



ผลของความยาวส่วนทำระเหยและจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบต่อสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ

Effects of Evaporator Length and Number of Turns of Closed-Loop Oscillating Heat Pipe on Thermal Performance of Flat Plate Solar Collector

ทิวากร กาจันทร์ ธนกร แต่งก่อ วีรชัย แก้วฉัยยา นพรัตน์ สีหะวงษ์ ปฐมศก วิไลพล และ ปิยะนันท์ เจริญสุวรรณ *

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร

99 หมู่ 9 ถนนพิษณุโลก-นครสวรรค์ อำเภอเมือง จังหวัดพิษณุโลก 65000

Thiwakorn Kachan, Tanagorn Tangkor, Weerachai Keawchaiya, Nopparat Seehawong,

Patomsok Wilaipon and Piyanun Charoensawan *

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Naresuan University

99 Moo 9 Phitsanulok-Nakhonsawan Road, Muang, Phitsanulok, Thailand, 65000

* ผู้นิพนธ์ประสานงาน : piyanunc@nu.ac.th เบอร์โทรศัพท์ 0-5596-4231

บทคัดย่อ

ตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบมีขนาด $1 \times 1.5 \text{ m}^2$ ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบสร้างจากท่อคาปิลลารีทองแดงและใช้น้ำกลั่นเป็นสารทำงาน ทำการศึกษาเชิงการทดลองถึงผลกระทบของตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์ คือ ความเข้มแสง ความยาวของส่วนทำระเหยและจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ โดยทำการทดสอบตัวรับรังสีอาทิตย์กับเครื่องจำลองแสงอาทิตย์ที่ใช้หลอดไฟฮาโลเจนเป็นตัวจำลองพลังงานแสงอาทิตย์ พบว่า สมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์จะเพิ่มขึ้นตามค่าความเข้มแสง ความยาวส่วนทำระเหยและจำนวนโค้งเลี้ยวที่เหมาะสมของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบคือ 1 m และ 20 รอบ ตามลำดับ โดยให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดประมาณ 0.6

คำสำคัญ ความยาวส่วนทำระเหย จำนวนโค้งเลี้ยว ตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ สมรรถนะทางความร้อน

Abstract

The tested flat plate solar collector was $1 \times 1.5 \text{ m}^2$ in size. The closed-loop oscillating heat pipe (CLOHP) was made of a copper capillary tube and the distilled water was used as its working fluid. The effects of various parameters i.e., the solar intensity, the evaporator length of CLOHP and the number of meandering turns of CLOHP, on the thermal performance of solar collector were experimentally investigated. The solar collector was tested under the solar simulator. The halogen lamps were used to simulate the solar energy. It was found from all experiments that the thermal performance of solar collector improved with an increase in the radiation intensity. The proper evaporator length and number of turns, for which the maximum thermal efficiency of flat plate solar collector with CLOHP was about 0.6, were 1 m and 20 turns, respectively.

Keywords: closed-loop oscillating heat pipe, evaporator length, flat plate solar collector, number of turns, thermal performance.

1. บทนำ

การศึกษาพัฒนาสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบในการผลิตน้ำร้อนอย่างต่อเนื่อง เช่น การปรับปรุงกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำงานตัวกลาง (absorbing medium) ที่นำความร้อนจากผิวดูดซับมาถ่ายเทให้กับน้ำในถังเก็บ [1] การใช้ของไหลนาโน (nanofluid) เป็นสารทำงานตัวกลางเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของตัวรับรังสี [2] เนื่องจากสารทำงานตัวกลางไม่มีการเปลี่ยนสถานะจึงเป็นการถ่ายเทความร้อนสัมผัส (sensible heat) ซึ่งมีปริมาณน้อยเมื่อเทียบกับค่าความร้อนแฝง (latent heat) จึงมีการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนเป็นอุปกรณ์นำความร้อนจากผิวดูดซับมาให้น้ำ โดยสารทำงานภายในท่อความร้อนจะเกิดการเปลี่ยนสถานะส่งถ่ายความร้อน อย่างไรก็ตามท่อความร้อนที่นำมาใช้ในตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบมักจะเป็นแบบทั่วไป นั่นคือ เทอร์โมไซฟอนแบบปิดสองสถานะ [3-6] ซึ่งอาศัยแรงโน้มถ่วงของโลกในการไหลเวียนของของเหลวควบแน่นกลับมายังส่วนทำระเหยจึงมีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนต่ำเมื่อวางตัวเอียงทำมุมน้อยกว่า 50° เทียบกับแนวระดับ [7] จึงมีการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนที่มีวัสดุพรุนในตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบ [8-11] ซึ่งอาศัยแรงคาпилลารีช่วยในการไหลเวียนของของเหลวควบแน่นกลับมายังส่วนทำระเหย แต่การใช้วัสดุพรุนจะมีการออกแบบและสร้างที่ซับซ้อนและยุ่งยากขึ้นทำให้ราคาการผลิตสูงขึ้นด้วย และยังพบขีดจำกัดสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนหลายอย่างเกิดขึ้นในท่อความร้อนชนิดนี้ [12] ซึ่งจะทำให้ท่อความร้อนไม่สามารถทำงานส่งถ่ายความร้อนได้ ดังนั้น เพื่อเป็นการกำจัดปัญหาเหล่านี้ จึงมีการศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์ที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นซึ่งเป็นอุปกรณ์นำความร้อนที่มีสมรรถนะทางความร้อนสูง ถูกค้นพบและประดิษฐ์ขึ้นโดย Akachi ในราวปี ค.ศ. 1990 [13] ข้อดีของท่อความร้อนชนิดนี้คือ สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูง สร้างขึ้นได้ง่ายโดยสร้างจากท่อคาพิลลารีขนาดเล็กระดับมิลลิเมตรท่อเดียวที่นำมาดัดโค้งขดไปมาระหว่างแหล่งความร้อนและแหล่งระบายความร้อนเกิดเป็นโค้งเลี้ยวขึ้น (meandering turn) จึงสามารถดัดโค้งตัวท่อให้เหมาะสมกับงานได้ตามต้องการ

อย่างไรก็ตาม งานวิจัยเกี่ยวกับตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบยังมีค่อนข้างน้อยมาก นั่นคือ Arab และคณะ (2012) [14] ได้ทำการศึกษาเชิงการทดลองถึงการใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบควบคู่กับการไหลเวียนแบบธรรมชาติของน้ำร้อนในตัวรับรังสี (thermosyphon solar water heater) โดยท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบเป็นอุปกรณ์เสริมที่ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนจากผิวดูดซับมาให้น้ำในถังเก็บและมีการศึกษาผลกระทบของอัตราส่วนการเติมสารทำงานภายในท่อความร้อนด้วย แต่การออกแบบการวางตัวของระบบท่อค่อนข้างซับซ้อนเนื่องจากมีการใช้ทั้งท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบและระบบท่อไหลเวียนของน้ำร้อนแบบธรรมชาติด้วยสำหรับตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบที่ใช้เฉพาะท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบเป็นอุปกรณ์นำความร้อนของระบบได้มีการศึกษาไว้โดย Hudakorn และ Terdtoon (2010) [15] โดยนำท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจำนวน 5 ท่อ ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเป็น 1 mm ความยาวส่วนควบแน่นเป็น 0.17 m ความยาวส่วนทำระเหยเป็น 1 m มีจำนวนโค้งเลี้ยวเท่ากับ 15 รอบ และใช้ R134a เป็นสารทำงานที่อัตราส่วนการเติมสารทำงานเท่ากับ 50% ของปริมาตรทั้งหมดภายในท่อความร้อน มาติดตั้งในตัวรับรังสีขนาด $2 \times 1 \text{ m}^2$ พบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลของอากาศที่ไหลผ่านส่วนควบแน่นของท่อความร้อนเพิ่มขึ้น สำหรับการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบในระบบการกลั่นน้ำด้วยแสงอาทิตย์มีการทำวิจัยไว้โดย Kargar Sharif Abed และคณะ (2013) [16] ท่อความร้อนที่ใช้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเป็น 2 mm ความยาวส่วนควบแน่นเป็น 0.4 m ความยาวส่วนทำระเหยเป็น 1 m จำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 24 รอบ และใช้น้ำกลั่นเป็นสารทำงาน ตัวรับรังสีมีขนาดเท่ากับ $0.5 \times 1 \text{ m}^2$ พบว่ามีอัตราการผลิตน้ำกลั่นเพิ่มขึ้นอย่างเห็นได้ชัด นอกจากนี้ Nguyen และคณะ (2012) [17] ได้ทำการศึกษาตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบกับเครื่องจำลองแสงอาทิตย์ โดยใช้หลอดไฟฮาโลเจนเป็นตัว

จำลองพลังงานแสงอาทิตย์ ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ใช้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเป็น 2 mm และมีจำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 8 รอบ พบว่าอัตราส่วนการเติม



สารทำงานและอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นมีผลต่อสมรรถนะของตัวรับรังสี

จากงานวิจัยที่กล่าวมาข้างต้นทั้งหมด จะเห็นว่าผลกระทบของความยาวส่วนทำระเหยและจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบยังไม่ได้มีการศึกษาไว้ ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงต้องการวิเคราะห์ผลของตัวแปรเหล่านี้

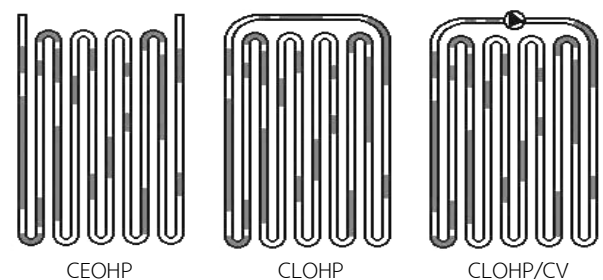
2. ทฤษฎีและวิธีการดำเนินการวิจัย

2.1 ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ [18]

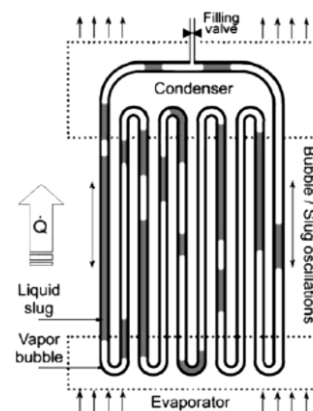
โดยทั่วไปสามารถแบ่งประเภทของท่อความร้อนแบบสั่นได้ 3 ชนิดตามโครงสร้างของท่อ ดังแสดงในรูปที่ 1 คือ 1) ท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด (closed-end oscillating heat pipe, CEOHP) ที่มีการปิดปลายท่อทั้งสองข้างแยกจากกัน 2) ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ (closed-loop oscillating heat pipe, CLOHP) ที่มีการเชื่อมต่อปลายท่อทั้งสองข้างเข้าด้วยกันเป็นวงรอบ และ 3) ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีการติดตั้งวาล์วกันกลับไว้ในวงจรตั้งแต่ 1 ตัวขึ้นไป (closed-loop oscillating heat pipe with check valves, CLOHP/CV) จากการเปรียบเทียบทั้งสามชนิดนี้พบว่า ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบมีฟลักซ์ความร้อนที่สูงสามารถสร้างขึ้นได้ง่าย และสามารถทำงานได้ไม่ว่าตัวท่อจะวางตัวเอียงทำมุมใดๆ เทียบกับแนวระดับ ตัวแปรที่มีผลต่อคุณลักษณะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบคือ จำนวนโค้งเลี้ยว เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ ความยาวส่วนทำระเหย อัตราส่วนการเติมสารทำงาน ชนิดของสารทำงาน มุมเอียงการทำงาน อุณหภูมิการทำงาน และความร้อนป้อนเข้าสู่ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

กลไกพื้นฐานในการถ่ายเทความร้อนจะแตกต่างจากท่อความร้อนแบบธรรมดา นั่นคือ สารทำงานภายในท่อจะเรียงตัวอยู่ในรูปแท่งของเหลว (liquid slug) และฟองไอ (vapor bubble) สลับกันไปตลอดความยาวท่อ ดังแสดงในรูปที่ 2 เมื่อส่วนทำระเหย (evaporator) ได้รับความร้อน สารทำงานเหลวจะเกิดการระเหยกลายเป็นไอ ทำให้ฟองไอในส่วนทำระเหยมีขนาดใหญ่ขึ้นและมีความดันไอเพิ่มขึ้น จึงเกิดแรงดันสารทำงานในรูปแท่งของเหลวและฟองไอให้ไหลไปยังส่วนควบแน่น (condenser) ที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า เรียก

แรงนี้ว่า แรงขับ (driving force) หลังจากนั้นฟองไอยังจะเกิดการควบแน่นเป็นของเหลวที่ส่วนควบแน่นนี้ และช่วยเพิ่มผลต่างความดันระหว่างสองส่วนนี้ เนื่องจากท่อคาปิลลารีเป็นท่อเดี่ยวที่ขดไปมาระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นยาวต่อเนื่องกันไป ดังนั้นการเคลื่อนที่ของแท่งของเหลวและฟองไออนั่นหนึ่งจากส่วนทำระเหยมายังส่วนควบแน่น จะทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของของแท่งของเหลวและฟองไออนั่นหนึ่งผ่านโค้งเลี้ยวมายังส่วนทำระเหยและเกิดการระเหยของสารทำงานเช่นกัน จึงทำให้ความดันไอเพิ่มสูงขึ้นและเกิดแรงย้อนกลับ (restoring force) ซึ่งจะดันสารทำงานให้ไหลย้อนกลับไปยังส่วนควบแน่นอีกครั้ง จากผลของแรงขับและแรงย้อนกลับที่เกิดขึ้นพร้อมๆ กัน จึงทำให้เกิดการเคลื่อนที่ที่กลับไปกลับมาหรือแบบสั่นของสารทำงานตามแนวแกนท่อ (oscillation) และสารทำงานสามารถส่งถ่ายความร้อนจากส่วนทำระเหยมายังส่วนควบแน่นได้



รูปที่ 1 ประเภทของท่อความร้อนแบบสั่น [18]

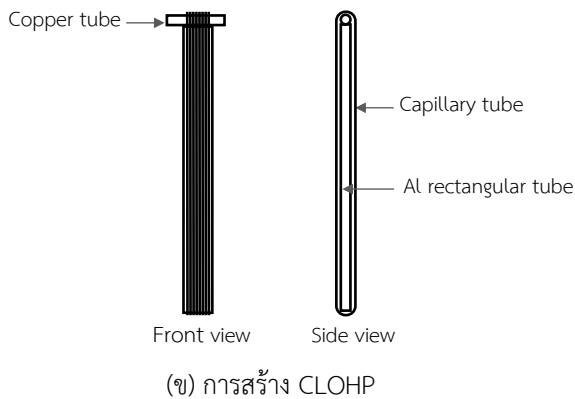
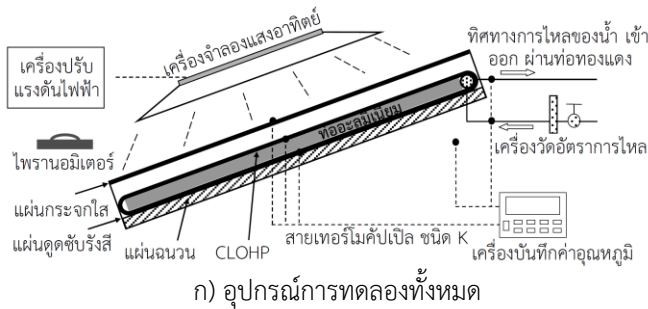


รูปที่ 2 การจัดเรียงตัวสารทำงานภายในท่อ [18]

2.1 อุปกรณ์และขั้นตอนการทดลอง

อุปกรณ์การทดลองมีลักษณะดังรูปที่ 3 (ก) ประกอบด้วย ตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่มีท่อความ

ร้อนแบบสั่นวงรอบซึ่งเอียงทำมุม 18 องศาจากแนวระดับ เครื่องจำลองแสงอาทิตย์ที่ต่อเข้ากับเครื่องปรับแรงดันไฟฟ้าไพแรนอมิเตอร์ (pyranometer) ที่ต่อเข้ากับเครื่องมัลติมิเตอร์ (multimeter) สายเทอร์โมคัปเปิลชนิด K (K-type thermocouple) ที่ต่อเข้ากับเครื่องบันทึกค่าอุณหภูมิ และเครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำ



รูปที่ 3 รายละเอียดอุปกรณ์การทดลอง

ตัวรับรังสีมีขนาดเท่ากับ $1 \times 1.5 \text{ m}^2$ มีแผ่นกระจกใสปิดอยู่ที่ด้านบน ภายในบรรจุท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจำนวน 5 ท่อ ซึ่งติดตั้งอยู่บนแผ่นดูดซับรังสี (absorber plate) ที่มีสีดำ และมีแผ่นฉนวนกันความร้อนปิดอยู่ด้านล่างของแผ่นดูดซับรังสี ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบแต่ละท่อจะสร้างขึ้นจากท่อคาปิลลารีทองแดง (copper capillary tube) ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกเป็น 1.5 mm และ 2.8 mm ตามลำดับ โดยนำท่อคาปิลลารีทองแดงมาพันรอบท่ออะลูมิเนียมหน้าตัดสี่เหลี่ยมผืนผ้าและท่อทองแดงเพื่อให้เกิดเป็นจำนวนโค้งเลี้ยวต่างๆ ดังรูปที่ 3 (ข) ซึ่งเป็นการออกแบบโดยเฉพาะเพื่อให้สามารถปรับเปลี่ยนตัวแปรในการทดสอบได้ง่ายและเหมาะสมกับระบบเครื่องทำน้ำร้อน

เนื่องจากมุมเอียงของท่อความร้อนที่ใช้ทดสอบมีค่าค่อนข้างต่ำ ดังนั้นจึงกำหนดจำนวนโค้งเลี้ยวที่ใช้ทดสอบ คือ 15 20 และ 25 รอบ ซึ่งจะสูงกว่าค่าจำนวนโค้งเลี้ยววิกฤติของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ [18] ส่วนทำระเหยของท่อความร้อนจะพันอยู่บนท่ออะลูมิเนียมและมีความยาวเท่ากับ ความยาวท่ออะลูมิเนียม นั่นคือ 1 m และ 1.5 m ซึ่งจะสอดคล้องกับงานวิจัยของ Hudakorn และ Terdtoon (2010) [15] โดยงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาเพิ่มเติมที่ความยาวส่วนทำระเหยเป็น 1.5 m ขณะที่ส่วนควบแน่นจะพันรอบท่อทองแดงซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเป็น 12.7 mm ในงานวิจัยนี้เลือกใช้น้ำกลั่นเป็นสารทำงานที่อัตราส่วนการเติมสารทำงานเป็น 50% ของปริมาตรภายในท่อทั้งหมด เนื่องจากน้ำมีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอและค่าความตึงผิวที่สูง ไม่เป็นพิษ ราคาถูก และมีสภาพเป็นของเหลวที่อุณหภูมิห้อง

ทำการทดสอบตัวรับรังสีตามมาตรฐานของ ASHRAE 93-77 [19] โดยเป็นการทดสอบในร่ม (Indoor) ภายใต้เครื่องจำลองแสงอาทิตย์ซึ่งใช้หลอดไฟฮาโลเจนขนาด 500 W จำนวน 9 หลอด เป็นตัวจำลองพลังงานแสงอาทิตย์ สามารถปรับค่าความเข้มรังสีของเครื่องจำลองแสงอาทิตย์ได้ด้วยเครื่องปรับแรงดันไฟฟ้า และทำการวัดค่าความเข้มแสงด้วยไพแรนอมิเตอร์ (ยี่ห้อ KIPP&ZONEN รุ่น SP Lite 2) ที่ต่อกับเครื่องมัลติมิเตอร์ (ยี่ห้อ EXTECH รุ่น MM560A) เมื่อแสงตกกระทบบนตัวรับรังสี ความร้อนที่ถูกเก็บไว้ในแผ่นดูดซับรังสีจะถ่ายเทให้แก่สารทำงานภายในส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ และมีการถ่ายเทความร้อนออกจากสารทำงานที่ส่วนควบแน่นของท่อความร้อนให้แก่ น้ำที่ กำลังไหลผ่านภายในท่อทองแดง โดยน้ำหล่อเย็นที่ใช้ทดสอบมีอัตราการไหลเชิงปริมาตรคงที่ที่ 0.4 l/min และมีอุณหภูมิอยู่ในช่วง $28-30^\circ\text{C}$ ในระหว่างทำการทดลองจะทำการวัดค่าอุณหภูมิที่ส่วนต่างๆ คือ อากาศแวดล้อม ผิวกระจก ผิวดูดซับรังสี ส่วนทำระเหยของท่อความร้อน และอุณหภูมิน้ำที่ตำแหน่งทางเข้าและทางออกของส่วนควบแน่น โดยใช้สายเทอร์โมคัปเปิล (ยี่ห้อ OMEGA ชนิด K) และบันทึกค่าด้วยเครื่องบันทึกค่าอุณหภูมิ (ยี่ห้อ Agilent รุ่น 34970A ความละเอียด $\pm 0.5^\circ\text{C}$) หลังจากนั้นนำข้อมูลที่ได้จากการทดลองซึ่งมีการพิจารณาถึงค่าความผิดพลาดของ



เครื่องมือวัด มาคำนวณค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ ได้จาก

$$Q = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,o} - T_{w,i}) \quad (1)$$

เมื่อ Q คืออัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ, W

$\dot{m}_w$ คืออัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ, kg/s

$c_{p,w}$ คือความร้อนจำเพาะของน้ำ, J/kg-K

$T_{w,o}$ คืออุณหภูมิน้ำที่ตำแหน่งทางออก, °C

$T_{w,i}$ คืออุณหภูมิน้ำที่ตำแหน่งทางเข้า, °C

และคำนวณค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของตัวรับรังสีจาก

$$\eta = \frac{\dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,o} - T_{w,i})}{IA} \quad (2)$$

เมื่อ η คือประสิทธิภาพของตัวรับรังสี

I คือความเข้มแสง, W/m²

A คือพื้นที่ตัวรับรังสี, m²

สำหรับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของประสิทธิภาพเชิงความร้อนของตัวรับรังสีที่ใช้ในการวิเคราะห์ผลจะมีสมการเป็น [19]

$$\eta = F_R (\tau\alpha) - F_R U_L \frac{T_e - T_a}{I} \quad (3)$$

เมื่อ F_R คือตัวประกอบการดึงความร้อนของตัวรับรังสี

$\tau\alpha$ คือค่าการส่งผ่านและการดูดซับรังสี

U_L คือค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนรวมของตัวรับรังสี, W/m²-K

T_e คืออุณหภูมิส่วนทำระเหยของท่อความร้อน, °C

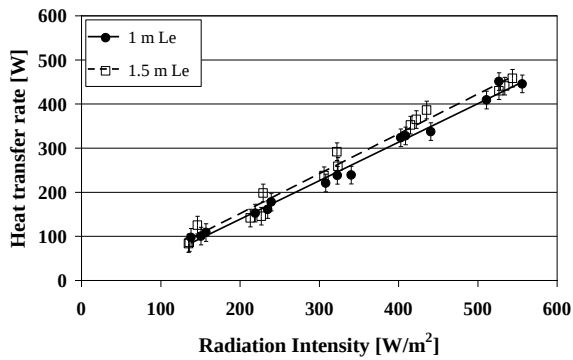
T_a คืออุณหภูมิอากาศแวดล้อม, °C

3. ผลการวิจัยและอภิปราย

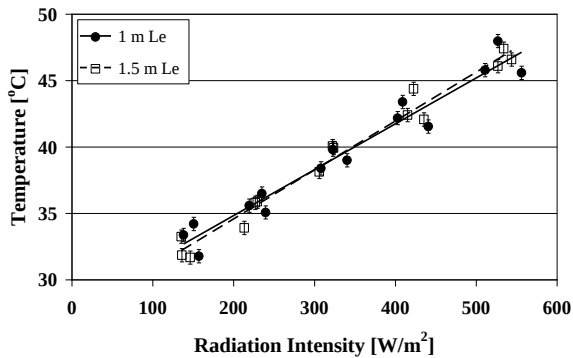
ตัวแปรที่ต้องการศึกษาประกอบไปด้วย ความยาวส่วนทำระเหยและจำนวนโค้งเกลียวของท่อความร้อนแบบส้นวงรอบที่ใช้ในตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ และค่าความเข้มแสง ที่มีผลต่อสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสี

3.1 ผลของความยาวส่วนทำระเหยและค่าความเข้มแสง

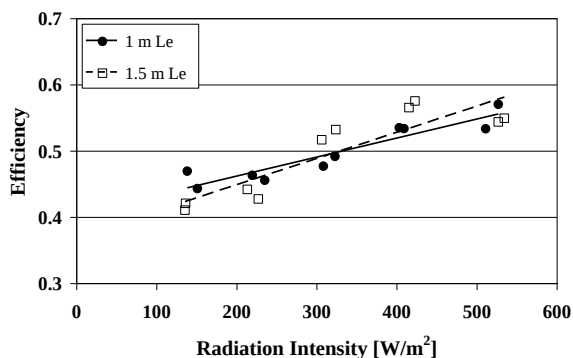
เนื่องจากจำนวนโค้งเกลียวของท่อความร้อนแบบส้นวงรอบที่เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนดีขึ้นด้วย [18] ดังนั้นจึงเลือกตัวรับรังสีอาทิตย์ที่มีจำนวนโค้งเกลียวของท่อความร้อนแบบส้นวงรอบต่ำสุดคือ 15 รอบ มาพิจารณาเพื่อให้เห็นผลกระทบของความยาวส่วนทำระเหยของท่อความร้อนได้อย่างชัดเจนดังรูปที่ 4 (ก-ค) แสดงผลกระทบของความยาวส่วนทำระเหยและค่าความเข้มแสงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบส้นวงรอบ จะเห็นว่าเมื่อค่าความเข้มแสงเพิ่มสูงขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ อุณหภูมิน้ำขาออก และประสิทธิภาพตัวรับรังสีจะเพิ่มขึ้นอย่างชัดเจน โดยให้ผลไปในทางเดียวกันทั้งสองค่าของความยาวส่วนทำระเหย อย่างไรก็ตาม สำหรับความยาวส่วนทำระเหยที่ใช้ทดสอบที่ 1 m และ 1.5 m พบว่าความยาวส่วนทำระเหยจะมีผลต่อสมรรถนะของตัวรับรังสีค่อนข้างน้อย ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ อุณหภูมิน้ำขาออก และประสิทธิภาพเชิงความร้อนของตัวรับรังสีที่มีความยาวส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบส้นวงรอบเป็น 1 m และ 1.5 m มีค่าแตกต่างกันน้อยมาก โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนจะแตกต่างกันประมาณ 6.4% อุณหภูมิน้ำร้อนขาออกจะแตกต่างกันประมาณ 3.2% และประสิทธิภาพตัวรับรังสีจะแตกต่างกันประมาณ 3.6% ที่ค่าความเข้มแสงสูงสุดประมาณ 530 W/m² ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ อุณหภูมิน้ำร้อนขาออก และประสิทธิภาพของตัวรับรังสีของทั้งสองความยาวส่วนทำระเหยจะมีค่าอยู่ที่ประมาณ 440 W 46.5°C และ 0.55 ตามลำดับ ดังนั้นผลการทดสอบที่ได้จากงานวิจัยนี้จึงสนับสนุนงานวิจัยของ Hudakorn และ Terdtoon (2010) [15] โดยแสดงให้เห็นถึงสาเหตุของการเลือกใช้ท่อความร้อนแบบส้นวงรอบที่มีความยาวส่วนทำระเหยเป็น 1 m ในตัวรับรังสีอาทิตย์ อย่างไรก็ตามประสิทธิภาพของตัวรับรังสีจะแตกต่างกันเล็กน้อยเนื่องจากผลกระทบของชนิดของสารทำงานและขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อความร้อนที่ต่างกัน



(ก) อัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ



(ข) อุณหภูมิ น้ำร้อน ขาออก



(ค) ประสิทธิภาพ ตัวรับรังสี

รูปที่ 4 ผลกระทบของความยาวส่วนทำระเหย (Le)

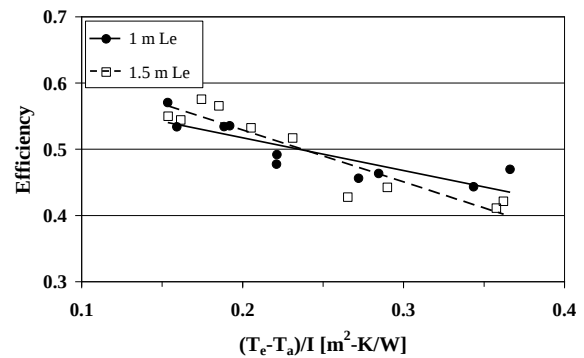
รูปที่ 5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพตัวรับรังสี (η) และ $(T_e - T_a)/I$ ได้มีการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ทำนายประสิทธิภาพเชิงความร้อนของตัวรับรังสีซึ่งจะสอดคล้องกับสมการที่ 3 ขึ้น นั่นคือ สำหรับความยาวส่วนทำระเหยเป็น 1 m จะมีสมการเป็น

$$\eta = 0.6164 - 0.4951 \left(\frac{T_e - T_a}{I} \right) \quad (4)$$

และสำหรับความยาวส่วนทำระเหยเป็น 1.5 m จะมีสมการเป็น

$$\eta = 0.6858 - 0.7847 \left(\frac{T_e - T_a}{I} \right) \quad (5)$$

โดยประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขการถดถอยแบบเชิงเส้นกำลังสองน้อยสุด (Least-square linear regression) กับชุดข้อมูลที่เชื่อถือได้ดังแสดงในรูป และได้ค่าสัมประสิทธิ์การตัดสินใจ (R-square) ของทั้งสองสมการอยู่ที่ประมาณ 0.8 จุดตัดเส้นสมการกับแกนตั้งคือค่า $F_R(\tau\alpha)$ และความชันของเส้นสมการคือค่า $F_R U_L$ ดังสรุปในตารางที่ 1 ค่า $F_R(\tau\alpha)$ แสดงถึงความสามารถในการส่งผ่านและดูดซับรังสีของตัวรับรังสีและค่า $F_R U_L$ แสดงถึงสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนของตัวรับรังสี แม้ว่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนของตัวรับรังสีที่มีความยาวส่วนระเหยของท่อความร้อนเป็น 1.5 m จะสูงกว่าค่าที่ 1 m แต่ค่าความสามารถในการส่งผ่านและดูดซับรังสีก็สูงกว่าด้วย ทำให้ประสิทธิภาพของตัวรับรังสีของทั้งสองความยาวส่วนทำระเหยมีค่าแตกต่างกันน้อยมาก



รูปที่ 5 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของตัวรับรังสีอาทิตย์ที่ความยาวส่วนทำระเหยต่างๆ

ตารางที่ 1 ค่า $F_R(\tau\alpha)$ และ $F_R U_L$ สำหรับความยาวส่วนทำระเหยต่างๆ

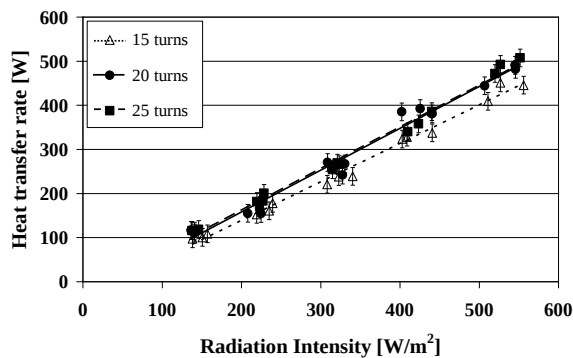
ความยาวส่วนทำระเหย (m)	$F_R(\tau\alpha)$	$F_R U_L$ (W/m²-K)
1.0	0.6164	0.4951
1.5	0.6858	0.7847

ที่เป็นเช่นนี้อาจเนื่องมาจาก แม้ว่าการเพิ่มความยาวส่วนทำระเหยของท่อความร้อนจะเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนจากแผ่นดูดซับมายังท่อความร้อน แต่ก็เป็น การเพิ่มพื้นที่ในการสูญเสียความร้อนของท่อความร้อนให้แก่ภาวะแวดล้อมเช่นเดียวกัน อีกทั้งจากงานวิจัยก่อนหน้านี้พบว่าเมื่อเพิ่มความยาวส่วนทำระเหยจะทำให้

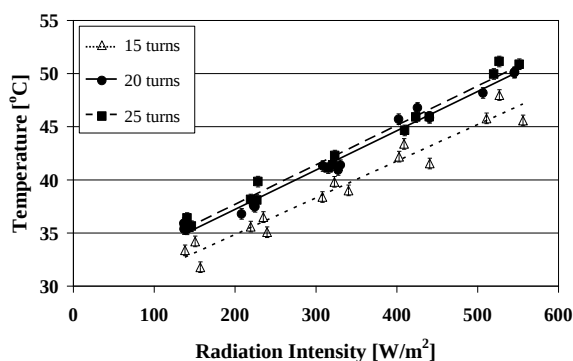


สมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบต่ำลง [18] เนื่องจากการเพิ่มการสูญเสียความดันของไหลทำงานในการเคลื่อนที่ระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของสารทำงานเพื่อส่งถ่ายความร้อนได้ยากขึ้นด้วย

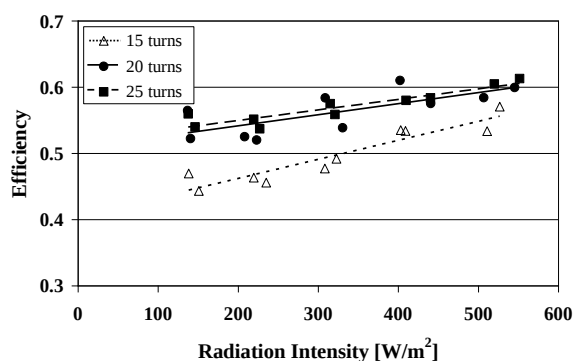
3.2 ผลของจำนวนโค้งเลี้ยว



(ก) อัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ



(ข) อุณหภูมิ น้ำร้อน ขาออก

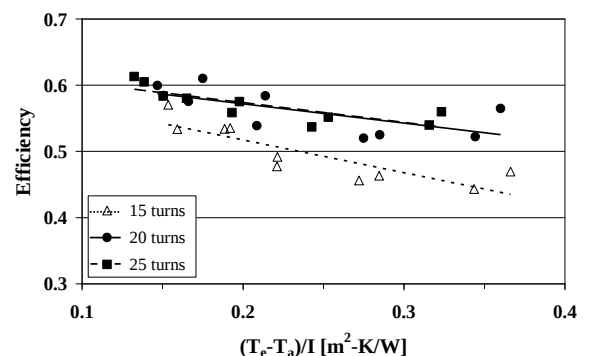


(ค) ประสิทธิภาพ ตัวรับรังสี

รูปที่ 6 ผลกระทบของจำนวนโค้งเลี้ยว (Number of turns)

จากผลของความยาวส่วนทำระเหยในหัวข้อก่อนหน้า ในหัวข้อนี้จึงพิจารณาเฉพาะตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบซึ่งมีความยาวส่วนทำระเหย

เป็น 1 m เพราะตัวรับรังสีจะมีขนาดเล็กและใช้พื้นที่ในการติดตั้งลดลง รวมทั้งสามารถลดต้นทุนการผลิตได้ ดังรูปที่ 6 (ก-ค) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ อุณหภูมิ น้ำร้อน ขาออก และประสิทธิภาพของตัวรับรังสีกับความเข้มแสงตามลำดับ ณ จำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบต่างๆ คือ 15 20 และ 25 รอบ พบว่าสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบซึ่งมีจำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 15 รอบ จะมีค่าต่ำกว่าที่ 20 และ 25 รอบ อย่างเห็นได้ชัดสำหรับสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีที่มีจำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 20 และ 25 รอบ นั้นจะมีค่าใกล้เคียงกัน โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนจะแตกต่างกันประมาณ 5.5% อุณหภูมิ น้ำร้อน ขาออกจะแตกต่างกันประมาณ 2.5% และประสิทธิภาพตัวรับรังสีจะแตกต่างกันประมาณ 2.6% ที่ค่าความเข้มแสงสูงสุดประมาณ 530 W/m² ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ อุณหภูมิ น้ำร้อน ขาออก และประสิทธิภาพของตัวรับรังสี ณ จำนวนโค้งเลี้ยวทั้งสองจะมีค่าอยู่ที่ประมาณ 480 W 50°C และ 0.6 ตามลำดับ



รูปที่ 7 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของตัวรับรังสีอาทิตย์ที่จำนวนโค้งเลี้ยวต่างๆ

ตารางที่ 2 ค่า $F_R(\tau\alpha)$ และ $F_R U_L$ สำหรับจำนวนโค้งเลี้ยวต่างๆ

จำนวนโค้งเลี้ยว (รอบ)	$F_R(\tau\alpha)$	$F_R U_L$ (W/m²-K)
15	0.6164	0.4951
20	0.6302	0.2921
25	0.6335	0.2996

รูปที่ 7 แสดงแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ทำนายประสิทธิภาพเชิงความร้อนของตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ ณ จำนวนโค้งเลี้ยวต่างๆ นั้นคือ สำหรับจำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 15 รอบ จะเป็นสมการที่ 4 นั้นเอง สำหรับจำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 20 รอบ จะมีสมการเป็น

$$\eta = 0.6302 - 0.2921 \left(\frac{T_e - T_a}{I} \right) \quad (6)$$

และสำหรับจำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 25 รอบ จะมีสมการเป็น

$$\eta = 0.6335 - 0.2996 \left(\frac{T_e - T_a}{I} \right) \quad (7)$$

จากสมการที่ได้จะสามารถทำนายค่าความสามารถในการส่งผ่านและดูดซับรังสีของตัวรับรังสีหรือ $F_R (\tau\alpha)$ และค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนของตัวรับรังสีหรือ $F_R U_L$ สรุปดังตารางที่ 2 จะเห็นว่า ค่าความสามารถในการส่งผ่านและดูดซับรังสีของตัวรับรังสีที่มีจำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 15 รอบ จะมีค่าต่ำกว่าที่จำนวนโค้งเลี้ยว 20 และ 25 รอบ และมีค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนที่สูงกว่าอย่างเห็นได้ชัด ดังนั้นตัวรับรังสีที่มีจำนวนโค้งเลี้ยว 15 รอบ จึงมีสมรรถนะทางความร้อนที่ต่ำกว่าเมื่อเทียบกับอีกสองจำนวนโค้งเลี้ยวที่เหลือ สำหรับตัวรับรังสีที่มีจำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 20 และ 25 รอบนั้น จะมีค่าความสามารถในการส่งผ่านและดูดซับรังสีและค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนแทบไม่แตกต่างกัน ทำให้มีประสิทธิภาพใกล้เคียงกัน

ที่เป็นเช่นนี้เพราะว่า แม้ว่าการเพิ่มจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจะสามารถเพิ่มความสามารถในการส่งถ่ายความร้อนได้ [18] เนื่องจากการเพิ่มความไม่สมดุลของความดันไอสารทำงานระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นซึ่งจะกระตุ้นให้เกิดการเคลื่อนที่ของของไหลทำงานเพื่อส่งถ่ายความร้อนได้มากขึ้น อีกทั้งเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนของส่วนทำระเหยด้วย แต่ในทางกลับกันก็เป็นการเพิ่มพื้นที่ในการสูญเสียความร้อนของท่อความร้อนให้แก่ภาวะแวดล้อมเช่นเดียวกัน ดังนั้นจึงมีจำนวนโค้งเลี้ยวที่เหมาะสมซึ่งให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนดีสุดคือ 20 รอบ นั้นเอง

4. บทสรุป

จากการทดลองศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ สรุปได้ว่า สมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีจะเพิ่มขึ้นตามค่าความเข้มแสง ความยาวส่วนทำระเหยและจำนวนโค้งเลี้ยวที่เหมาะสมของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบคือ 1 m และ 20 รอบ ตามลำดับ ณ ค่าความเข้มแสงสูงสุดประมาณ 530 W/m² ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ อุณหภูมิน้ำร้อนขาออก และประสิทธิภาพเชิงความร้อนของตัวรับรังสี จะมีค่าอยู่ที่ประมาณ 480 W 50°C และ 0.6 ตามลำดับ

5. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนจากทุนอุดหนุนการวิจัยงบประมาณรายได้นมหาวิทยาลัยนเรศวร ประจำปีงบประมาณ พ.ศ. 2559 ภายใต้สัญญาเลขที่ R2559C196

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] Tse KK, Chow TT. Dynamic model and experimental validation of an indirect thermosyphon solar water heater coupled with a parallel circular tube rings type heat exchange coil. Solar Energy. 2015;114:114-33.
- [2] He Q, Zeng S, Wang S. Experimental investigation on the efficiency of flat-plate solar collectors with nanofluids. Applied Thermal Engineering. 2015;88:165-71.
- [3] Esen M, Esen H. Experimental investigation of a two-phase closed thermosyphon solar water heater. Solar Energy. 2005;79(5):459-68.
- [4] Hussein HMS. Theoretical and experimental investigation of wickless heat pipes flat plate solar collector with cross flow heat exchanger. Energy Conversion & Management. 2007;48:1266-72.



- [5] Hussein HMS, El-Ghetany HH, Nada SA. Performance of wickless heat pipe flat plate solar collectors having different pipes cross sections geometries and filling ratios. *Energy Conversion & Management*. 2006;47(11-12):1539-49.
- [6] Nada SA, El-Ghetany HH, Hassein HMS. Performance of a two-phase closed thermosyphon solar collector with a shell and tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*. 2004;24(13):1959-68.
- [7] Anon. Heat pipes-performance of two-phase closed thermosyphons. Data Item No. 81038. London: Engineering Sciences Data Unit;1981.
- [8] Azad E. Theoretical and experimental investigation of heat pipe solar collector. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2008;32(8):1666-72.
- [9] Deng Y, Zhao Y, Quan Z, Zhu T. Experimental study of the thermal performance for the novel flat plate solar water heater with micro heat pipe array absorber. *Energy Procedia*. 2015;70:41-48.
- [10] Deng Y, Zhao Y, Wang W, Quan Z, Wang L, Yu D. Experimental investigation of performance for the novel flat plate solar collector with micro-channel heat pipe array (MHPA-FPC). *Applied Thermal Engineering*. 2013;54(2):440-49.
- [11] Wei L, Yuan D, Tang D, Wu B. A study on a flat-plate type of solar heat collector with an integrated heat pipe. *Solar Energy*. 2013;97:19-25.
- [12] Faghri A. *Heat pipe science and technology*. Washington: Taylor & Francis;1995.
- [13] Akachi H, Poláček F, Štulc P. Pulsating heat pipes. In: *Proceedings of the 5th International Heat Pipe Symposium*, 1996, Melbourne, Australia. p. 208-217.
- [14] Arab M, Soltanieh M, Shafii MB. Experimental investigation of extra-long pulsating heat pipe application in solar water heaters. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2012;42:6-15.
- [15] Hudakorn T, Terdtoon P. Thermal performance investigation of a closed-loop oscillating heat pipe flat plate solar collector. In: *Proceedings of the Second International Conference on Science, Technology and Innovation for Sustainable Well-Being*, 2010, Quang Binh University, Vietnam.
- [16] Kargar Sharif Abed H, Ghiasi M, Jahangiri Mamouri S, Shafii MB. A novel integrated solar desalination system with a pulsating heat pipe. *Desalination*. 2013;311:206-10.
- [17] Nguyen KB, Yoon SH, Choi JH. Effect of working-fluid filling ratio and cooling-water flow rate on the performance of solar collector with closed-loop oscillating heat pipe. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2012;26(1):251-58.
- [18] Charoensawan P. *Heat pipe technologies*. Naresuan University: Department of Mechanical Engineering;2012. Thai.
- [19] Hirunlabh J. *Solar energy thermal processes*. Bangkok: King Mongkut's University of Technology Thonburi;1998. Thai.