importance flow phenomena that induces the well thermal performance of CLOHP.

ACKNOWLEDGEMENT

This research work was done at Faculty of Engineering, Naresuan University, Thailand under the auspices of The Thailand Research Fund (under Contact No. MRG5180120).

REFERENCES

- [1] Akachi, H., Polášek, F. and Štulc, P., “Pulsating heat pipes”, Proc. of the 5th IHPS, Melbourne, pp. 208–217, 1996.

- [2] Charoensawan, P., Khandekar, S., Groll, M. and Terdtoon, P., “Closed loop pulsating heat pipes–Part A: parametric experimental investigations”, *Int. J. Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, pp. 2009-2020, 2003.
- [3] Charoensawan, P. and Terdtoon, P., “Thermal performance of horizontal closed-loop oscillating heat pipe”, *Int. J. Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, pp.460-466, 2008.
- [4] Khandekar, S., Groll, M., Charoensawan, P. and Terdtoon, P., “Pulsating heat pipes: thermo-fluidic characteristics and comparative study with single phase thermosyphon”, *Proc. of the 12th International Heat Transfer Conference, Grenoble*, pp. 459-464, 2002.
- [5] Khandekar, S., Charoensawan, P., Groll, M. and Terdtoon, P., “Closed loop pulsating heat pipes–Part B: visualization and semi-empirical modeling”, *Int. J. Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, pp. 2021–2033, 2003.
- [6] Lee, W., Jung, H., Kim, J. and Kim, J., “Characteristics of pressure oscillation in self-excited oscillating heat pipe based on experimental study”, *Proc. of the 6th IHPS, Chiang Mai*, pp. 394-403, 2000.
- [7] Lee, W., Jung, H. and Kim, J., “Flow visualization of oscillating capillary tube heat pipe”, *Proc. of the 11th IHPC, Tokyo*, Vol. 2, pp 131-136, 1999.

FIGURE CAPTIONS

- Figure 1 Closed-loop oscillating heat pipe.
- Figure 2 Details of experimental setup.
- Figure 3 Positions of thermocouples and pressure transmitters installed in CLOHP.
- Figure 4 Bubble expansion and contraction.
- Figure 5 Bubble merging and breaking.
- Figure 6 Merging and breaking rates.
- Figure 7 Expansion and contraction rates.
- Figure 8 Vapor bubble velocity.
- Figure 9 Dependency of operating pressure on evaporator temperature and inclination angle.
- Figure 10 Relationship of fluid motion and local variation of working pressure.
- Figure 11 Moving and standstill fluid.
- Figure 12 Slug flow, annular flow and bubble flow patterns. (Vertical mode and $100^{\circ}\text{C } T_{\text{evap.}}$)
- Figure 13 Observation of nucleate boiling. (Vertical mode and $120^{\circ}\text{C } T_{\text{evap.}}$)
- Figure 14 Forming rate of annular flow.
- Figure 15 Thermal performance of CLOHP.

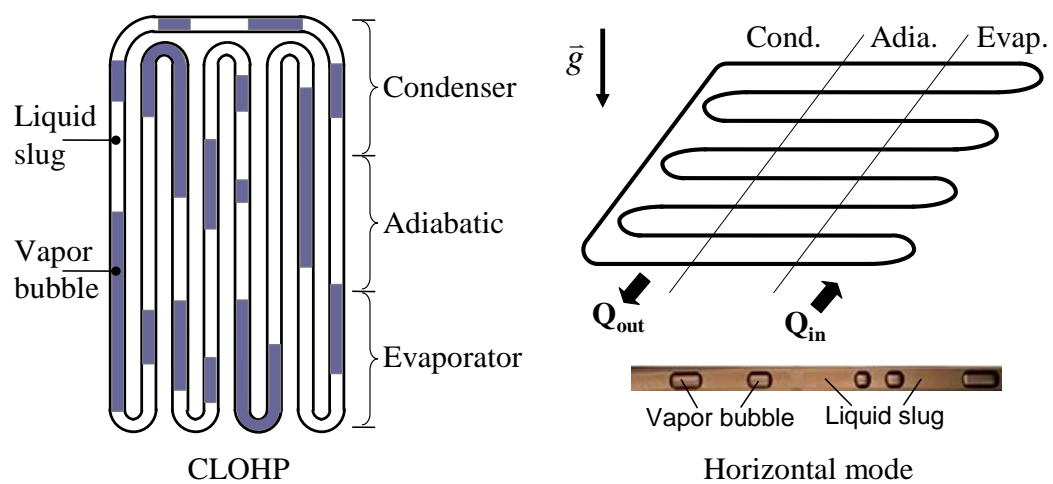


Figure 1 Closed-loop oscillating heat pipe.

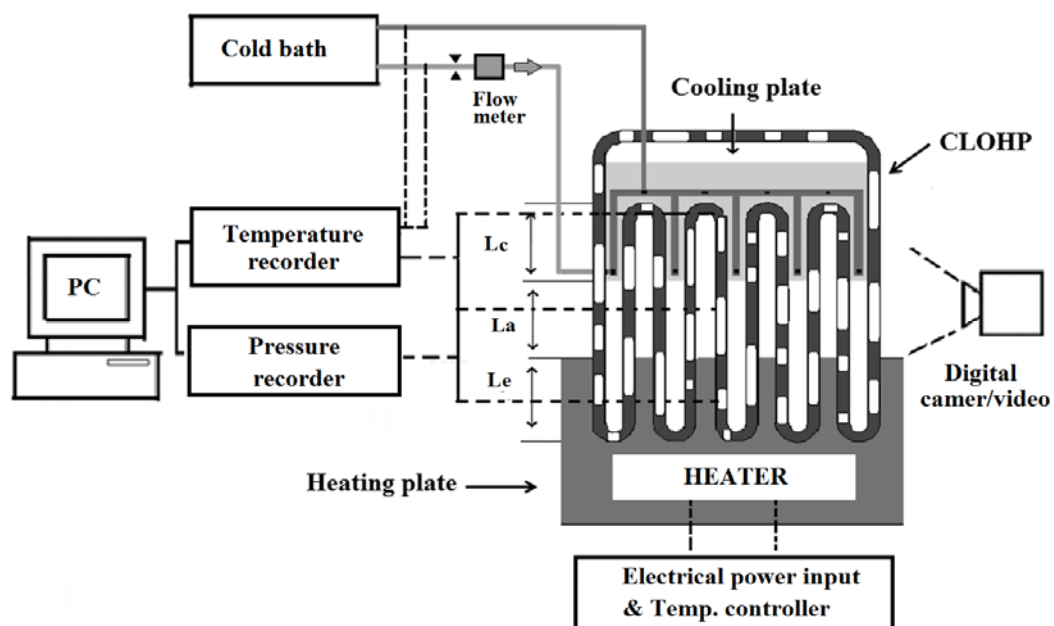


Figure 2 Details of experimental setup.

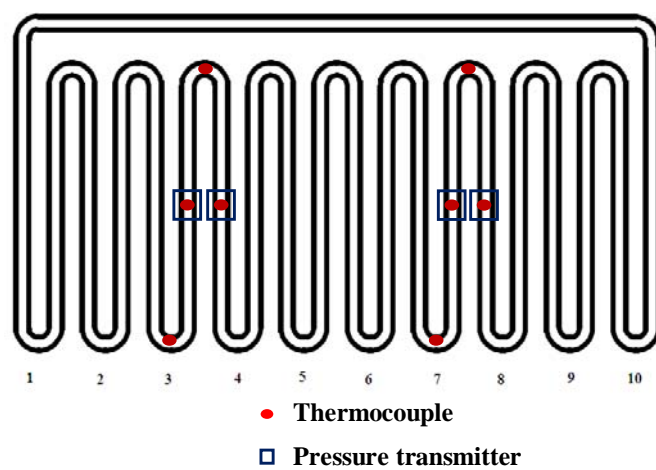


Figure 3 Positions of thermocouples and pressure transmitters installed in CLOHP.

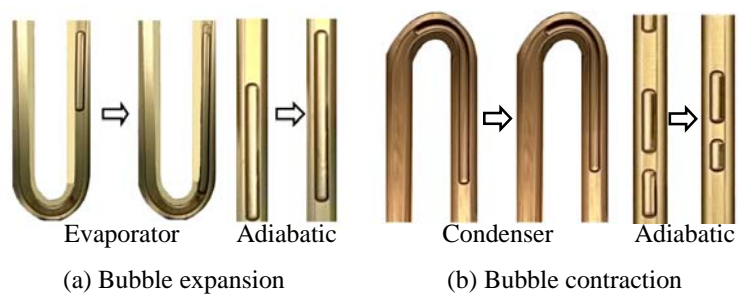


Figure 4 Bubble expansion and contraction.

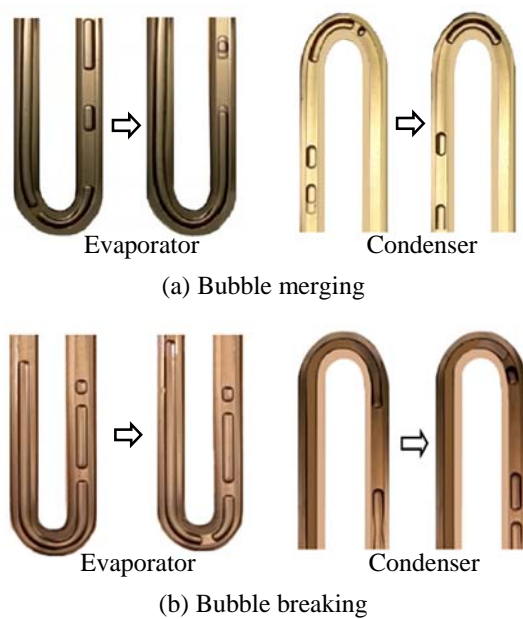


Figure 5 Bubble merging and breaking.

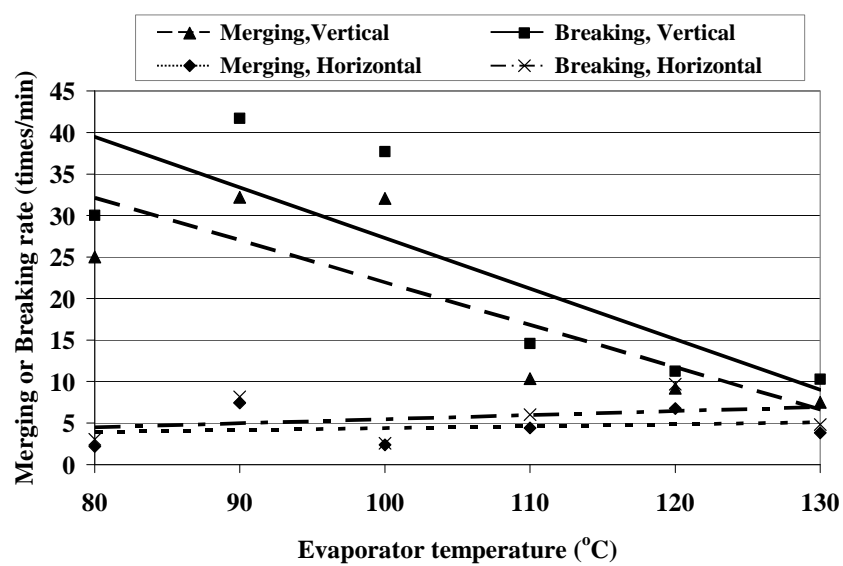


Figure 6 Merging and breaking rates.

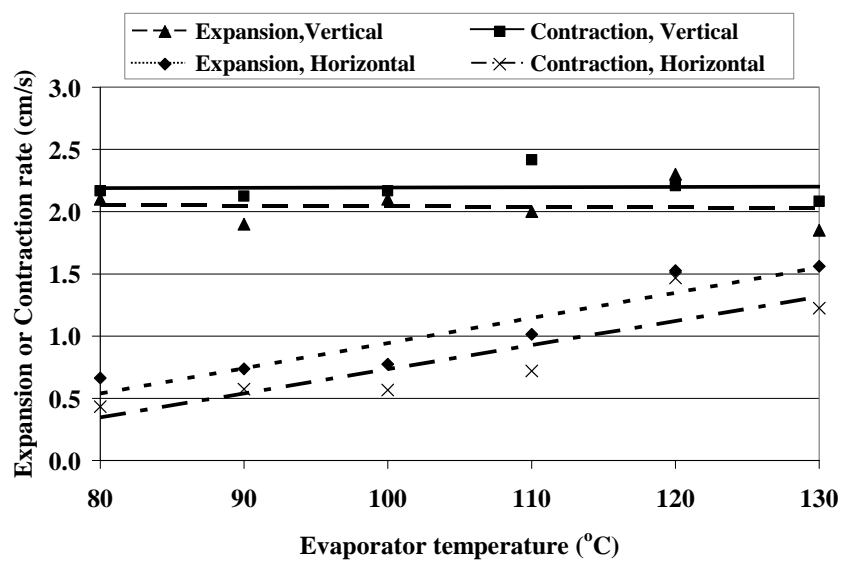


Figure 7 Expansion and contraction rates.

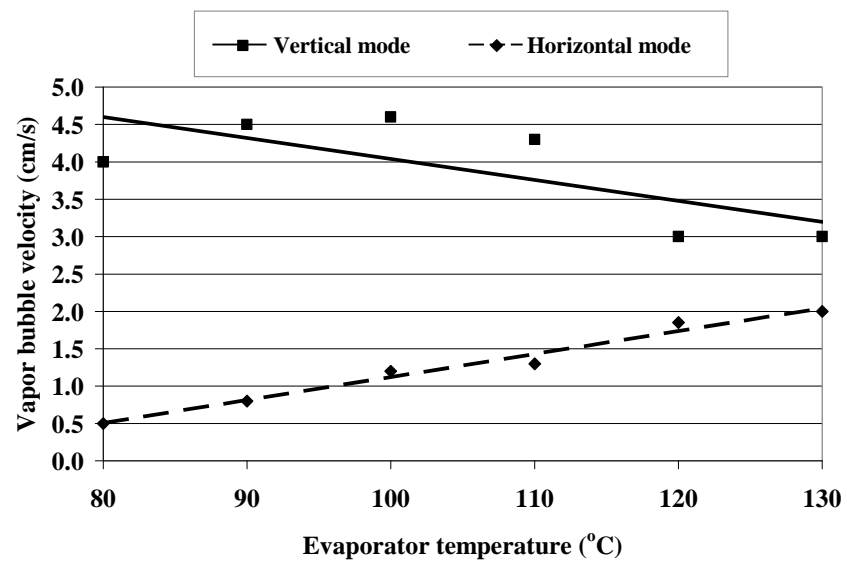


Figure 8 Vapor bubble velocity.

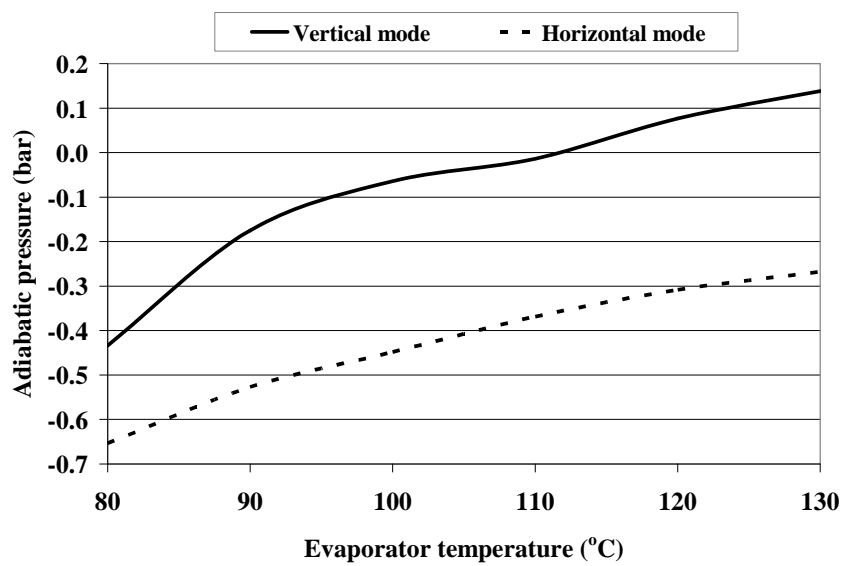


Figure 9 Dependency of operating pressure on evaporator temperature and inclination angle.

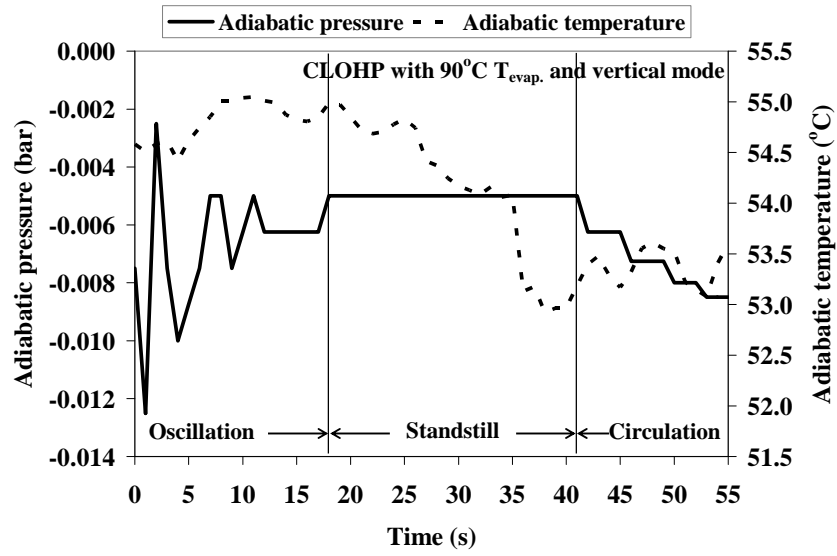


Figure 10 Relationship of fluid motion and local variation of working pressure.

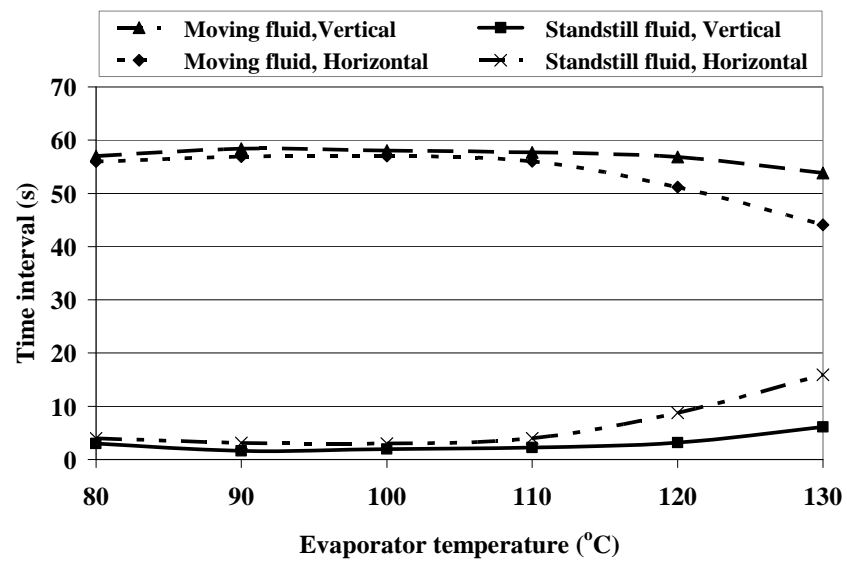


Figure 11 Moving and standstill fluid.

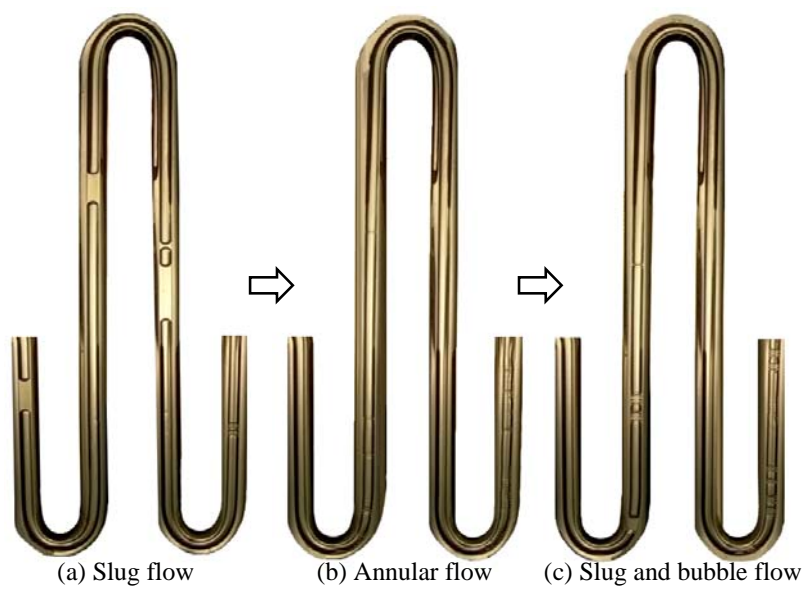


Figure 12 Slug flow, annular flow and bubble flow patterns. (Vertical mode and 100°C $T_{\text{evap.}}$)

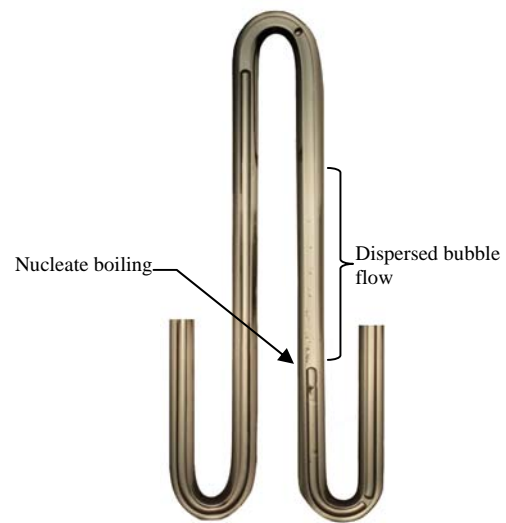


Figure 13 Observation of nucleate boiling. (Vertical mode and 120°C $T_{\text{evap.}}$)

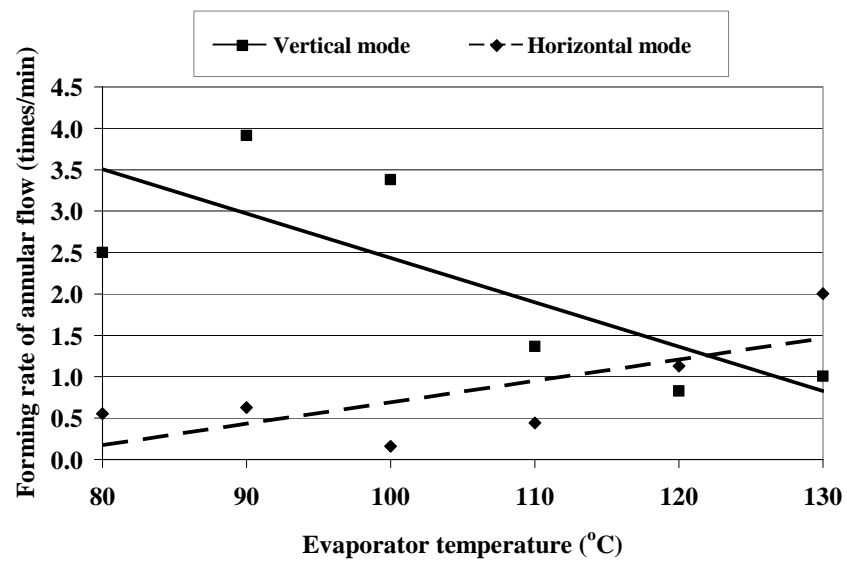


Figure 14 Forming rate of annular flow.

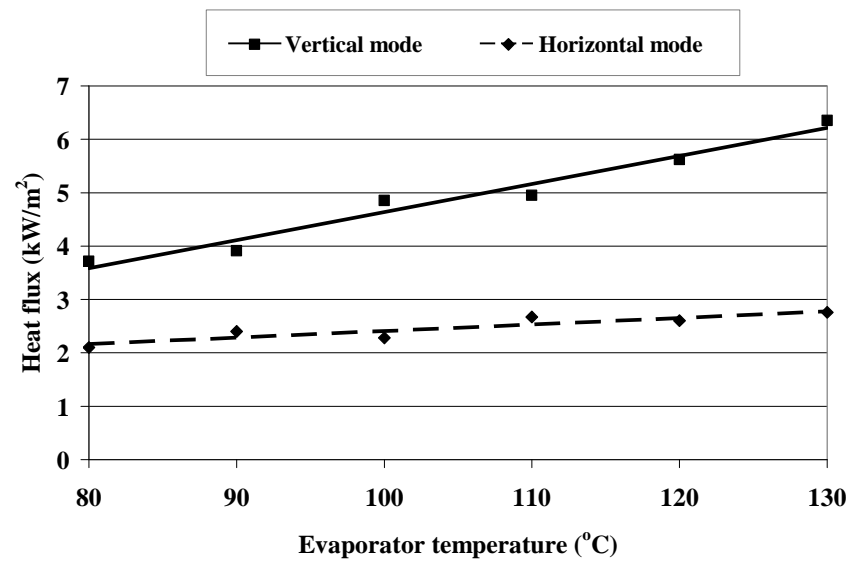


Figure 15 Thermal performance of CLOHP.