



รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

การศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ
ที่ใช้ท่อความร้อนแบบล้นวงรอบ

Study on Thermal Performance of Flat Plate Solar
Collector with Closed-Loop Oscillating Heat Pipe

คณะผู้วิจัย

สังกัด

1. นางสาวปิยะนันท์ เจริญสุวรรณค์

คณะวิศวกรรมศาสตร์

2. นายวาทสิทธิ์ ภมร

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สำนักหอสมุด มหาวิทยาลัยนครสวรรค์

วันที่ 2559

วันลงทะเบียน

เลขทะเบียน 10406712

เลขเรียกหนังสือ จ.ท

264

๒๖๒/๘

2559

สนับสนุนโดย

งบประมาณรายได้มหาวิทยาลัยนครสวรรค์

ปีงบประมาณ 2559

Executive Summary

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเชิงการทดลองถึงสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบส่นวงรอบ โดยได้ศึกษาผลกระทบของตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์นี้ นั่นคือ ค่าความเข้มแสง (อยู่ในช่วง $130 \text{ W/m}^2 - 530 \text{ W/m}^2$) ความยาวส่วนทำระเหยของท่อความร้อน (1 m และ 1.5 m) จำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อน (15 รอบ 20 รอบ และ 25 รอบ) และจำนวนท่อความร้อนที่ติดตั้งในตัวรับรังสี (5 ท่อ และ 8 ท่อ) ตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ทดสอบมีขนาด $1 \times 1.5 \text{ m}^2$ มีแผ่นกระจกใสปิดอยู่ที่ด้านบนภายในบรรจุท่อความร้อนแบบส่นวงรอบซึ่งติดตั้งอยู่บนแผ่นดูดกลืนรังสีที่มีสีดำ และมีแผ่นฉนวนกันความร้อนปิดอยู่ด้านล่างของแผ่นดูดกลืนรังสี ท่อความร้อนแบบส่นวงรอบแต่ละท่อจะสร้างขึ้นจากท่อคาปิลลารีทองแดงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกเป็น 1.5 mm และ 2.8 mm ตามลำดับ โดยนำท่อคาปิลลารีทองแดงมาพันรอบท่ออะลูมิเนียมหน้าตัดสี่เหลี่ยมผืนผ้าและท่อทองแดงเพื่อให้เกิดเป็นจำนวนโค้งเลี้ยวต่างๆ ที่กำหนด ส่วนทำระเหยของท่อความร้อนจะพันอยู่บนท่ออะลูมิเนียมและมีความยาวเท่ากับ ความยาวท่ออะลูมิเนียม ขณะที่ส่วนควบแน่นจะพันรอบท่อทองแดงซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเป็น 12.7 mm โดยมีน้ำหล่อเย็นไหลผ่านภายในท่อทองแดงนี้ สารทำงานภายในท่อความร้อนคือน้ำกลั่นที่อัตราส่วนการเติมสารทำงานเป็น 50% ของปริมาตรภายในท่อทั้งหมด

ทำการทดสอบตัวรับรังสีตามมาตรฐานของ ASHRAE 93-77 โดยเป็นการทดสอบในร่ม (Indoor) ภายใต้เครื่องจำลองแสงอาทิตย์ซึ่งใช้หลอดไฟฮาโลเจนเป็นตัวจำลองพลังงานแสงอาทิตย์ สามารถปรับค่าความเข้มรังสีของเครื่องจำลองแสงอาทิตย์ได้ด้วยเครื่องปรับแรงดันไฟฟ้า และทำการวัดค่าความเข้มแสงด้วยไพราโนมิเตอร์ เมื่อแสงตกกระทบบนตัวรับรังสี ความร้อนที่ถูกเก็บไว้ในแผ่นดูดซับรังสีจะถ่ายเทให้แก่สารทำงานภายในส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบส่นวงรอบ และมีการถ่ายเทความร้อนออกจากสารทำงานที่ส่วนควบแน่นของท่อความร้อนให้แก่ น้ำหล่อเย็นที่กำลังไหลผ่านภายในท่อทองแดง ในระหว่างทำการทดลองจะทำการวัดค่าอุณหภูมิที่ส่วนต่างๆ คือ อากาศแวดล้อม ผิวกระจก ผิวดูดซับรังสี ส่วนทำระเหยของท่อความร้อน และอุณหภูมิที่ตำแหน่งทางเข้าและทางออกของส่วนควบแน่นโดยใช้สายเทอร์โมคัปเปิล หลังจากนั้นนำข้อมูลที่ได้จากการทดลองซึ่งมีการพิจารณาถึงค่าความผิดพลาดของเครื่องมือวัด มาคำนวณค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำและประสิทธิภาพเชิงความร้อนของตัวรับรังสี แล้วจึงทำการวิเคราะห์ผลที่ได้ รวมทั้งพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เชิงการทดลองที่ใช้ทำนายประสิทธิภาพเชิงความร้อนของตัวรับรังสีด้วย

จากผลการทดลองและวิเคราะห์ผล พบว่า สมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีจะเพิ่มขึ้นตามค่าความเข้มแสง และพบว่า ความยาวส่วนทำระเหย จำนวนโค้งเลี้ยว และจำนวนท่อ ของท่อความร้อนแบบส่นวงรอบที่เหมาะสมสำหรับติดตั้งในตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบคือ 1 m 20 รอบ และ 8 ท่อ ตามลำดับ โดยที่ค่าความเข้มแสงสูงสุดประมาณ 530 W/m^2 อัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ อุณหภูมิน้ำร้อนขาออก และประสิทธิภาพเชิงความร้อนของตัวรับรังสี จะมีค่าอยู่ที่ประมาณ 610 W 54.2°C และ 0.8 ตามลำดับ และได้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เชิงการทดลองที่ใช้ทำนายประสิทธิภาพเชิงความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบส่นวงรอบโดยมี

ความยาวส่วนทำระเหยเท่ากับ 1 m จำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 20 รอบ และจำนวนท่อความร้อนเป็น 8
ท่อ คือ

$$\eta = 0.8909 - 0.5534 \left(\frac{T_c - T_a}{I} \right)$$



กิตติกรรมประกาศ

โครงการวิจัยเรื่อง การศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ต่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี เพราะได้รับทุนสนับสนุนการวิจัยจากงบประมาณรายได้มหาวิทยาลัยนเรศวร ประจำปีงบประมาณ พ.ศ. 2559 และได้รับความอนุเคราะห์เกี่ยวกับสถานที่ในการทำวิจัย และอุปกรณ์เครื่องมือวัดต่างๆ จากทางภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล โดยได้ดำเนินการวิจัย ณ ห้องวิจัยต่อความร้อนและระบบความร้อน อาคารปฏิบัติการวิศวกรรมเครื่องกล ผู้ดำเนินโครงการขอขอบพระคุณอย่างสูง และขอขอบคุณ นางสาวรวงคณา วังชากร ที่ช่วยเหลืองานทางด้านกรจัดทำเอกสารต่างๆ มา ณ ที่นี้ด้วย



บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเชิงการทดลองเกี่ยวกับสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบส่นวงรอบ ตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบมีขนาด $1 \times 1.5 \text{ m}^2$ ท่อความร้อนแบบส่นวงรอบสร้างจากท่อคอปิลลารีทองแดงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกเป็น 1.5 mm และ 2.8 mm ตามลำดับ ใช้น้ำกลั่นเป็นสารทำงานที่อัตราส่วนการเติมสารทำงานเป็น 50% ของปริมาตรภายในท่อทั้งหมด และได้ศึกษาผลกระทบของตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์นั้นคือ ความเข้มแสง ความยาวส่วนทำระเหย จำนวนโค้งเลี้ยง และจำนวนท่อความร้อน โดยทำการทดสอบตัวรับรังสีอาทิตย์กับเครื่องจำลองแสงอาทิตย์ที่ใช้หลอดไฟฮาโลเจนเป็นตัวจำลองพลังงานแสงอาทิตย์ แผ่นดูดกลืนรังสีจะถ่ายเทความร้อนให้แก่ท่อความร้อนที่ส่วนทำระเหย หลังจากนั้นจะระบายความร้อนออกจากท่อความร้อนที่ส่วนควบแน่นซึ่งพันรอบท่อทองแดงที่มีน้ำหล่อเย็นไหลผ่าน จากการทดลองทั้งหมดพบว่า สมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีจะเพิ่มขึ้นตามค่าความเข้มแสง และพบว่าความยาวส่วนทำระเหย จำนวนโค้งเลี้ยงและจำนวนท่อที่เหมาะสม คือ 1 m 20 รอบ และ 8 ท่อ ตามลำดับ โดยตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบส่นวงรอบมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดคือ 0.8

Abstract

This research aims to experimental study on the thermal performance of the flat plate solar collector with closed-loop oscillating heat pipe. The collector plate was $1 \times 1.5 \text{ m}^2$ in size. The closed-loop oscillating heat pipe was made of a copper capillary tube with 1.5 mm inside diameter and 2.8 mm outside diameter. The distilled water was used as the working fluid with 50% filling ratio of total internal tube volume. The effects of various parameters i.e., radiation intensity, evaporator length, number of meandering turns and number of heat pipes, on the thermal performance of solar collector were investigated. The solar collector was test under the solar simulator. The halogen lamps were used to simulate the solar energy. The heat was transferred from the absorber plate to the heat pipe array at the evaporator part. Then heat was removed from the condenser part to the cooling water that flowing through the copper tube wrapped by this section. It was found from all experimental results that the thermal performance of solar collector improved with an increase in the radiation intensity. The proper evaporator length, number of turns and number of closed-loop oscillating heat pipes, for which the thermal efficiency of solar collector was the maximum of 0.8, were 1 m, 20 turns and 8 pipes, respectively.

สารบัญ

	หน้า
กิตติกรรมประกาศ	ก
บทคัดย่อ	ข
Abstract	ค
สารบัญ	ง
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหาที่ทำการวิจัย	1
1.2 ผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	2
1.3 วัตถุประสงค์ของการวิจัย	3
1.4 ขอบข่ายของการวิจัย	3
1.5 ระเบียบวิธีวิจัย	4
1.6 ผลที่ได้รับจากโครงการวิจัย	4
บทที่ 2 ทฤษฎี	
2.1 ผลงานแสงอาทิตย์	6
2.2 ตัวรับรังสีอาทิตย์	7
2.3 ท่อความร้อน	10
2.4 มาตรฐานการทดสอบตัวรับรังสีอาทิตย์	14
บทที่ 3 การออกแบบ สร้าง และทดสอบ	
3.1 การออกแบบและสร้างตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ ฐานรอง ตัวรับรังสีอาทิตย์ และชุดจำลองแสงอาทิตย์	16
3.2 การสร้างและติดตั้งท่อความร้อนแบบส่นวงรอบในชุดทดสอบ ตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ	22
3.3 หลักการทำงานของระบบและตัวแปรในการทดสอบ	25
3.4 ขั้นตอนการทดลอง	26
3.5 อุปกรณ์และเครื่องมือวัด	28

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 4 ผลการทดลองและวิเคราะห์ผลการทดลอง	
4.1 การเปรียบเทียบค่าความเข้มแสงของชุดจำลองแสงอาทิตย์กับ ค่าความเข้มแสงอาทิตย์	30
4.2 ผลกระทบของความยาวส่วนทำระเหยและความเข้มแสง	33
4.3 ผลกระทบของจำนวนโค้งเลี้ยง	36
4.4 ผลกระทบของจำนวนท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ	39
บทที่ 5 สรุปผลการทดลอง และข้อเสนอแนะ	
5.1 สรุปผลการทดลอง	43
5.2 ข้อเสนอแนะ	43
บรรณานุกรม	44
ภาคผนวก ก	
บทความทางวิชาการที่นำเสนอในการประชุมวิชาการระดับนานาชาติ ที่มีการตีพิมพ์บทความบน Proceedings	
ภาคผนวก ข	
บทความวิจัยที่ตีพิมพ์ในวารสารระดับประเทศ	

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหาที่ทำการวิจัย

พลังงานแสงอาทิตย์เป็นพลังงานที่คุ้มต่อการใช้งานเพราะเป็นพลังงานที่ไม่ต้องสูญเสียสิ่งใดเพื่อได้มาและสะอาดปราศจากมลพิษ โดยเฉพาะในประเทศไทยซึ่งตั้งอยู่ในแถบเส้นศูนย์สูตรของโลก จึงมีการประยุกต์ใช้อย่างมากมาย ที่น่าสนใจมากรูปแบบหนึ่งก็คือ การกักเก็บความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์มาใช้ในเครื่องทำน้ำร้อนในอุตสาหกรรมฟอกหนัง อุตสาหกรรมอาหาร ทางด้านสุขภาพ สถานบริการ รวมถึงที่อยู่อาศัย เป็นต้น ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องจะขึ้นอยู่กับตัวรับรังสีอาทิตย์ (Solar collector) ซึ่งมีหลายชนิดคือ แบบรวมศูนย์ (Focusing solar collector) แบบแผ่นเรียบ (Flat plate solar collector) และแบบท่อสุญญากาศ (Evacuated tube solar collector) [23] จากการเปรียบเทียบทั้ง 3 ชนิดพบว่า แบบรวมศูนย์เหมาะสำหรับใช้งานที่อุณหภูมิสูง เช่น เครื่องกำเนิดไอน้ำเพื่อผลิตกระแสไฟฟ้า แต่ใช้พื้นที่ในการรับรังสีแสงอาทิตย์มากและมีราคาต้นทุนสูง แบบแผ่นเรียบจะสร้างขึ้นได้ง่ายและราคาถูกกว่าแบบอื่น แต่เกิดการสูญเสียความร้อนมากทำให้ประสิทธิภาพต่ำกว่าแบบท่อสุญญากาศ จึงเหมาะสำหรับใช้งานที่อุณหภูมิต่ำ เช่น เครื่องทำน้ำร้อน ส่วนแบบท่อสุญญากาศจะสามารถผลิตน้ำร้อนได้จำนวนมากและได้อุณหภูมิสูงเกิน 100°C เนื่องจากเป็นท่อแก้วสองชั้นและระหว่างท่อแก้วเป็นสุญญากาศจึงสามารถลดการสูญเสียความร้อนจากแผ่รังสีได้ อย่างไรก็ตาม ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อสุญญากาศจะสร้างได้ยากกว่าและมีราคาสูงกว่าแบบแผ่นเรียบ ยิ่งไปกว่านั้น เมื่อท่อแก้วชั้นในที่เคลือบด้วยสารดูดซับรังสีอาทิตย์เกิดการแตกร้าว สภาพสุญญากาศก็จะหายไปและประสิทธิภาพของตัวรับรังสีชนิดนี้ก็จะลดลงอย่างมากจึงไม่สามารถใช้งานได้อีก ดังนั้น งานวิจัยนี้จึงสนใจที่จะศึกษาและพัฒนาสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบ

การถ่ายเทความร้อนจากผิวดูดซับรังสี (Absorber plate) ภายในตัวรับรังสีอาทิตย์ อาจส่งผ่านให้แก่ น้ำร้อนโดยตรง แต่มีข้อเสียคือ ในกรณีตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบ คุณภาพของน้ำจะไม่ค่อยดีเนื่องจากการเกิดตะกอนในท่อน้ำและเกิดการรั่วซึม สำหรับกรณีตัวรับรังสีแบบท่อสุญญากาศ จะเกิดปัญหาท่อแตกเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิอย่างกะทันหันและของไหลไม่ไหลเวียนบริเวณกันท่อน้ำในท่อน้ำที่มีขนาดยาวและเส้นผ่านศูนย์กลางเล็ก [18] ดังนั้นจึงมีการประยุกต์ใช้ท่อความร้อน (Heat pipe) เป็นอุปกรณ์ส่งถ่ายความร้อนจากผิวดูดซับมายังน้ำร้อนแทน เนื่องจากเป็นอุปกรณ์ส่งถ่ายความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูง สามารถส่งถ่ายความร้อนปริมาณมากผ่านพื้นที่หน้าตัดเล็กๆ ตามระยะทางที่ต้องการ โดยไม่ต้องอาศัยกำลังงานป้อนเข้าสู่ระบบ ทำการออกแบบและสร้างได้ง่าย ท่อความร้อนที่นำมาใช้ส่วนใหญ่เป็นชนิดเทอร์โมไซฟอนแบบปิดสองสถานะ (Two-phase closed thermosyphon) ที่อาศัยแรงโน้มถ่วงของโลกในการไหลเวียนของสารทำงานภายในท่อ [7, 14-16, 19] ท่อความร้อนที่มีโครงสร้างวัสดุพรุน (Heat pipe with wick structure) ที่อาศัยแรงคาпилลารีที่ เกิดจากวัสดุพรุนในการไหลเวียนของสารทำงานเหลว [4-6, 22] นอกจากนี้ยังมีการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นรอบ (Closed-loop oscillating heat pipe) ในตัวรับรังสีอาทิตย์ด้วย [3] ซึ่งเป็นท่อความร้อนชนิดใหม่ที่พัฒนาขึ้นเพื่อกำจัดข้อจำกัดการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในท่อความร้อน

ทั่วไป เช่น ชีตจำกัดคาปิลลารีซึ่งเกิดขึ้นเมื่อโครงสร้างวัสดุพรุน (Wick structure) ไม่สามารถนำของเหลวควบแน่นไหลย้อนกลับมารับความร้อนได้อย่างพอเพียงและสม่ำเสมอ ชีตจำกัดการตั้งของเหลวกลับซึ่งเกิดจากผลของการไหลสวนทางระหว่างไอและของเหลวที่บริเวณหน้าสัมผัสของเหลว-ไอ และชีตจำกัดการเดือด ข้อดีของท่อความร้อนชนิดนี้คือ สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูง สร้างขึ้นได้ง่าย โดยสร้างจากท่อคาปิลลารีขนาดเล็กระดับมิลลิเมตรท่อเดียวที่นำมาดัดโค้งขดไปมาระหว่างแหล่งความร้อนและแหล่งระบายความร้อนเกิดเป็นโค้งเลี้ยวขึ้น (Meandering turn) จึงสามารถดัดโค้งตัวท่อให้เหมาะสมกับงานได้ตามต้องการและสามารถเพิ่มพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนได้โดยการเพิ่มจำนวนโค้งเลี้ยว อย่างไรก็ตามการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนชนิดนี้ยังอยู่ในช่วงการพัฒนาและมีงานวิจัยค่อนข้างน้อยมาก งานวิจัยส่วนใหญ่จะเป็นการงานวิจัยพื้นฐานถึงหลักการทำงาน คุณลักษณะทางความร้อนและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ ซึ่งพบว่า ตัวแปรที่มีผลต่อคุณลักษณะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ คือ จำนวนโค้งเลี้ยว เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ ความยาวส่วนทำระเหย อัตราส่วนการเติมสารทำงาน ชนิดของสารทำงาน มุมเอียงการทำงาน อุณหภูมิการทำงาน และความร้อนป้อนเข้าสู่ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ [24] งานวิจัยนี้จึงต้องการศึกษาการใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบเพื่อเพิ่มสมรรถนะของตัวรับรังสีอาทิตย์

เนื่องจากในการทดสอบสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์ตามมาตรฐาน ASHRAE 93-77 [23] จะพิจารณาค่าประสิทธิภาพช่วงขณะกับรังสีตรง (Beam or Direct radiation) ซึ่งตกกระทบในแนวตั้งฉากกับแผ่นดูดกลืนรังสี โดยจะดำเนินการภายใต้สภาวะใกล้เคียงกับสภาวะคงตัว (Steady state) ดังนั้น กรณีการทดสอบกลางแจ้ง จะทำการทดสอบในช่วงเที่ยงของวันที่อากาศแจ่มใสซึ่งจะมีรังสีตรงสูงและค่อนข้างตั้งฉากกับตัวรับรังสี แต่ถ้าเป็นการทดสอบในร่มจะใช้แสงอาทิตย์เทียมซึ่งจะมีการกระจายและความเข้มของแสงอาทิตย์สม่ำเสมอ ดังนั้น งานวิจัยนี้จึงต้องการศึกษาเชิงการทดลองถึงสมรรถนะทางความร้อน นั่นคือ อัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำร้อนและประสิทธิภาพเชิงความร้อน ของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ ภายใต้สภาวะคงตัวโดยใช้แสงอาทิตย์เทียมในการทดสอบ

1.2 ผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การศึกษาพัฒนาสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบในการผลิตน้ำร้อนมีอย่างต่อเนื่อง เช่น การปรับปรุงกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำงานตัวกลาง (Absorbing medium) ที่นำความร้อนจากผิวดูดซับมาถ่ายเทให้กับน้ำในถังเก็บ [21] การใช้ของไหลนาโน (Nanofluid) เป็นสารทำงานตัวกลางเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของตัวรับรังสี [9] เนื่องจากสารทำงานตัวกลางไม่มีการเปลี่ยนสถานะจึงเป็นการถ่ายเทความร้อนสัมผัส (Sensible heat) ซึ่งมีปริมาณน้อยเมื่อเทียบกับค่าความร้อนแฝง (Latent heat) จึงมีการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนเป็นอุปกรณ์นำความร้อนจากผิวดูดซับมาให้น้ำ โดยสารทำงานภายในท่อความร้อนจะเกิดการเปลี่ยนสถานะส่งถ่ายความร้อน อย่างไรก็ตามท่อความร้อนที่นำมาใช้ในตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบมักจะเป็นแบบทั่วไป นั่นคือ เทอร์โมไซฟอนแบบปิดสองสถานะ [7, 14-16, 19] ซึ่งอาศัยแรงโน้มถ่วงของโลกในการไหลเวียนของของเหลวควบแน่นกลับมายังส่วนทำระเหยจึงมีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนต่ำเมื่อ

วางตัวเอียงทำมุมน้อยกว่า 50° เทียบกับแนวระดับ [2] จึงมีการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนที่มีวัสดุพอรุน ในตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบ [4-6, 22] ซึ่งอาศัยแรงคาปิลลารีช่วยในการไหลเวียนของของเหลว ควบแน่นกลับมายังส่วนทำระเหย แต่การใช้วัสดุพอรุนจะมีการออกแบบและสร้างที่ซับซ้อนและยุ่งยาก ขึ้น ทำให้ราคาการผลิตสูงขึ้นด้วย และยังพบขีดจำกัดสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนหลายอย่าง เกิดขึ้นในท่อความร้อนชนิดนี้ [8] ซึ่งจะทำให้ท่อความร้อนไม่สามารถทำงานส่งถ่ายความร้อนได้ ดังนั้น เพื่อเป็นการกำจัดปัญหาเหล่านี้ จึงมีการศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์ที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั้นซึ่งเป็นอุปกรณ์นำความร้อนที่มีสมรรถนะทางความร้อนสูง ถูกค้นพบและประดิษฐ์ขึ้นโดย Akachi ในราวปี ค.ศ. 1990 [1] ข้อดีของท่อความร้อนชนิดนี้คือ สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูง สร้างขึ้นได้ง่าย โดยสร้างจากท่อคาปิลลารีขนาดเล็กระดับมิลลิเมตรท่อเดี่ยวที่นำมาตัดโค้งขดไปมาระหว่างแหล่งความร้อนและแหล่งระบายความร้อนเกิดเป็นโค้งเลี้ยวขึ้น (Meandering turn) จึงสามารถตัดโค้งตัวท่อให้เหมาะสมกับงานได้ตามต้องการ

อย่างไรก็ตาม งานวิจัยเกี่ยวกับตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั้นยังมีค่อนข้างน้อยมาก นั่นคือ งานวิจัยของ Rittidech et al. (2007) [20] เป็นการศึกษาเชิงการทดลองถึงสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิดซึ่งมีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนต่ำเมื่อเทียบกับท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ [17] สำหรับตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบนั้นได้มีการศึกษาไว้โดย Arab และคณะ (2012) [3] เท่านั้น โดยเป็นการศึกษาเชิงการทดลองถึงการใช้ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบควบคู่กับการไหลเวียนแบบธรรมชาติของน้ำร้อนในตัวรับรังสี (Thermosyphon solar water heater) โดยท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบเป็นอุปกรณ์เสริมที่ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนจากผิวดูดซับมาให้แก่น้ำในถังเก็บและมีการศึกษาผลกระทบของอัตราส่วนการเติมสารทำงานภายในท่อความร้อนด้วย แต่การออกแบบการวางตัวของระบบท่อน้ำร้อนที่ซับซ้อนเนื่องจากมีการใช้ทั้งท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบและระบบท่อไหลเวียนของน้ำร้อนแบบธรรมชาติด้วย ดังนั้น งานวิจัยนี้จึงต้องการศึกษาวิจัยเกี่ยวกับสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบที่ใช้เฉพาะท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบเป็นอุปกรณ์นำความร้อนของระบบ

1.3 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

- 1.3.1 ออกแบบและสร้างชุดทดสอบตัวรับรังสีอาทิตย์แบบในร่มที่ใช้แสงอาทิตย์เทียม
- 1.3.2 ออกแบบและสร้างตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ
- 1.3.3 ศึกษาผลกระทบของความยาวส่วนทำระเหย จำนวนโค้งเลี้ยว และจำนวนท่อของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ และค่าความเข้มแสง ที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ
- 1.3.4 พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เชิงการทดลอง (Empirical correlation) ที่ใช้ทำนายประสิทธิภาพเชิงความร้อนของตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ

1.4 ขอบข่ายของการวิจัย

- 1.4.1 ตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบขนาด $1 \times 1.5 \text{ m}^2$

1.4.2 ท่อความร้อนสร้างจากท่อคาปิลลารีทองแดง (Copper capillary tube) ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกเป็น 1.5 mm และ 2.8 mm ตามลำดับ

1.4.3 สารทำงานภายในท่อความร้อนคือ น้ำกลั่น มีอัตราส่วนการเติมสารทำงานเป็น 50% ของปริมาตรทั้งหมดภายในท่อ

1.4.4 ทำการทดสอบตัวรับรังสีตามมาตรฐานของ ASHRAE 93-77 [23] โดยเป็นการทดสอบในร่ม (Indoor) ภายใต้เครื่องจำลองแสงอาทิตย์

1.4.5 ความยาวส่วนทำระเหยที่ใช้ทดสอบคือ 1 และ 1.5 m

1.4.6 จำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบส่นวงรอบที่ใช้ทดสอบคือ 15 20 และ 25 โค้งเลี้ยว

1.4.7 จำนวนท่อของท่อความร้อนแบบส่นวงรอบที่ใช้ทดสอบคือ 5 และ 8 ท่อ

1.5 ระเบียบวิธีวิจัย

1.5.1 ศึกษาทฤษฎีพื้นฐานและทบทวนเอกสารอ้างอิงทั้งหมดที่เกี่ยวข้องกับโครงการวิจัยและจำเป็นสำหรับการออกแบบ ทดสอบ และวิเคราะห์ผล

1.5.2 ออกแบบและสร้างชุดทดสอบตัวรับรังสีอาทิตย์แบบในร่มที่ใช้แสงอาทิตย์เทียม

1.5.3 ออกแบบและสร้างตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่มีท่อความร้อนแบบส่นวงรอบ

1.5.4 ทำการทดสอบตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบส่นวงรอบ ตามมาตรฐาน ASHRAE 93-77 เพื่อศึกษาผลของ ความยาวส่วนทำระเหย จำนวนโค้งเลี้ยว จำนวนท่อ และความเข้มแสง ที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสี

1.5.5 พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เชิงการทดลองของตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบส่นวงรอบ

1.5.6 วิเคราะห์ผลและสรุปผลการทดสอบ

1.5.7 เผยแพร่ผลงานวิจัยและเขียนรายงานสรุป

1.6 ผลที่ได้รับจากโครงการวิจัย

1.6.1 ความเข้าใจเกี่ยวกับสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบส่นวงรอบ อันเนื่องมาจากผลของตัวแปรต่างๆ ที่ได้ทำการศึกษา

1.6.2 ความก้าวหน้าเกี่ยวกับการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบส่นวงรอบในตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบซึ่งจะเป็นองค์ความรู้ในการวิจัยร่วมกับผู้ประกอบการภาคธุรกิจหรือวิสาหกิจชุมชนต่อไป

1.6.3 ได้บทความวิจัยที่นำเสนอในการประชุมวิชาการระดับนานาชาติที่มีการตีพิมพ์บทความบน Proceedings นั่นคือ

Tanagorn Tangkor, Thiwakorn Kachan, Weerachai Keawchaiya, Nopparat Seehawong, Patomsok Wilaipon and Piyanun Charoensawan, Effect of Evaporator Length on Thermal Efficiency of Flat Plate Solar Collector with CLOHPs, in Proc. 9th International Conference on Sciences, Technology and Innovation for Sustainable Well-Being, Kunming University of Sciences and Technology, China, pp. 205-208, 2017. ดังแสดงในภาคผนวก

1.6.4 ได้บทความวิจัยที่ตีพิมพ์ในวารสารระดับประเทศ นั้นคือ

ทิวากร กาจันทร์ ธนกร แต่งก่อ วีรชัย แก้วฉัยยา นพรัตน์ สีหะวงษ์ ปฐมศก วิไลพล และปิยะนันท์ เจริญสุวรรณ, ผลของความยาวส่วนทำระเหยและจำนวนโค้งเลี้ยงของท่อความร้อนแบบสันวงรอบต่อสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ, วารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี, 2560. ดังแสดงในภาคผนวก



บทที่ 2 ทฤษฎี

2.1 พลังงานแสงอาทิตย์ [23]

โลกโคจรรอบดวงอาทิตย์โดยที่วงโคจรของโลกรอบดวงอาทิตย์ไม่เป็นวงกลม ด้วยเหตุนี้ระยะห่างระหว่างโลกและดวงอาทิตย์จึงมีค่าไม่เท่ากันที่เวลาใดๆ โดยมีค่าเปลี่ยนแปลงประมาณ 1.7% ระยะห่างเฉลี่ยระหว่างโลกและดวงอาทิตย์มีค่าประมาณ 1.495×10^{11} m ค่าความเข้มรังสีอาทิตย์ที่ตกกระทบพื้นที่หนึ่งหน่วยเนื้อบรรยากาศโลกที่เวลาต่างกันจึงมีค่าไม่เท่ากัน ค่าคงที่แสงอาทิตย์ (Solar Constant) คือค่าความเข้มของรังสีอาทิตย์ที่ระยะห่างเฉลี่ยระหว่างโลกกับดวงอาทิตย์ ซึ่งมีค่าประมาณ $1,367 \text{ W/m}^2$

2.1.1 ประเภทของรังสีที่ผิวโลก

- รังสีตรง (Beam or Direct radiation) คือ รังสีที่มาจากดวงอาทิตย์โดยตรงและตกลงบนผิวรับแสง มีทิศทางแน่นอนที่เวลาใดเวลาหนึ่ง ทิศทางของรังสีตรงอยู่ในแนวลำแสงอาทิตย์
- รังสีกระจาย (Diffuse radiation) คือ รังสีอาทิตย์ส่วนที่ถูกสะท้อนจากบรรยากาศของโลกและวัตถุต่างๆ ที่อยู่ในทางเดินของแสงก่อนตกกระทบพื้นผิวรับแสง รังสีกระจายนี้มาจากทุกทิศทางของท้องฟ้า
- รังสีรวม (Total or Global radiation) คือ ผลรวมของรังสีตรงและรังสีกระจายที่ตกกระทบบนผิวรับแสง ในกรณีที่ผิวรับแสงเป็นพื้นเอียง รังสีรวมจะประกอบด้วยรังสีตรงจากท้องฟ้า รังสีกระจายจากท้องฟ้าและผิวโลก เรียกรังสีรวมนี้ว่า Total radiation สำหรับกรณีที่ผิวรับแสงเป็นพื้นราบ รังสีรวมจะมาจากครึ่งทรงกลมท้องฟ้าไม่มีส่วนที่มาจากผิวโลก เรียกรังสีรวมในกรณีนี้ว่า Global radiation

2.1.2 ลักษณะคลื่นพลังงานแสงอาทิตย์

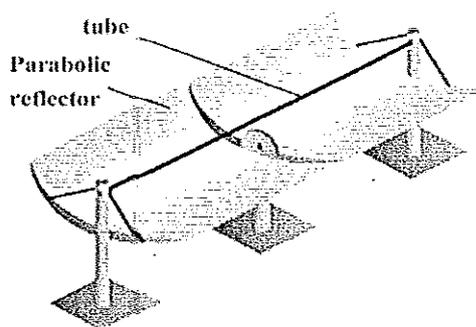
การแผ่รังสีแสงอาทิตย์ที่มีความสำคัญต่อกระบวนการพลังงานแสงอาทิตย์ในรูปความร้อนแบ่งเป็น 2 ช่วงคลื่น ดังรูปที่ 2.1 นั่นคือ

- รังสีแสงอาทิตย์หรือรังสีคลื่นสั้น (Solar or Short-Wave Radiation) เป็นรังสีที่ปล่อยจากดวงอาทิตย์ มีความยาวคลื่นตั้งแต่ $0.3 \mu\text{m}$ ถึง $3.0 \mu\text{m}$ ดังรูปที่ 2.1 ซึ่งประกอบด้วยรังสีตรงและรังสีกระจาย
- รังสีคลื่นยาว (Long-Wave Radiation) เป็นรังสีที่แผ่ออกจากแหล่งกำเนิดความร้อนที่อุณหภูมิสิ่งแวดล้อมปกติ ดังรูปที่ 2.1 จะมีความยาวคลื่นมากกว่า $3.0 \mu\text{m}$ เช่น รังสีที่แผ่ออกจากบรรยากาศ ตัวเก็บรังสีแสงอาทิตย์ หรือวัตถุต่างๆ ที่อุณหภูมิปกติ

2.1.3 อุปกรณ์วัดพลังงานแสงอาทิตย์

อุปกรณ์หลักที่ใช้ในการวัดพลังงานแสงอาทิตย์ประกอบด้วย

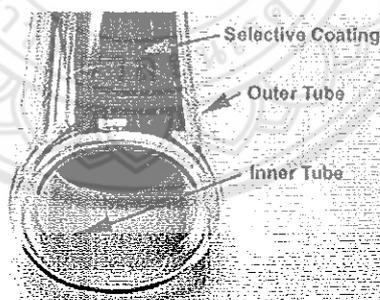
- ไพรานอมิเตอร์ เป็นอุปกรณ์วัดค่ารังสีรวม ปกติจะใช้วัดบนพื้นราบแต่อาจประยุกต์ใช้วัดรังสีกระจายได้โดยติดตั้งแหวนหรือจานบังเงา ดังรูปที่ 2.2
- ไพเอลิโอมิเตอร์ เป็นอุปกรณ์วัดรังสีตรงจากดวงอาทิตย์



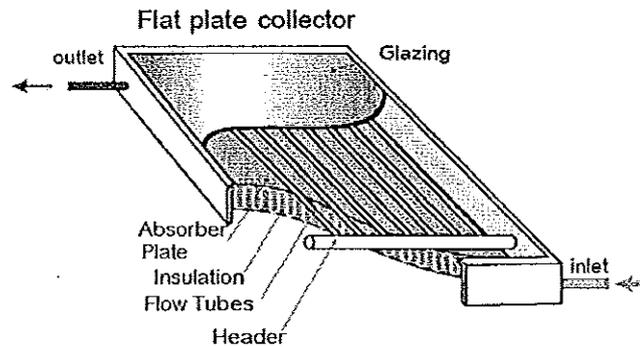
รูปที่ 2.3 ตัวรับรังสีอาทิตย์แบบรวมศูนย์ [12]

2.2.2 ตัวรับรังสีอาทิตย์แบบท่อสุญญากาศ

ท่อแก้วสุญญากาศจะเป็นหลอดแก้ว 2 ชั้น ดังรูปที่ 2.4 โดยชั้นนอกเป็นหลอดแก้วใส เพื่อให้รังสีดวงอาทิตย์สามารถผ่านได้ ส่วนชั้นในทำหน้าที่เป็นตัวดูดซับ ซึ่งจะถูกเคลือบด้วยสารดูดซับรังสีแบบพิเศษที่มีคุณลักษณะดูดซับพลังงานแสงอาทิตย์ได้ดี และมีการสูญเสียความร้อนจากการแผ่รังสีน้อย สำหรับช่องว่างระหว่างชั้นหลอดแก้วจะมีลักษณะเป็นสุญญากาศซึ่งเป็นฉนวนอย่างดี สามารถป้องกันการสูญเสียความร้อนจากการนำและการพาความร้อนได้มาก เมื่อท่อสุญญากาศได้รับรังสีแสงอาทิตย์ ก็จะมีการสูญเสียจากการสะท้อนของผิวหลอดทั้งด้านนอกและด้านใน แล้วเก็บความร้อนด้วยสารดูดซับรังสีที่เคลือบอยู่ในหลอดแก้วชั้นใน



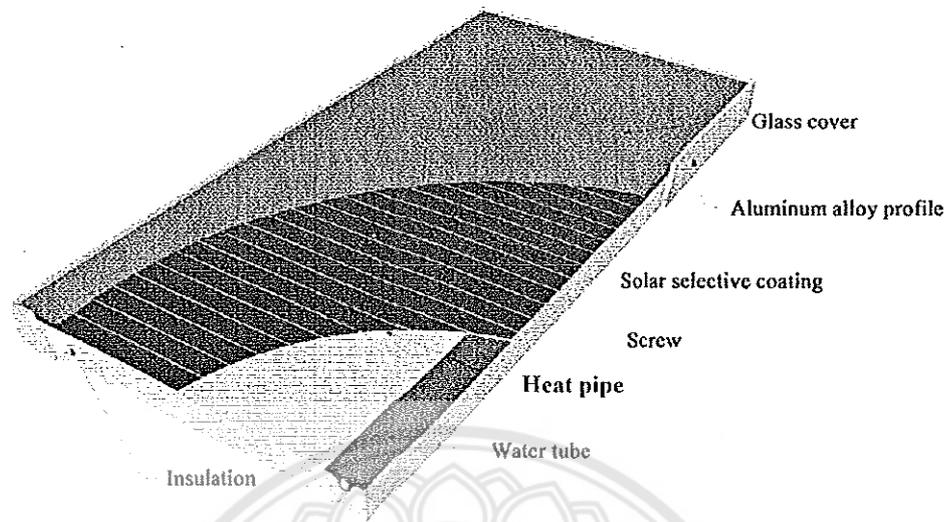
รูปที่ 2.4 ท่อสุญญากาศ [11]



รูปที่ 2.5 ตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ [10]

2.2.3 ตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ

ได้มีการออกแบบตัวรับรังสีชนิดนี้ขึ้นเพื่อใช้งานที่อุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิแวดล้อมประมาณ 100°C โดยทำหน้าที่รับรังสีรวม (Total radiation) ที่ตกกระทบและไม่จำเป็นต้องมีระบบติดตามดวงอาทิตย์ มีกลไกการทำงานที่ไม่ซับซ้อนและไม่ต้องการการบำรุงรักษามาก ส่วนใหญ่จะนำไปใช้ในการผลิตน้ำร้อน ทำความร้อนภายในอาคาร ระบบปรับอากาศ และกระบวนการที่ใช้ความร้อนในอุตสาหกรรม เป็นต้น ตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบมีลักษณะเป็นกล่องโลหะดังรูปที่ 2.5 โดยมีฝาครอบเป็นกระจก (Glazing) หรือพลาสติกช่วยลดการสูญเสียความร้อนออกสู่บรรยากาศโดยการพาและแผ่รังสี และมีฉนวนกันความร้อน (Insulation) อยู่ที่ด้านล่างเพื่อลดการสูญเสียความร้อนเนื่องจากการนำ เมื่อแสงอาทิตย์ที่เป็นคลื่นยาวส่องผ่านกระจกจะเกิดการหักเหจนเป็นคลื่นสั้นที่มีพลังงานสูงและตกกระทบลงบนตัวดูดซับ (เหมือนปรากฏการณ์เรือนกระจก) ตัวดูดซับ (Absorber plate) เป็นแผ่นที่มีสีดำหรือคล้ำเพื่อดูดกลืนพลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ และส่งผ่านความร้อนให้แก่ น้ำที่ไหลในท่อพาดผ่านในกล่องโลหะเพื่อรับความร้อน อย่างไรก็ตามในกรณีนี้ คุณภาพของน้ำจะไม่ค่อยดีเนื่องจากการเกิดของตะกอนในท่อน้ำและเกิดการรั่วซึม ทำให้แฉงเกิดการเสียหายและใช้งานไม่ได้ในที่สุด เพื่อแก้ปัญหาจึงได้มีการนำเทคโนโลยีท่อความร้อน (Heat Pipe) เข้ามาช่วยเป็นแฉงที่มีประสิทธิภาพมากขึ้น [5] เรียกว่า “Flat pleat heat pipe collector หรือตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้เทคโนโลยีท่อความร้อน” ดังแสดงในรูปที่ 2.6 โดยท่อความร้อนจะเป็นตัวนำความร้อนจากผิวดูดซับมาให้แก่น้ำอีกทีหนึ่ง เนื่องจากภายในท่อความร้อนจะบรรจุของเหลวอิมตัวไว้ปริมาณหนึ่งที่สามารถกลายเป็นไอได้แม้ในอุณหภูมิต่ำ เมื่อแผ่นดูดซับรังสีได้รับพลังงานจากแสงอาทิตย์ ของเหลวตัวนี้จะระเหยเป็นไอไหลขึ้นไปยังส่วนบนของท่อความร้อน เมื่อมีการแลกเปลี่ยนความร้อนของไอกับน้ำ ไอก้จะควบแน่นเป็นของเหลวและไหลกลับลงมาตามผิวด้านในท่อความร้อนเพื่อรับความร้อนที่ตัวรับรังสีอาทิตย์อีกครั้งเป็นวัฏจักรเรื่อยไป



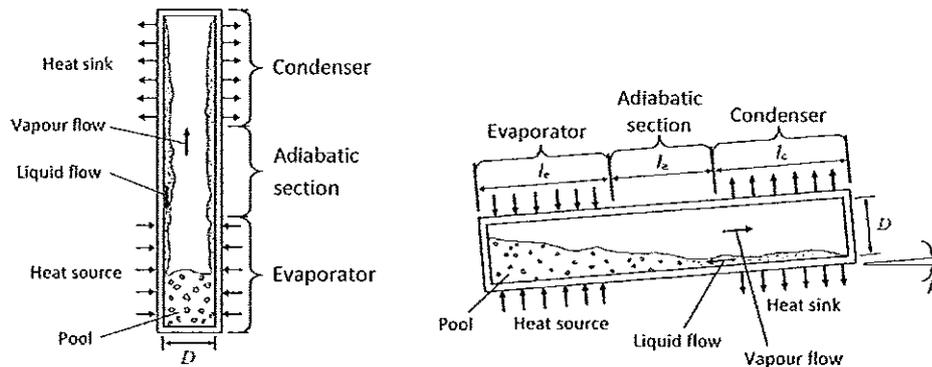
รูปที่ 2.6 ตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้เทคโนโลยีท่อความร้อน [5]

2.3 ท่อความร้อน (Heat pipe) [24]

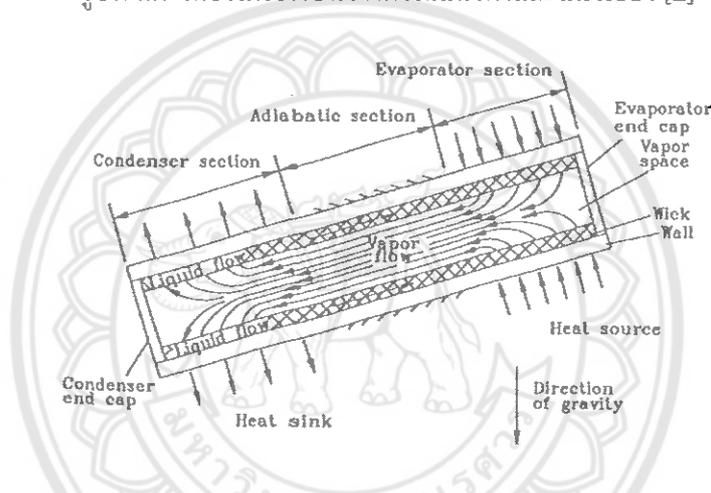
ท่อความร้อน เป็นอุปกรณ์ส่งถ่ายความร้อนชนิดหนึ่งที่มีประสิทธิภาพสูง ข้อดีของการใช้ท่อความร้อนเมื่อเปรียบเทียบกับอุปกรณ์ส่งถ่ายความร้อนชนิดอื่นๆ คือ สามารถส่งถ่ายความร้อนปริมาณมากผ่านพื้นที่หน้าตัดเล็กๆ ตามระยะทางที่ต้องการ โดยไม่ต้องอาศัยกำลังงานป้อนเข้าสู่ระบบ ทำการออกแบบและสร้างได้ง่าย และมีค่าอุณหภูมิลดลงจากปลายด้านหนึ่งถึงอีกด้านหนึ่งน้อย หลักการทำงานของท่อความร้อนมีหลายชนิดแบ่งตามกรรมวิธีการตั้งของเหลวกลับสู่ส่วนทำระเหยและลักษณะรูปทรง

2.3.1 เทอร์โมไซฟอนแบบปิดสองสถานะ (Two-phase closed thermosyphon)

เทอร์โมไซฟอนแบบปิดสองสถานะ คือท่อความร้อนชนิดหนึ่งที่อาศัยเฉพาะแรงโน้มถ่วงของโลกเพื่อนำของเหลวควบแน่นไหลกลับมายังส่วนทำระเหย (Evaporator) เป็นท่อความร้อนที่มีการประยุกต์ใช้มากในประเทศไทย เช่น การดึงความร้อนจากก๊าซไอเสียร้อนที่ปล่อยทิ้งในกระบวนการผลิตของภาคอุตสาหกรรมกลับมาใช้ใหม่ ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์ และการประหยัดพลังงานในระบบการปรับอากาศ เป็นต้น ข้อดีของท่อความร้อนชนิดนี้คือ ปราศจากวัสดุพิษภายในท่อ สร้างขึ้นได้ง่าย ราคาถูก และมีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูง โดยปกติเทอร์โมไซฟอนอาจวางตัวอยู่ในแนวตั้งหรือแนวเอียงดังแสดงในรูปที่ 2.7 ตัวท่อเทอร์โมไซฟอนประกอบด้วย ส่วนทำระเหย ส่วนไม่มีการถ่ายเทความร้อน (Adiabatic) และส่วนควบแน่น (Condenser) โดยที่ส่วนทำระเหยต้องอยู่ต่ำกว่าส่วนควบแน่นเสมอเพราะต้องอาศัยแรงโน้มถ่วงของโลกในการทำงานของระบบ การทำงานในแนวตั้งจะมีการกระจายตัวของของเหลวควบแน่นรอบผิวท่อส่วนทำระเหยได้ดีกว่าแนวเอียง โดยเฉพาะที่มุมเอียงน้อยกว่า 50° เทียบกับแนวระดับ และจะมีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าด้วย



รูปที่ 2.7 เทอร์โมไซฟอนวางตัวในแนวตั้งและแนวเอียง [2]



รูปที่ 2.8 ท่อความร้อนที่ทำงานโดยอาศัยแรงคาปิลลารี [8]

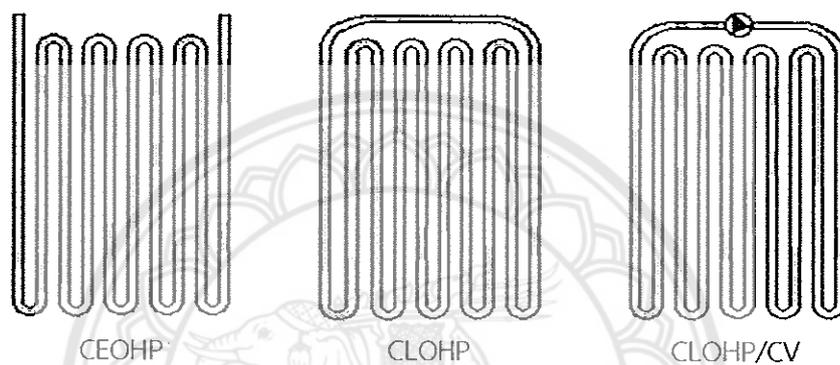
2.3.2 ท่อความร้อนที่มีโครงสร้างวัสดุพรุน (Heat pipe with wick structure)

ท่อความร้อนที่ทำงานโดยอาศัยแรงคาปิลลารี (Capillary-driven heat pipe) โดยการติดตั้งวัสดุพรุน (Wick) ที่ผิวด้านในของผนังท่อ ลักษณะดังรูปที่ 2.8 วัสดุพรุนจะสร้างแรงดันคาปิลลารีเพื่อใช้ดึงของเหลวควบแน่นกลับสู่ส่วนทำระเหย จึงสามารถทำงานได้เมื่อส่วนทำระเหยอยู่ในระดับเดียวกันกับหรือต่ำกว่าส่วนควบแน่น แต่ก็ยังพบขีดจำกัดสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนหลายอย่างเกิดขึ้นในท่อความร้อนชนิดนี้ ที่พบมากที่สุดคือ ขีดจำกัดคาปิลลารี (Capillary limit) ซึ่งจะเกิดขึ้นเมื่อโครงสร้างวัสดุพรุนไม่สามารถนำของเหลวทำงานกลับมายังส่วนทำระเหยได้เพียงพอ ทำให้เกิดการแห้ง (Dry out) ขึ้นที่ผนังท่อและวัสดุพรุน และเมื่อให้ความร้อนเพิ่มขึ้น ท่อความร้อนก็จะเกิดการเสียหายได้ (Burn out)

2.3.3 ท่อความร้อนแบบสั่นงอ (Closed-loop oscillating heat pipe, CLOHP)

ท่อความร้อนแบบสั่น (Pulsating or Oscillating heat pipe, OHP) เป็นวิวัฒนาการล่าสุดของเทคโนโลยีเกี่ยวกับท่อความร้อน ซึ่งมีการคิดค้นขึ้นครั้งแรกเมื่อประมาณ 20 ปีที่แล้ว โดยพัฒนาขึ้นเพื่อแก้ปัญหาขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในท่อความร้อนทั่วไป ที่พบบ่อยคือ

ขีดจำกัดคาปิลลารีซึ่งเกิดขึ้นเมื่อโครงสร้างวัสดุพอร์ไม่สามารถนำของเหลวไหลย้อนกลับมายังส่วนทำ
ระเหยได้อย่างพอเพียงและสม่ำเสมอ และขีดจำกัดการตั้งของเหลวกลับซึ่งเกิดจากผลของการไหล
สวนทางระหว่างไอและของเหลวที่บริเวณหน้าสัมผัสของเหลว-ไอ ส่วนขีดจำกัดอื่นๆ เช่น ขีดจำกัด
การเดือด ขีดจำกัดความหนืด และขีดจำกัดความเร็วเสียง ข้อดีของท่อความร้อนชนิดนี้คือ สมรรถนะ
การถ่ายเทความร้อนสูง สร้างขึ้นได้ง่าย และสามารถดัดโค้งตัวท่อให้เหมาะสมกับงานได้ตามต้องการ
ดังนั้นในช่วงที่ผ่านมาจึงมีการค้นคว้าวิจัยเกี่ยวกับท่อความร้อนชนิดนี้อย่างต่อเนื่อง โดยทั่วไปสามารถ
แบ่งประเภทของท่อความร้อนแบบเส้นได้ 3 ชนิดตามโครงสร้างของท่อ ดังรูปที่ 2.9



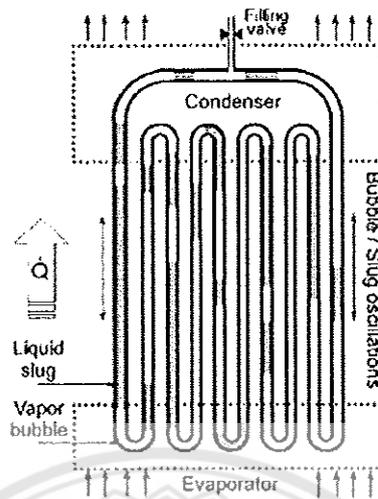
รูปที่ 2.9 ประเภทของท่อความร้อนแบบเส้น [24]

- ท่อความร้อนแบบเส้นปลายปิด (Closed-end oscillating heat pipe, CEOHP) สร้าง
จากท่อคาปิลลารียาวท่อเดียวที่มีการปิดปลายท่อทั้งสองข้างแยกจากกัน ในกรณีนี้การถ่ายเทความ
ร้อนจะเกิดขึ้นจากการสั่นของสารทำงานตามแนวแกนท่อเพียงอย่างเดียวเท่านั้น โดยการสั่นจะถูก
กระตุ้นโดยการผันผวนของคลื่นความดันอย่างรวดเร็ว ซึ่งเกิดจากการเดือดแบบฟองในของไหลทำงาน

- ท่อความร้อนแบบเส้นวงรอบ (Closed-loop oscillating heat pipe, CLOHP) สร้างจาก
ท่อคาปิลลารียาวท่อเดียวที่มีการเชื่อมต่อปลายท่อทั้งสองข้างเข้าด้วยกันเป็นวงรอบ ในกรณีนี้การ
ถ่ายเทความร้อนจะเกิดขึ้นจากการสั่นของสารทำงานร่วมกับการไหลเวียนของสารทำงานผ่านโค้ง
เลี้ยวต่างๆ ในทิศทางใดทิศทางหนึ่ง

- ท่อความร้อนแบบเส้นวงรอบที่มีวาล์วกันกลับ (Closed-loop oscillating heat pipe
with check valves, CLOHP/CV) คือท่อความร้อนแบบเส้นวงรอบที่มีการติดตั้งวาล์วกันกลับไว้ใน
วงจรตั้งแต่ 1 ตัวขึ้นไป เพื่อให้เกิดการไหลเวียนของสารทำงานไปในทิศทางเดียวกัน

อย่างไรก็ตาม จากการเปรียบเทียบ OHP ทั้งสามชนิดนี้แล้วพบว่า ท่อความร้อนชนิดเส้น
แบบวงรอบหรือ CLOHP มีประสิทธิภาพความร้อนที่สูง สามารถสร้างขึ้นได้ง่าย และสามารถทำงานได้ไม่ว่า
ตัวท่อจะวางตัวเอียงทำมุมใดๆ เทียบกับแนวระดับ



รูปที่ 2.10 การจัดเรียงตัวของสารทำงานภายในท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ [24]

CLOHP จะสร้างจากท่อคาปิลลารียาวๆ (Capillary tube) ท่อเดี่ยวที่นำมาดัดโค้งขดไปมาระหว่างแหล่งความร้อนและแหล่งระบายความร้อนเกิดเป็นโค้งเลี้ยวขึ้น (Meandering turn) โดยปราศจากวัสดุพอรุนและบรรจุสารทำงานปริมาณหนึ่งไว้ภายใน โดยสารทำงานภายในท่อคาปิลลารีนี้จะเกิดการจัดเรียงตัวในรูปแท่งของเหลว (Liquid slug) และ แท่งหรือฟองไอ (Vapor plug/bubble) สลับกันไปตลอดความยาวของท่อหรือเรียกว่า Slug train ดังรูปที่ 2.10 ดังนั้นกระบวนการทำงานเพื่อส่งถ่ายความร้อนจึงแตกต่างจากท่อความร้อนแบบธรรมดา กลไกพื้นฐานในการถ่ายเทความร้อนคือ การเคลื่อนที่กลับไปกลับมาหรือแบบสั้นของสารทำงานร่วมกับการเปลี่ยนสถานะของสารทำงาน นั่นคือ เมื่อส่วนทำระเหยได้รับความร้อน สารทำงานเหลวจะเกิดการระเหยกลายเป็นไอ ทำให้ฟองไอในส่วนทำระเหยมีขนาดใหญ่ขึ้นและมีความดันไอเพิ่มขึ้น จึงเกิดแรงดันสารทำงานในรูปแท่งของเหลวและฟองไอให้ไหลไปยังส่วนควบแน่นที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า เรียกแรงนี้ว่า แรงขับ (Driving force) หลังจากนั้นฟองไอจะเกิดการควบแน่นเป็นของเหลวที่ส่วนควบแน่นนี้ และช่วยเพิ่มผลต่างความดันระหว่างสองส่วนนี้ เนื่องจากท่อคาปิลลารีเป็นท่อเดี่ยวที่ขดไปมาระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นยาวต่อเนื่องกันไป ดังนั้นการเคลื่อนที่ของแท่งของเหลวและฟองไอจำนวนหนึ่งจากส่วนทำระเหยมายังส่วนควบแน่น จะทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของแท่งของเหลวและฟองไออีกจำนวนหนึ่งผ่านโค้งเลี้ยวมายังส่วนทำระเหยและเกิดการระเหยของสารทำงานเช่นกัน จึงทำให้ความดันไอเพิ่มสูงขึ้นและเกิดแรงย้อนกลับ (Restoring force) ซึ่งจะดันสารทำงานให้ไหลย้อนกลับไปยังส่วนควบแน่นอีกครั้ง จากผลของแรงขับและแรงย้อนกลับที่เกิดขึ้นพร้อมๆ กัน จึงทำให้เกิดการเคลื่อนที่แบบสั้นของสารทำงานตามแนวแกนท่อนั้นเอง นอกจากนี้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อยังมีผลต่อการจัดเรียงตัวของสารทำงานอยู่ในรูปแท่งของเหลวและฟองไอด้วย โดยท่อจะต้องมีขนาดเล็กเพียงพอก็จะสามารถเกิดการจัดเรียงตัวของสารทำงานในรูปแบบนี้ขึ้นได้ นั่นคือ

$$D_{\max} < 2 \sqrt{\frac{\sigma_l}{(\rho_l - \rho_v)g}} \quad (2.1)$$

โดยที่ D_{max} คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในสูงสุดของท่อ (m)

σ_l คือค่าความตึงผิวของของเหลว (N/m)

ρ_l คือความหนาแน่นของของเหลว (kg/m^3)

ρ_v คือความหนาแน่นของไอ (kg/m^3)

g คือค่าความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (m/s^2)

โดยทั่วไปขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อจะอยู่ในช่วง 0.5 mm ถึง 3 mm ซึ่งง่ายต่อการตัดท่อให้โค้งงอด้วย นอกจากนี้ นิยามของอัตราส่วนการเติมสารทำงานของท่อความร้อนชนิดนี้ (F) จะแตกต่างจากท่อความร้อนทั่วๆ ไป คืออัตราส่วนระหว่างปริมาตรของไหลทำงาน (V_f) ต่อปริมาตรภายในท่อทั้งหมด

$$F = \frac{V_f}{A l_f} \quad (2.2)$$

เมื่อ A คือพื้นที่หน้าตัดภายในท่อความร้อน (m^2) l_f คือความยาวทั้งหมดของท่อความร้อน (m) และอัตราส่วนการเติมควรมีค่ามากกว่า 50% ของปริมาตรภายในท่อ

2.4 มาตรฐานการทดสอบตัวรับรังสีอาทิตย์ ASHRAE 93-77 [23]

เป็นวิธีพื้นฐานในการวัดสมรรถนะของตัวรับรังสีอาทิตย์ สามารถทดสอบได้ทั้งในร่ม (Indoor) และกลางแจ้ง (Outdoor) และของไหลที่ใช้เป็นได้ทั้งของเหลวและอากาศ ใช้สำหรับกำหนดประสิทธิภาพทางความร้อนของการทำงานของตัวรับรังสีอาทิตย์

2.4.1 เงื่อนไขการทดสอบ มีดังนี้

- ค่าเปลี่ยนแปลงมากที่สุดของความเข้มรังสีแสงอาทิตย์ ในการทดสอบจะทำการทดสอบในช่วงที่ท้องฟ้าโปร่ง ไม่มีเมฆ ซึ่งค่าความเข้มรังสีแสงอาทิตย์ที่ระนาบตั้งฉากก่อนข้างคงที่หรือเปลี่ยนแปลงไม่เกิน $\pm 32 \text{ W/m}^2$ ในช่วงเวลา 10 นาที

- ช่วงอุณหภูมิอากาศสถานะแวดล้อม การวิเคราะห์ทั้งหมดจะใช้อุณหภูมิอากาศสถานะแวดล้อมไม่เกิน 30°C

- สภาวะคงตัว ในการทดสอบของไหลที่ไหลเข้าตัวรับรังสีอาทิตย์จะต้องมีอุณหภูมิคงที่หรือเปลี่ยนแปลงไม่เกิน $\pm 2\%$ หรือ $\pm 1.0^\circ\text{C}$ และค่าอัตราการไหลคงที่หรือเปลี่ยนแปลงไม่เกิน $\pm 0.0002 \text{ kg/s}\cdot\text{m}^2$ ค่าแนะนำของอัตราการไหลต่อหน่วยพื้นที่ตัวเก็บรังสีสำหรับการทดสอบ ในกรณีของไหลเป็นของเหลวคือ $0.02 \text{ kg/s}\cdot\text{m}^2$ กรณีที่ของไหลเป็นอากาศอัตราการไหลจะเป็น $0.03 \text{ kg/s}\cdot\text{m}^2$

- สภาวะของลม ในการทดลองค่าความเร็วเฉลี่ยของลมจะต้องอยู่ระหว่าง 2.2–4.5 m/s

2.4.2 หลักสำคัญของการทดสอบตามมาตรฐาน ASHRAE 93-77 มีดังนี้

- ป้อนของไหลที่ควบคุมอุณหภูมิในช่วงที่ต้องการเข้าตัวรับรังสีอาทิตย์

- วัดความเข้มรังสีอาทิตย์ (Solar Intensity) ด้วยไพรานอมิเตอร์ที่วางตัวบนระนาบเดียวกับตัวรับรังสีอาทิตย์

- วัดอัตราการไหล อุณหภูมิของไหลตรงทางเข้าและทางออก และอุณหภูมิสถานะแวดล้อม

นำข้อมูลที่ได้อีกมาคำนวณ ความร้อนที่ใช้ประโยชน์ได้หรืออัตราการถ่ายเทความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์ (Q_u) คือ

$$Q_u = \dot{m} c_p (T_o - T_i) \quad (2.3)$$

โดยที่ \dot{m} คืออัตราการไหลเชิงมวลของของไหล (kg/s)

c_p คือความร้อนจำเพาะของของไหล (J/kg-K)

T_o คืออุณหภูมิของของไหลขาออก ($^{\circ}\text{C}$)

T_i คืออุณหภูมิของของไหลขาเข้า ($^{\circ}\text{C}$)

แสดงถึงสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์ที่ทำงานภายใต้สภาวะคงตัว ซึ่งสามารถเขียนได้ใหม่ดังนี้

$$Q_u = A_c F_R [I(\tau\alpha) - U_L(T_i - T_a)] \quad (2.4)$$

โดยที่ A_c คือพื้นที่รับแสง (m^2)

F_R คือตัวแปรการส่งผ่านความร้อนของตัวรับรังสี (Collector heat removal factor)

I คือความเข้มแสง (W/m^2)

$\tau\alpha$ คือค่าการส่งผ่าน (Transmissivity) และการดูดกลืน (Absorptivity)

U_L คือสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนของตัวรับรังสี ($\text{W}/\text{m}^2\text{-K}$)

T_a คืออุณหภูมิอากาศแวดล้อม ($^{\circ}\text{C}$)

และสามารถคำนวณหาประสิทธิภาพชั่วขณะได้เป็น (η_i)

$$\eta_i = \frac{Q_u}{A_c I} = F_R (\tau\alpha) - \frac{F_R U_L (T_i - T_a)}{I} \quad (2.5)$$

และ

$$\eta_i = \frac{\dot{m} c_p (T_o - T_i)}{A_c I} \quad (2.6)$$

ในยุโรปการทดสอบอาจจะใช้ T_{aver} ซึ่งคืออุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลตรงทางเข้าและทางออก แทน T_i ในสมการที่ (2.4) และ (2.5)

บทที่ 3

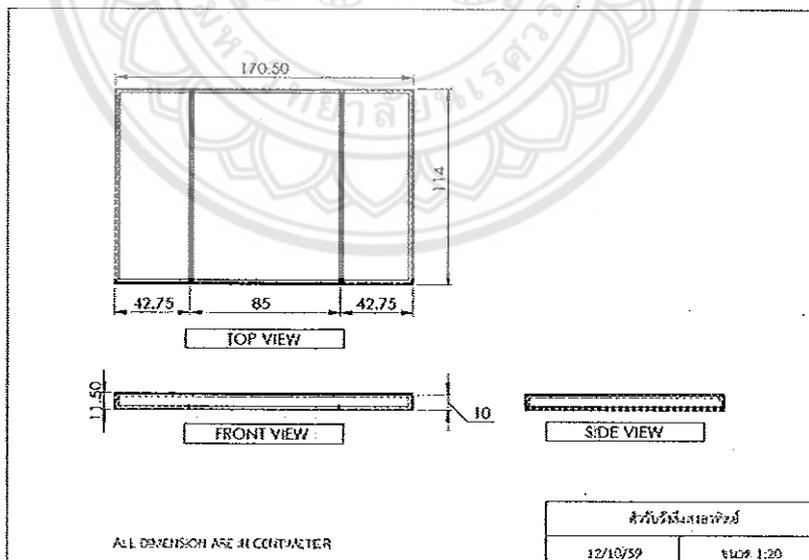
การออกแบบ สร้าง และทดสอบ

3.1 การออกแบบและสร้างตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ ฐานรองตัวรับรังสีอาทิตย์ และชุดจำลองแสงอาทิตย์

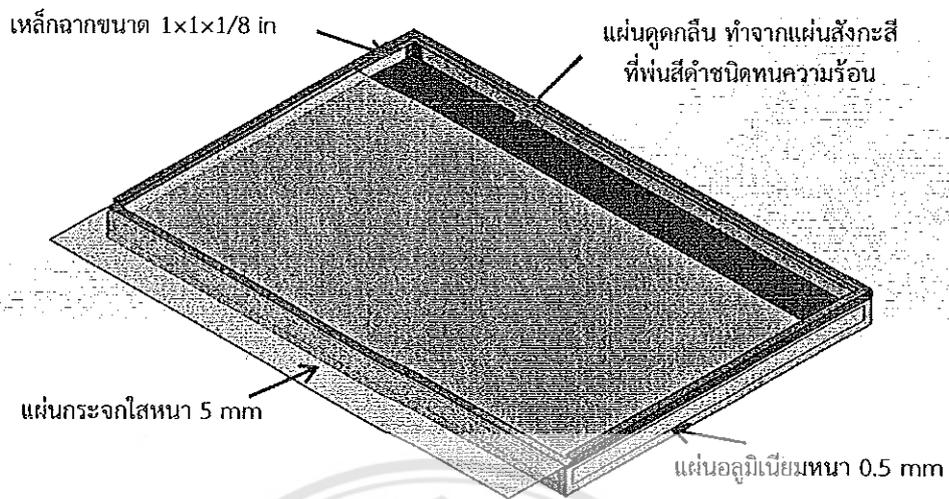
ในส่วนขั้นตอนนี้ได้ทำการออกแบบตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ ฐานรองตัวรับรังสีอาทิตย์ และชุดจำลองแสงอาทิตย์ และได้เขียนแบบภาพฉาย 2 มิติและภาพไอโซเมตริก (Isometric) หลังจากนั้นจึงทำการสร้างตามแบบที่เขียนขึ้น

3.1.1 ตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ

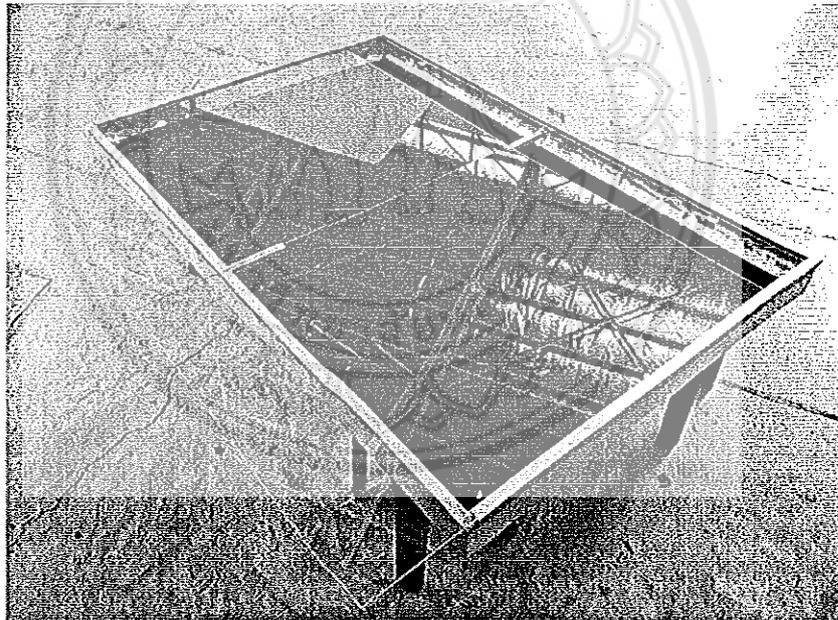
จากรูปที่ 3.1 และ 3.2 ตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบสร้างจากเหล็กฉากขนาด $1 \times 1 \times 1/8$ in เชื่อมติดกันเป็นกล่องสี่เหลี่ยมกว้าง 114 cm ยาว 170.5 cm สูง 11.5 cm ปิดล้อมด้านข้างและด้านล่างด้วยแผ่นอลูมิเนียมหนา 0.5 mm ภายในตัวรับรังสีอาทิตย์ประกอบด้วยฉนวนใยหินหนา 2.5 cm วางอยู่ด้านล่างสุดของตัวรับรังสีอาทิตย์ทำหน้าที่เป็นฉนวนความร้อน วางทับด้วยแผ่นสังกะสีขนาด $1 \times 1.5 \times 0.001$ m หนัด้วยสีดำชนิดทนความร้อนทำหน้าที่เป็นตัวดูดกลืนรังสีแสงอาทิตย์และถูกปิดด้วยแผ่นกระจกใสหนา 5 mm แผ่นกระจกใสจะทำหน้าที่กักเก็บรังสีแสงอาทิตย์ซึ่งถูกพัฒนาจากเดิมที่ใช้แผ่นอะคริลิก (Acrylic) แต่แผ่นอะคริลิกมีปัญหาในด้านการทนความร้อน เมื่ออุณหภูมิของตัวรับรังสีอาทิตย์สูงขึ้นส่งผลให้แผ่นอะคริลิกเกิดการโก่งตัวจึงไม่สามารถใช้งานในการทดลองได้ รูปที่ 3.3 แสดงภาพจริงของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ได้สร้างขึ้น



รูปที่ 3.1 แสดงภาพฉาย 2 มิติ ของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ



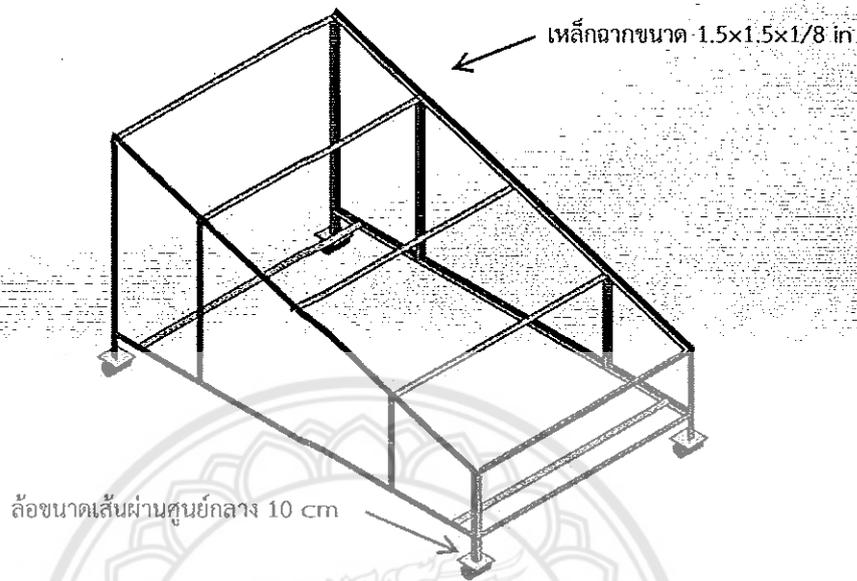
รูปที่ 3.2 แสดงภาพเขียนแบบไอโซเมตริกของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ



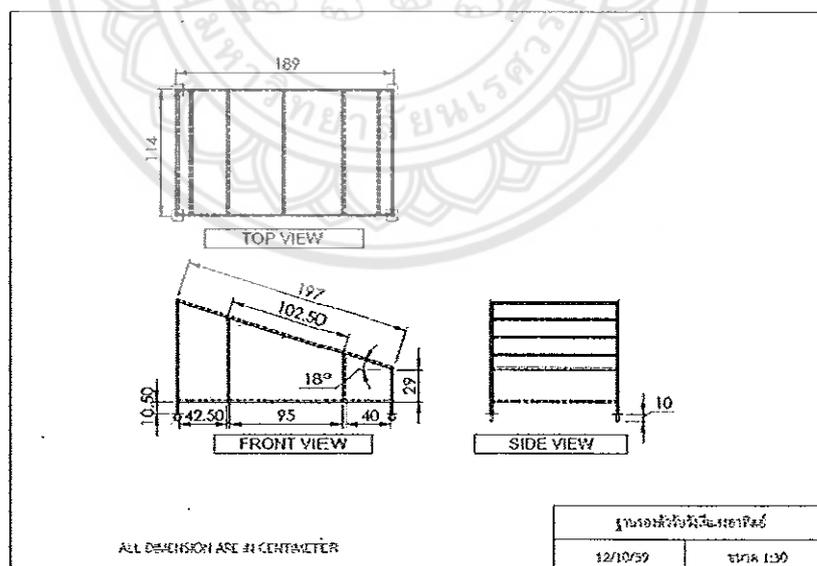
รูปที่ 3.3 แสดงภาพจริงของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ

3.1.2 ฐานรองตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ

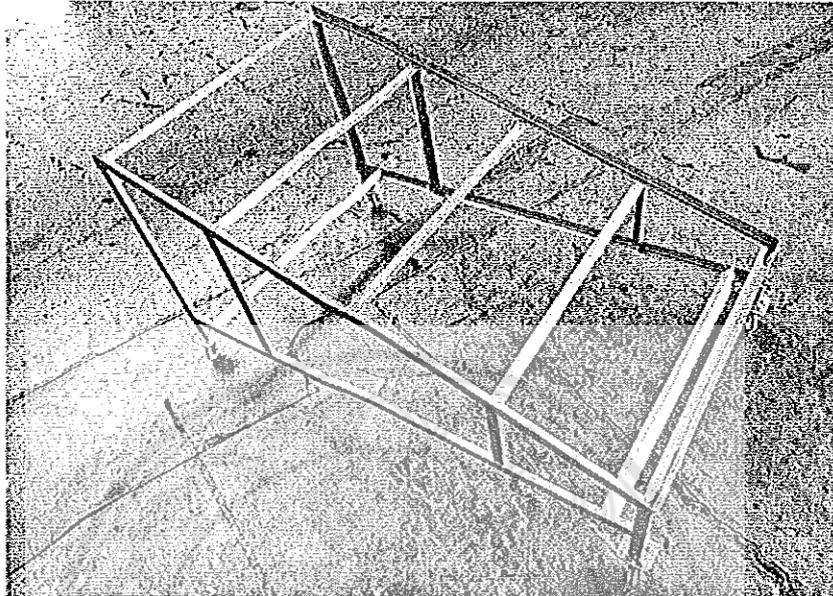
จากรูปที่ 3.4 ฐานรองตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ สร้างจากเหล็กฉากขนาด $1.5 \times 1.5 \times 1/8$ in นำมาเชื่อมติดกันเป็นโครงสร้างตามขนาดดังรูปที่ 3.5 ให้เหมาะสมกับการรองรับตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบซึ่งทำมุมเอียง 18° กับแนวระนาบ และติดล้อทั้งหมด 4 ล้อ เพื่อให้สามารถเคลื่อนย้ายได้ง่ายและสะดวกในการติดตั้งชุดทดลอง รูปที่ 3.6 แสดงภาพจริงของฐานรองตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่สร้างขึ้น



รูปที่ 3.4 แสดงภาพเขียนแบบไอโซเมตริกของฐานรองตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ



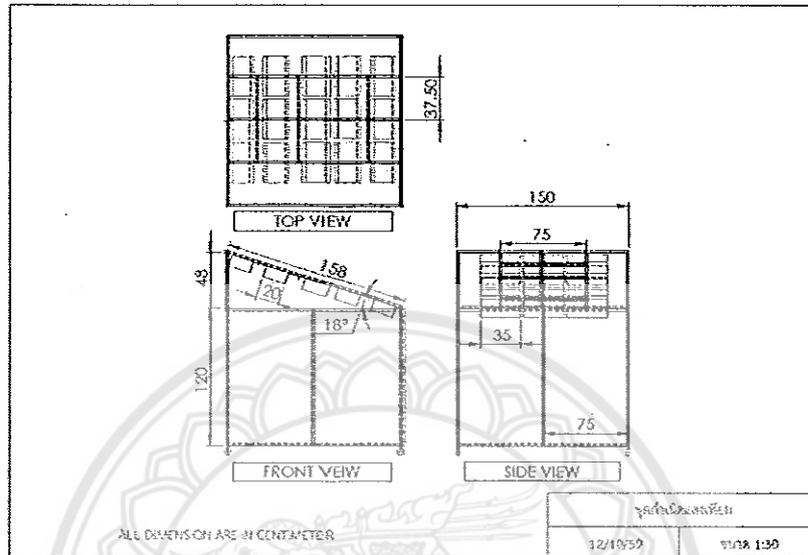
รูปที่ 3.5 แสดงภาพฉาย 2 มิติ ของฐานรองตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ



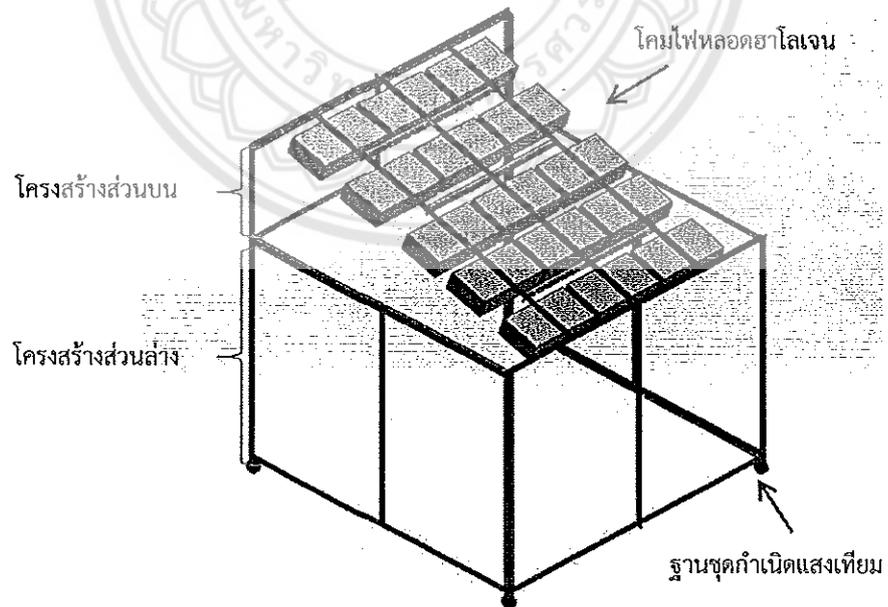
รูปที่ 3.6 แสดงภาพจริงของฐานรองตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ

3.1.3 ชุดจำลองแสงอาทิตย์

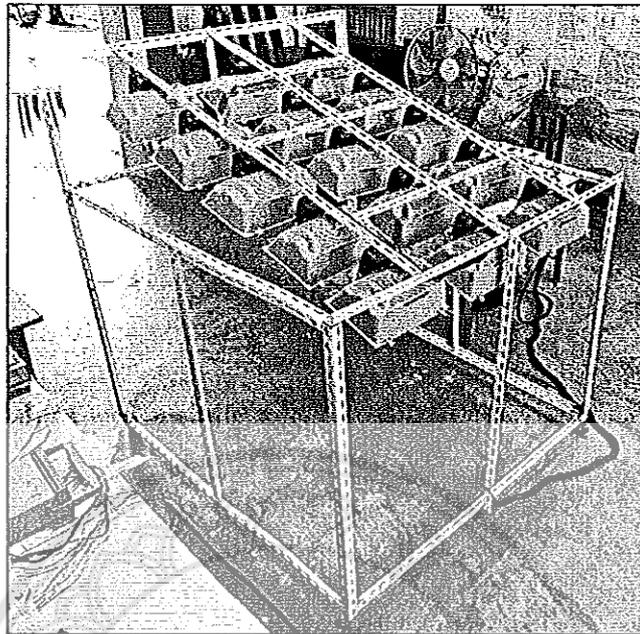
โครงสร้างของชุดจำลองแสงอาทิตย์สร้างจากเหล็กฉากขนาด $1.5 \times 1.5 \times 1/8$ in เชื่อมต่อกันเป็นโครงสร้าง ดังรูปที่ 3.7 และ 3.8 มีการติดล้อทั้งหมด 4 ล้อ เพื่อให้สามารถเคลื่อนย้ายได้ง่าย และสะดวกในการติดตั้งชุดทดลอง ขนาดของโครงสร้างส่วนล่างมีความสูง 120 cm กว้าง 150 cm ยาว 150 cm ส่วนโครงสร้างส่วนบนเป็นโครงเหล็กฉากเชื่อมติดกันทำมุม 18° กับแนวระดับ เพื่อให้ขนานกับตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ จึงทำให้ตัวรับรังสีอาทิตย์ได้รับแสงในแนวตั้งฉาก ส่วนบนติดตั้งด้วยโคมไฟหลอดฮาโลเจนเป็นแหล่งกำเนิดแสง ขนาดกำลังไฟฟ้า 1500 W จำนวน 15 หลอด โดยเรียงตัวเป็น 3 แถว แถวละ 5 หลอด ระบบไฟฟ้าควบคุมด้วยตัวปรับแรงดันไฟฟ้าที่ทำหน้าที่ควบคุมแรงดันไฟฟ้าซึ่งส่งผลถึงความเข้มแสงของชุดจำลองแสงอาทิตย์ ในการทดลองจะใช้ค่าแรงดันไฟฟ้าในช่วงระหว่าง 65–125 Volts โดยรูปที่ 3.9 แสดงภาพจริงของชุดจำลองแสงอาทิตย์ที่ได้สร้างขึ้น



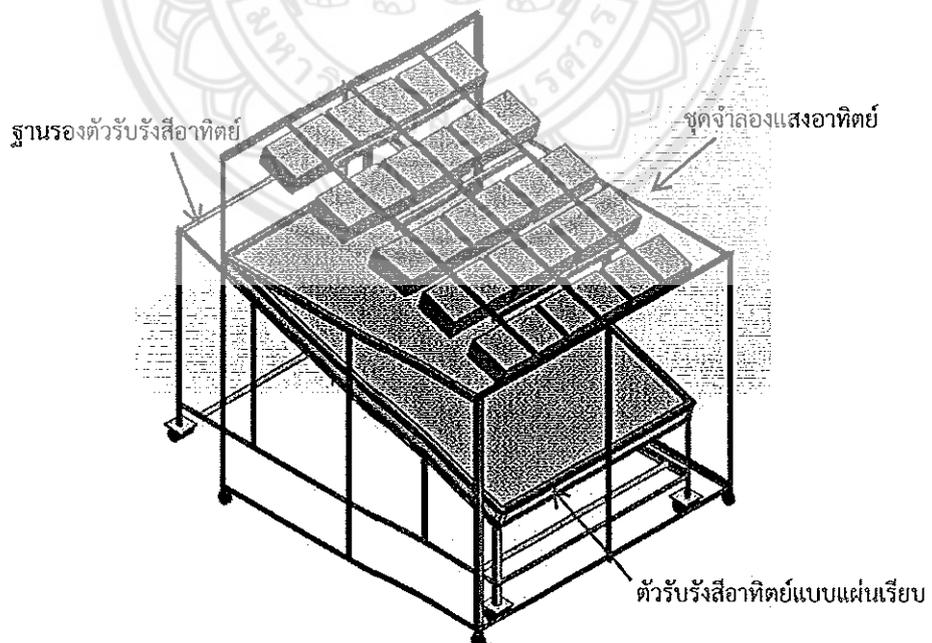
รูปที่ 3.7 แสดงภาพฉาย 2 มิติ ของชุดจำลองแสงอาทิตย์



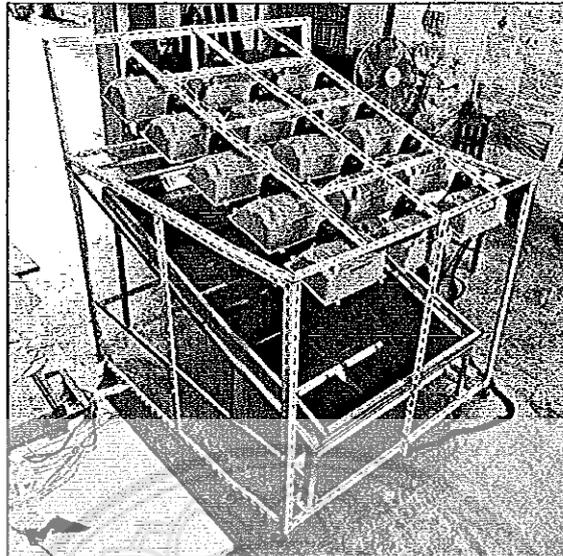
รูปที่ 3.8 แสดงภาพเขียนแบบไอโซเมตริกของชุดจำลองแสงอาทิตย์



รูปที่ 3.9 แสดงภาพจริงของชุดจำลองแสงอาทิตย์



รูปที่ 3.10 แสดงภาพเขียนแบบไอโซเมตริกของชุดทดสอบตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ



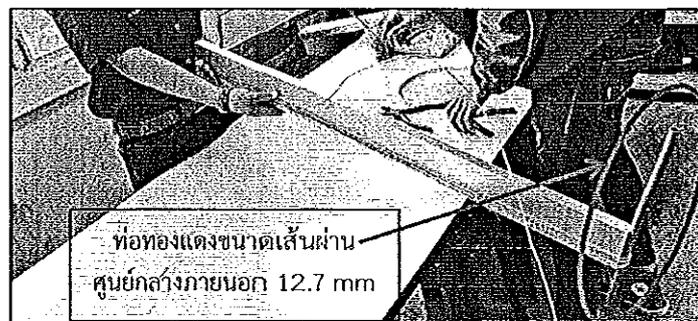
รูปที่ 3.11 แสดงภาพจริงของชุดทดสอบตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ

จากรูปที่ 3.10 และ 3.11 เป็นภาพแสดงการติดตั้งของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบบนฐานรองตัวรับรังสี และติดตั้งไว้ภายใต้ชุดจำลองแสงอาทิตย์

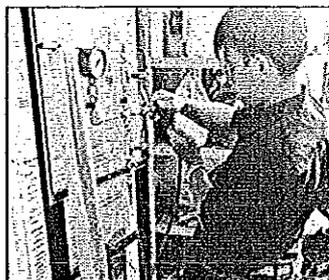
3.2 การสร้างและติดตั้งท่อความร้อนแบบส่นวงรอบในชุดทดสอบตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ

3.2.1 การสร้างท่อความร้อนแบบส่นวงรอบ

3.2.1.1 นำท่อคาปิลลารีทองแดงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 2.8 mm เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.5 mm มาขดเป็นวงรอบกล่องอลูมิเนียมด้วยจำนวนโค้งเลี้ยว 15, 20 และ 25 โค้งเลี้ยว โดยกล่องอลูมิเนียมที่ใช้มี 2 ขนาด คือ $0.0075 \times 1 \times 0.025$ m และ $0.0075 \times 1.5 \times 0.025$ m ซึ่งส่วนบนของกล่องอลูมิเนียมยึดติดกับท่อทองแดงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 12.7 mm เพื่อใช้เป็นส่วนควบแน่นในการแลกเปลี่ยนความร้อนให้กับน้ำของท่อความร้อนแบบส่นวงรอบ แสดงดังรูปที่ 3.12 .



รูปที่ 3.12 แสดงการขดท่อทองแดงให้เป็นโค้งเลี้ยวรอบกล่องอลูมิเนียม

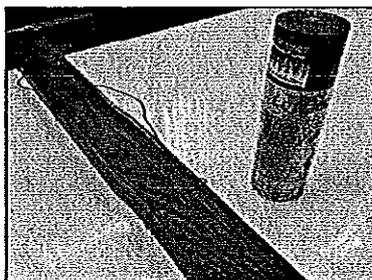


รูปที่ 3.13 แสดงการเติมสารทำงานลงในท่อความร้อน

3.2.1.2 เชื่อมปิดปลายท่อคาปิลลารีทองแดงเข้าด้วยกันให้เป็นวงรอบและเชื่อมติดกับข้อต่อที่ใช้สำหรับเติมสารทำงาน ทำการเติมสารทำงานโดยสารทำงานที่ใช้เป็นน้ำกลั่น อัตราการเติมสารทำงานจะเป็น 50% ของปริมาตรทั้งหมดภายในท่อความร้อน ก่อนการเติมสารทำงานต้องทำให้ภายในท่อทองแดงเป็นสุญญากาศโดยใช้ ปั๊มสุญญากาศ (Vacuum pump) แล้วจึงทำการเติมสารทำงาน แสดงดังรูปที่ 3.13 หลังจากนั้นจึงทำการเชื่อมปิดท่อความร้อนและตรวจสอบการทำงานของท่อความร้อนโดยใช้น้ำร้อนในการทดสอบ แสดงดังรูปที่ 3.14



รูปที่ 3.14 แสดงการตรวจสอบการทำงานของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ

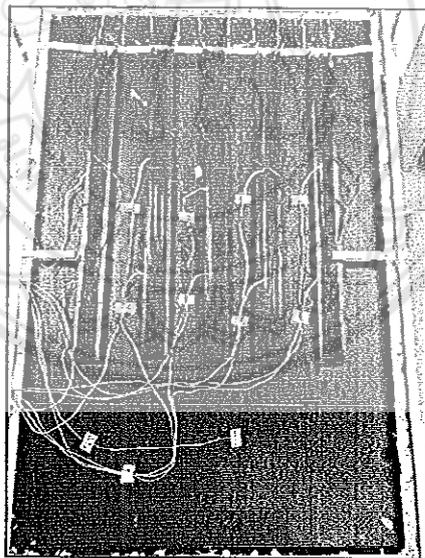


รูปที่ 3.15 แสดงท่อความร้อนที่ถูกพันด้วยสีดำชนิดทนความร้อน

3.2.1.3 นำท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ผ่านการตรวจสอบแล้วมาพันด้วยสีดำชนิดทนความร้อนเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการดูดกลืนแสง แสดงดังรูปที่ 3.15

3.2.2 การติดตั้งท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

ขั้นตอนการติดตั้งท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบเพื่อทำการทดสอบสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ แสดงดังรูปที่ 3.16 จากรูปที่ 3.16 นำท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่พันสีดำชนิดทนความร้อนมาเรียงตัวบนแผ่นดูดกลืนรังสีของตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบที่อยู่บนฐานรองตัวรับรังสี นำสายยางซิลิโคน (Silicone tube) สวมเข้ากับท่อทองแดงที่ยึดติดกับส่วนบนของท่อความร้อน เพื่อเป็นทางนำไหลผ่านเข้า-ออกในการแลกเปลี่ยนความร้อน จากนั้นทำการติดสายเทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) ชนิด K ที่จุดทางเข้า-ออกของน้ำส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ แผ่นดูดกลืน แผ่นกระจกและภายในห้อง เพื่อใช้วัดอุณหภูมิบรรยากาศ ตามตำแหน่งแสดงดังรูปที่ 3.17 เพื่อวัดค่าอุณหภูมิและส่งไปแสดงที่จอแสดงผลของเครื่องบันทึกค่าอุณหภูมิ จากนั้นนำข้อมูลที่ได้จากการทดสอบไปวิเคราะห์หาสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ



รูปที่ 3.16 แสดงการติดตั้งท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบในตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ

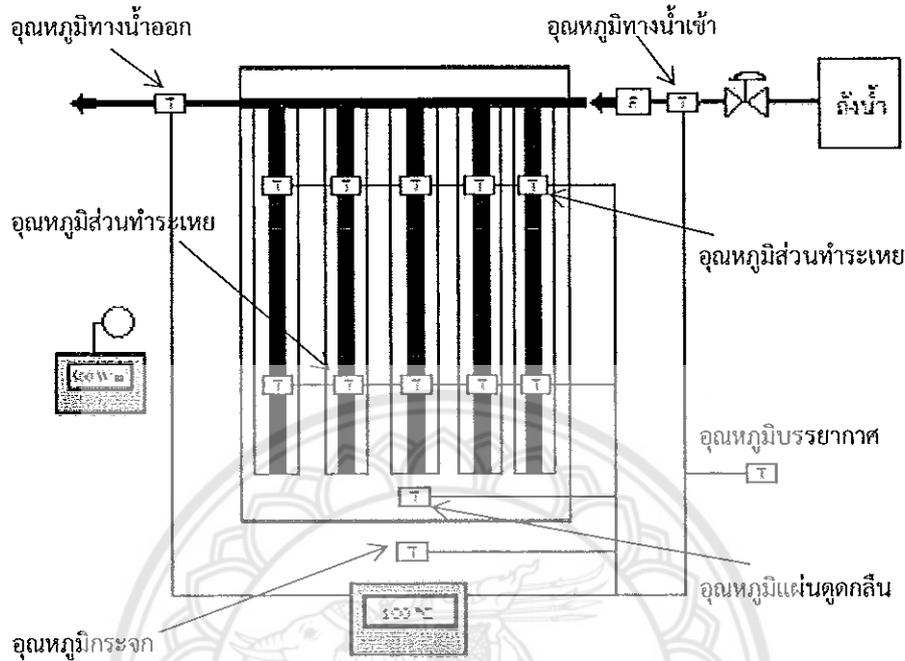
ว. ๓
๒๖๔
ปี ๒๕๒๕
๑.๕๕๑



สำนักงานเขต

30 ๓๕ ๒๕๖๕

1040612



รูปที่ 3.17 แสดงตำแหน่งการติดตั้งของสายเทอร์โมคัปเปิล

3.3 หลักการทำงานของระบบและตัวแปรในการทดสอบ

หลักการทำงานของระบบของชุดทดลองตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ต่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ เมื่อตัวรับรังสีได้รับแสงจากชุดจำลองแสงอาทิตย์จะกักเก็บความร้อนไว้ในแผ่นดูดกลืนรังสีและถ่ายเทให้แก่ท่อความร้อนที่ส่วนทำระเหย พลังงานความร้อนจะถูกส่งถ่ายจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่นโดยสารทำงานภายในท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ และความร้อนที่ส่วนควบแน่นจะถูกถ่ายเทให้กับตัวกลางที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งก็คือ น้ำ โดยน้ำจะไหลเวียนด้วยอัตราการไหลคงที่เพื่อรับความร้อนจากท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ และในการทดสอบระบบได้กำหนดตัวแปรในการทดสอบดังนี้

ตัวแปรควบคุม

- อัตราการไหลของน้ำคงที่เท่ากับ 0.4 l/min
- อุณหภูมิที่ทางเข้าของน้ำอยู่ในช่วง 28–30°C
- สารทำงานที่ใช้ คือ น้ำกลั่น เนื่องจากน้ำกลั่นมีสถานะเป็นของเหลวที่อุณหภูมิห้อง ทำให้เติมลงในท่อความร้อนได้ง่ายและไม่เป็นพิษ และอุณหภูมิการทำงานสูงสุดของการทดลองอยู่ที่ประมาณ 90°C ความดันไอการทำงานของน้ำกลั่นมีค่าประมาณ 70.2 kPa

ในท่อความร้อนได้ง่ายและไม่เป็นพิษ และอุณหภูมิการทำงานสูงสุดของการทดลองอยู่ที่ประมาณ 90°C ความดันไอการทำงานของน้ำกลั่นมีค่าประมาณ 70.2 kPa

- ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเป็น 1.5 mm เพราะขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อความร้อนที่มากที่สุดที่ทำให้ น้ำกลั่นภายในท่อความร้อนเกิดการเรียงตัวสลับกันระหว่างของเหลวกับฟองไอ ประมาณ 5.4 mm

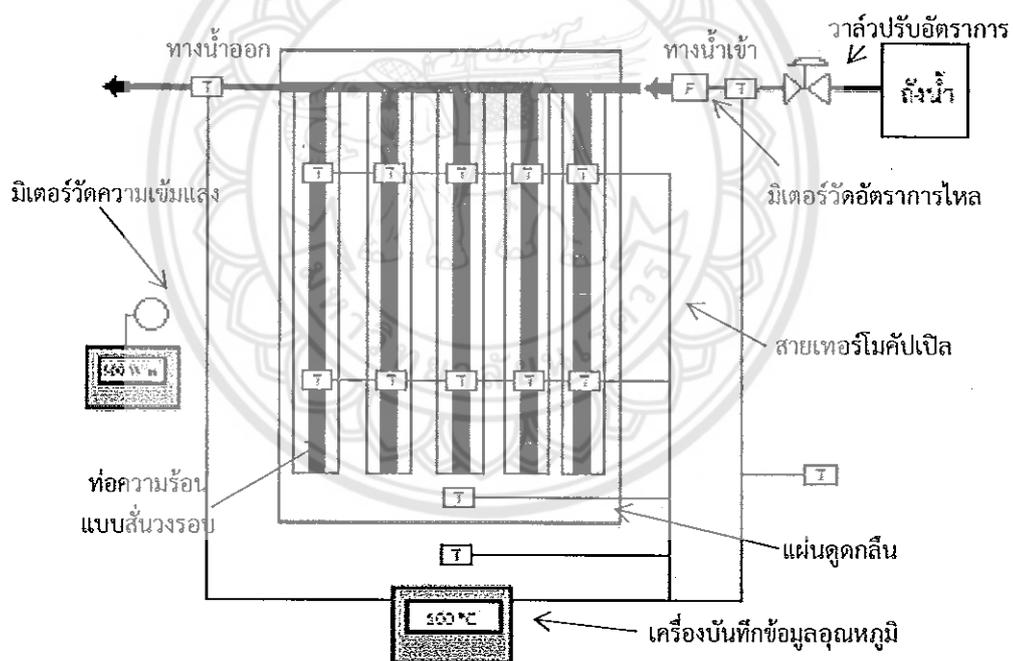
ตัวแปรต้น

- จำนวนท่อความร้อนแบบสัณวงรอบคือ 5 และ 8 ท่อ
- ท่อความร้อนแบบสัณวงรอบมีความยาวส่วนทำระเหยเท่ากับ 1 m และ 1.5 m
- ท่อความร้อนแบบสัณวงรอบมีจำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 15, 20 และ 25 โค้งเลี้ยว
- ความเข้มแสงที่ได้จากชุดกำเนิดแสงเทียมที่แรงดันไฟฟ้า 65-125 Volts จะมีค่าอยู่ในช่วง 150-600 W/m²

ตัวแปรตาม

- อุณหภูมิของน้ำร้อนขาออก
- อัตราความร้อนที่น้ำได้รับ
- ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของตัวรับรังสี

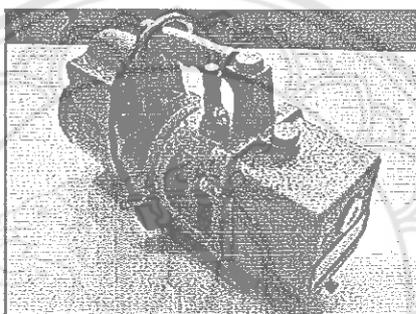
3.4 ขั้นตอนการทดลอง



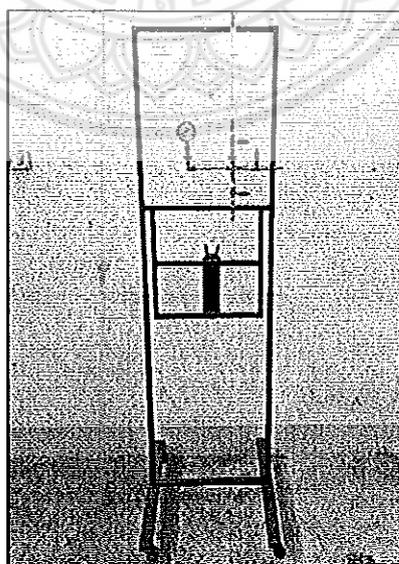
รูปที่ 3.18 แสดงแผนผังของการทดลองและอุปกรณ์ต่างๆ

- ทำการติดตั้งท่อความร้อนแบบสัณวงรอบในจำนวนที่ต้องการทดสอบลงในตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ แสดงดังรูปที่ 3.18
- ติดสายเทอร์โมคัปเปิลตามตำแหน่งที่ระบุไว้
- ปล่อน้ำเข้าสู่ระบบ โดยปรับให้มีอัตราการไหลคงที่ เท่ากับ 0.4 l/min
- จ่ายกระแสไฟเข้าสู่ระบบโดยปรับค่าแรงดันไฟฟ้าเท่ากับ 65 Volt

- บันทึกผลการทดลอง โดยบันทึกค่าอุณหภูมิ อัตราการไหล ความเข้มแสง โดยจะบันทึกค่าทุกๆ 10 นาที เป็นระยะเวลา 30 นาที
- ปิดแผงควบคุมแรงดันไฟฟ้าเพื่อให้แผงควบคุมแรงดันไฟฟ้าได้ระบายความร้อน
- ทำการทดลองซ้ำโดยปรับค่าแรงดันไฟฟ้าเท่ากับ 80, 95, 110 และ 125 Volts
- ทำการทดลองทั้งหมด 3 ซ้ำ
- นำข้อมูลที่ได้จากการทดลองไปวิเคราะห์หาอัตราการถ่ายเทความร้อน และประสิทธิภาพของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ต่อความร้อนแบบสั้นรอบ
- จากนั้นทำการทดลองโดยปรับค่าตัวแปรต่าง ๆ ให้ครบตามที่กำหนด



รูปที่ 3.19 แสดงภาพปั๊มสุญญากาศ



รูปที่ 3.20 แสดงภาพแท่นเดิมสารทำงาน

3.5 อุปกรณ์และเครื่องมือวัด

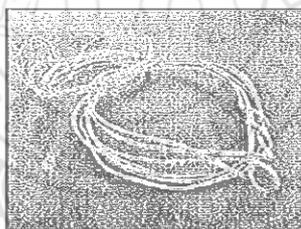
3.5.1 ชุดเติมสารทำงานเป็นอุปกรณ์ที่ใช้เติมสารทำงานเข้าสู่ท่อความร้อน ซึ่งประกอบด้วย ปั๊มสุญญากาศ (Vacuum pump) และ แท่นเติมสารทำงาน แสดงดังรูปที่ 3.19 และ 3.20 ตามลำดับ

3.5.2 เครื่องบันทึกค่าอุณหภูมิ (Data logger) ยี่ห้อ Agilent รุ่น 34972A ขนาด 40 ช่องสัญญาณ มีความแม่นยำ $\pm 0.0035^{\circ}\text{C}$ ช่วงการวัด -100°C ถึง 1200°C แสดงดังรูปที่ 3.21



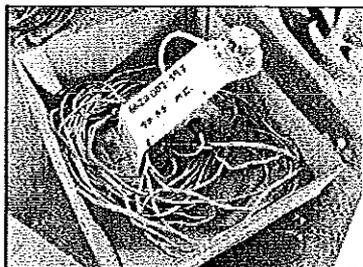
รูปที่ 3.21 เครื่องบันทึกค่าอุณหภูมิ

3.5.3 สายเทอร์โมคัปเปิล ยี่ห้อ OMEGA ชนิด K ทำจากวัสดุ Chromel-Alumel ใช้ร่วมกับเครื่องบันทึกค่าอุณหภูมิ มีช่วงการวัดอุณหภูมิ -40°C ถึง 1200°C ความแม่นยำ $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ แสดงดังรูปที่ 3.22



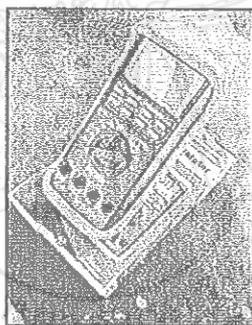
รูปที่ 3.22 สายเทอร์โมคัปเปิล

3.5.4 ไพรานอมิเตอร์ (Pyranometer) ยี่ห้อ KIPP&ZONEN รุ่น SP Lite 2 มีค่าความไวต่อแสงเท่ากับ $60-100 \mu\text{V}/\text{W}/\text{m}^2$ มีค่าความเข้มแสงสูงสุดที่วัดได้ $2000 \text{ W}/\text{m}^2$ แสดงดังรูปที่ 3.23 เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดค่าความเข้มแสงที่ทำงานร่วมกับมัลติมิเตอร์ในการวัดและแสดงค่า โดยค่าที่อ่านได้จากมัลติมิเตอร์ 1 mV จะมีค่าเทียบเท่า $10 \text{ W}/\text{m}^2$



รูปที่ 3.23 ไพรานอมิเตอร์

3.5.5 มัลติมิเตอร์ (Multimeter) ยี่ห้อ EXTECH รุ่น MM560A ประเภท : Hand Held, PC Interface ความแม่นยำ : $\pm 0.02\%$ ขอบเขตแรงดันไฟฟ้า : 500 mV to 1000 V ขอบเขตความสามารถในการประจุกระแสไฟ : 50 nF to 9999 μ F แสดงดังรูปที่ 3.24



รูปที่ 3.24 มัลติมิเตอร์

บทที่ 4

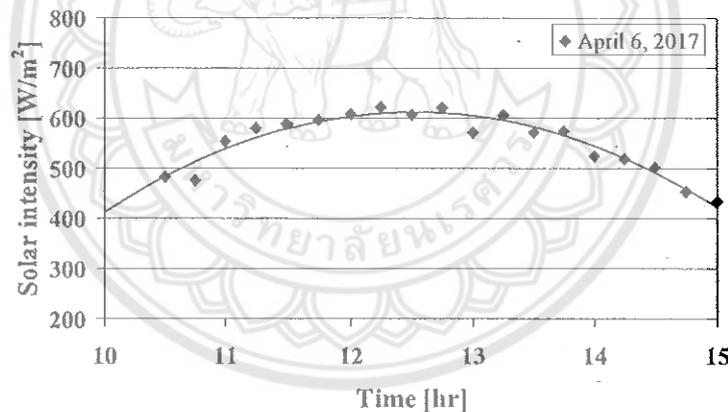
ผลการทดลองและวิเคราะห์ผลการทดลอง

4.1 การเปรียบเทียบค่าความเข้มแสงของชุดจำลองแสงอาทิตย์กับค่าความเข้มแสงอาทิตย์

4.1.1 แสงอาทิตย์

4.1.1.1 วิเคราะห์ค่าความเข้มแสงอาทิตย์

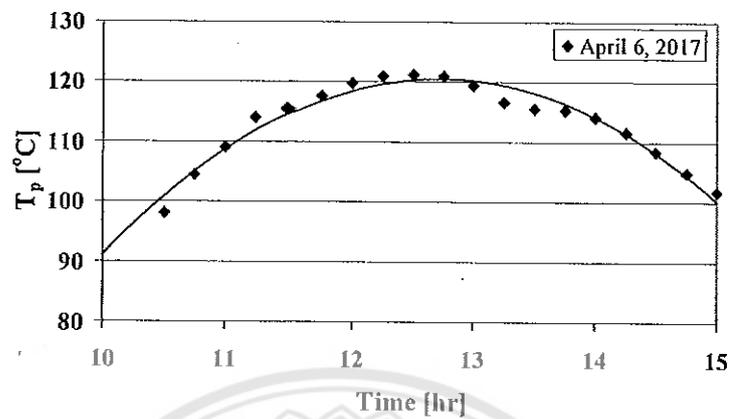
การเปรียบเทียบค่าความเข้มแสงอาทิตย์ ได้ทำในวันที่ 6 เมษายน 2560 ซึ่งทำการบันทึกค่าความเข้มแสงอาทิตย์ ตั้งแต่ช่วงเวลา 10.30 น. – 15.00 น. โดยมีการติดตั้งให้ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบแผ่นเรียบหันหน้าไปทางทิศใต้และเอียงทำมุม 18° กับแนวระดับ ดังแสดงในรูปที่ 4.1 จะเห็นได้ว่ากราฟมีลักษณะเป็นรูปประฆังคว่ำ ที่เวลา 10.30 น. จะมีค่าความเข้มแสงอาทิตย์ที่ค่อนข้างต่ำและจะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ จนถึงเวลา 12.15 น. ซึ่งจะมีค่าความเข้มแสงอาทิตย์สูงสุด คือ 622.4 W/m^2 เพราะเป็นช่วงเวลาที่ดวงอาทิตย์ตั้งฉากกับตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบแผ่นเรียบมากที่สุด หลังจากนั้นค่าความเข้มแสงอาทิตย์จะลดลงในช่วงเวลาดังแต่ 13.00 น. ไปจนถึงเวลา 15.00 น.



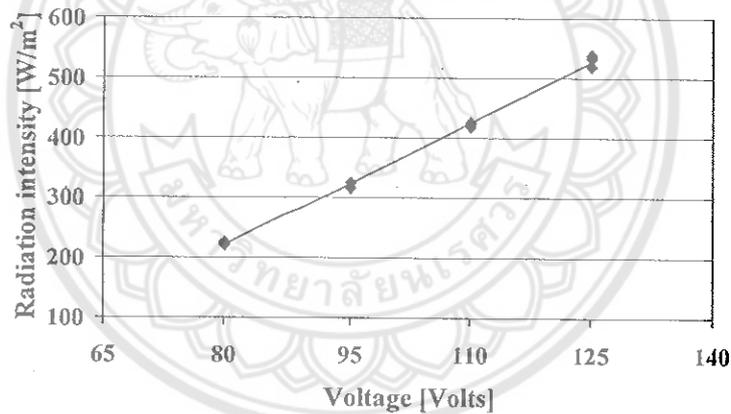
รูปที่ 4.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเข้มแสงอาทิตย์เทียบกับเวลา

4.1.1.2 วิเคราะห์ค่าอุณหภูมิแผ่นดูดกลืน

จากรูปที่ 4.2 จะเห็นได้ว่ากราฟมีลักษณะเป็นรูปประฆังคว่ำเช่นเดียวกับรูปที่ 4.1 นั้นคือ ที่เวลา 10.30 น. จะมีค่าอุณหภูมิแผ่นดูดกลืนค่อนข้างต่ำและจะเพิ่มขึ้นไปเรื่อยๆ จนถึงเวลา 12.30 น. ซึ่งจะมีค่าอุณหภูมิแผ่นดูดกลืนสูงสุด คือ 121.2°C หลังจากนั้นค่าอุณหภูมิแผ่นดูดกลืนจะเริ่มลดลงเรื่อยๆ ในช่วงเวลาดังแต่ 12.30 น. ไปจนถึงเวลา 15.00 น.



รูปที่ 4.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิแผ่นดูดกลืน (T_p) เทียบกับเวลา



รูปที่ 4.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเข้มแสงเทียบกับแรงดันไฟฟ้า

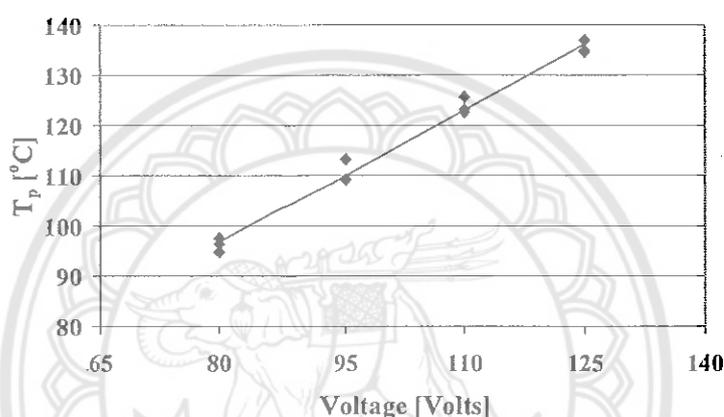
4.1.2 แสงจากชุดจำลองแสงอาทิตย์

4.1.2.1 วิเคราะห์ค่าความเข้มแสง

จากรูปที่ 4.3 จะเห็นได้ว่าค่าความเข้มแสงมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อค่าแรงดันไฟฟ้ามีค่าสูงขึ้น และมีเส้นกราฟความสัมพันธ์เป็นฟังก์ชันเส้นตรง โดยค่าแรงดันไฟฟ้าที่ 80, 95, 110 และ 125 Volts จะมีค่าความเข้มแสงประมาณ 220, 320, 420 และ 530 W/m² ตามลำดับ

4.1.2.2 วิเคราะห์ค่าอุณหภูมิแผ่นดुकกลืน

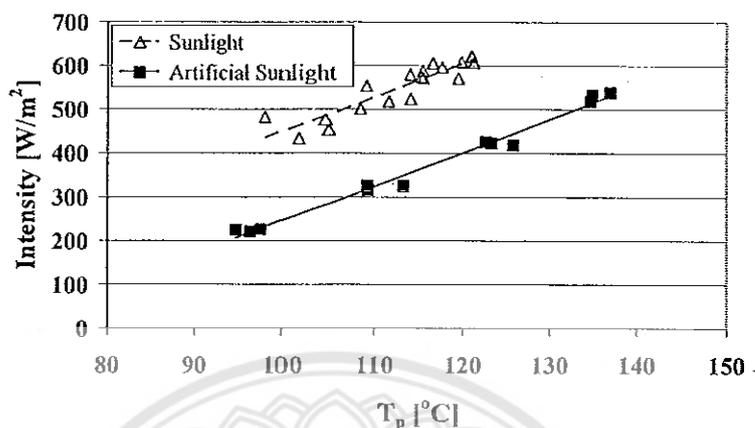
จากรูปที่ 4.4 จะเห็นได้ว่าค่าอุณหภูมิแผ่นดुकกลืนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อค่าแรงดันไฟฟ้ามีค่าสูงขึ้นและกราฟมีลักษณะเป็นเส้นตรงเช่นเดียวกับรูปที่ 4.3 โดยค่าแรงดันไฟฟ้าที่ 80, 95, 110 และ 125 Volts จะมีค่าอุณหภูมิแผ่นดुकกลืนประมาณ 95°C, 110°C, 125°C และ 135°C ตามลำดับ



รูปที่ 4.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิแผ่นดुकกลืนเทียบกับแรงดันไฟฟ้า

4.1.3 วิเคราะห์เปรียบเทียบค่าความเข้มแสงกับค่าอุณหภูมิแผ่นดुकกลืนระหว่างชุดจำลองแสงอาทิตย์กับแสงอาทิตย์จริง

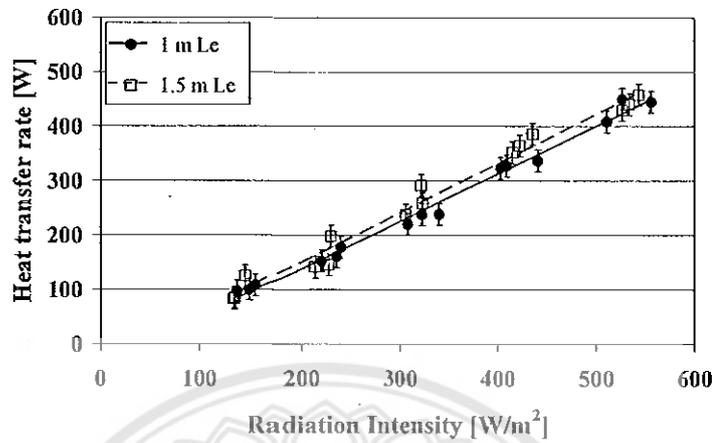
จากรูปที่ 4.5 จะเห็นได้ว่าเมื่ออุณหภูมิของแผ่นดुकกลืนมีค่าสูงขึ้นค่าความเข้มของแสงอาทิตย์จริงเทียบกับแสงอาทิตย์เทียมมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเหมือนกันแต่จะมีค่าแตกต่างกัน โดยที่ค่าอุณหภูมิแผ่นดुकกลืนค่าเดียวกันชุดจำลองแสงอาทิตย์มีค่าความเข้มแสงที่ต่ำกว่าแสงอาทิตย์จริง และความเข้มแสงมีค่าแตกต่างกันเฉลี่ยเท่ากับ 40% ดังนั้นสามารถใช้ชุดจำลองแสงอาทิตย์เพื่อทดสอบสมรรถนะของตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบที่ใช้ทำความร้อนแบบสั่นวงรอบได้ โดยจะเห็นแนวโน้มของผลกระทบของตัวแปรต่างๆ ที่ต้องการศึกษาซึ่งสามารถใช้ในการออกแบบระบบต่อไปได้



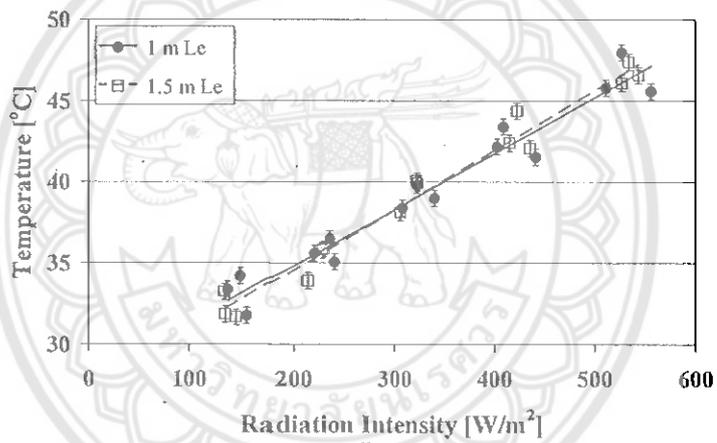
รูปที่ 4.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความเข้มแสงกับค่าอุณหภูมิแผ่นดูดกลืน

4.2 ผลกระทบของความยาวส่วนทำระเหยและความเข้มแสง

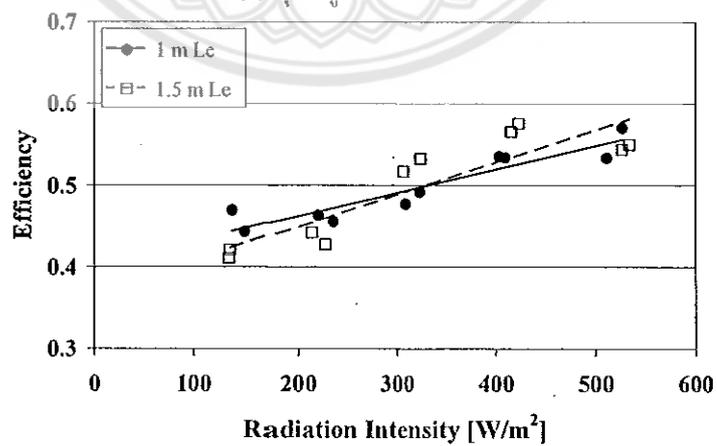
เนื่องจากจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบส่นวงรอบที่เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนดีขึ้นด้วย [24] ดังนั้นจึงเลือกตัวรับรังสีอาทิตย์ที่มีจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบส่นวงรอบต่ำสุดคือ 15 รอบ มาพิจารณาเพื่อให้เห็นผลกระทบของความยาวส่วนทำระเหยของท่อความร้อนได้อย่างชัดเจนดังรูปที่ 4.6 (ก-ค) แสดงผลกระทบของความยาวส่วนทำระเหยและค่าความเข้มแสงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบส่นวงรอบจำนวน 5 ท่อ จะเห็นว่า เมื่อค่าความเข้มแสงเพิ่มสูงขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ อุณหภูมิ น้ำ ขาออก และประสิทธิภาพตัวรับรังสีจะเพิ่มขึ้นอย่างชัดเจน โดยให้ผลไปในทางเดียวกันทั้งสองค่าของความยาวส่วนทำระเหย อย่างไรก็ตาม สำหรับความยาวส่วนทำระเหยที่ใช้ทดสอบที่ 1 m และ 2 m พบว่าความยาวส่วนทำระเหยจะมีผลต่อสมรรถนะของตัวรับรังสีค่อนข้างน้อย ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ อุณหภูมิ น้ำ ขาออก และประสิทธิภาพเชิงความร้อนของตัวรับรังสีที่มีความยาวส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบส่นวงรอบเป็น 1 m และ 1.5 m มีค่าแตกต่างกันน้อยมาก โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนจะแตกต่างกันประมาณ 6.4% อุณหภูมิ น้ำ ร้อนขาออกจะแตกต่างกันประมาณ 3.2% และประสิทธิภาพตัวรับรังสีจะแตกต่างกันประมาณ 3.6% สำหรับที่ค่าความเข้มแสงสูงสุดประมาณ 530 W/m² ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ อุณหภูมิ น้ำ ร้อนขาออก และประสิทธิภาพของตัวรับรังสีของทั้งสองความยาวส่วนทำระเหยจะมีค่าอยู่ที่ประมาณ 440 W 46.5°C และ 0.55 ตามลำดับ



(ก) อัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ

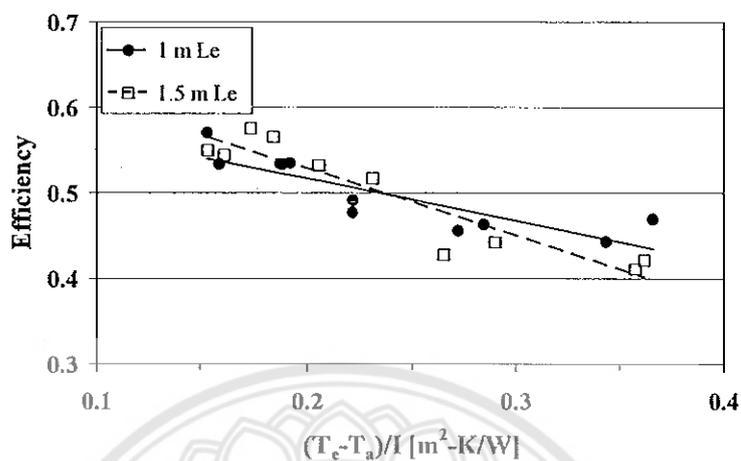


(ข) อุณหภูมิ น้ำร้อนขาออก



(ค) ประสิทธิภาพตัวรับรังสี

รูปที่ 4.6 ผลกระทบของความยาวส่วนทำระเหย (Le)



รูปที่ 4.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพตัวรับรังสี (η) และ $(T_c - T_a)/I$ ที่ Le ต่างๆ

ตารางที่ 4.1 ค่า $F_R(\tau\alpha)$ และ $F_R U_L$ สำหรับความยาวส่วนทำระเหยต่างๆ

ความยาวส่วน ทำระเหย (m)	$F_R(\tau\alpha)$	$F_R U_L$ (W/m ² -K)
1.0	0.6164	0.4951
1.5	0.6858	0.7847

รูปที่ 4.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพตัวรับรังสี (η) และ $(T_c - T_a)/I$ ได้มีการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ทำนายประสิทธิภาพเชิงความร้อนของตัวรับรังสีซึ่งจะสอดคล้องกับสมการที่ 2.5 ขึ้น นั่นคือ สำหรับความยาวส่วนทำระเหยเป็น 1 m จะมีสมการเป็น

$$\eta = 0.6164 - 0.4951 \left(\frac{T_c - T_a}{I} \right) \quad (4.1)$$

และสำหรับความยาวส่วนทำระเหยเป็น 1.5 m จะมีสมการเป็น

$$\eta = 0.6858 - 0.7847 \left(\frac{T_c - T_a}{I} \right) \quad (4.2)$$

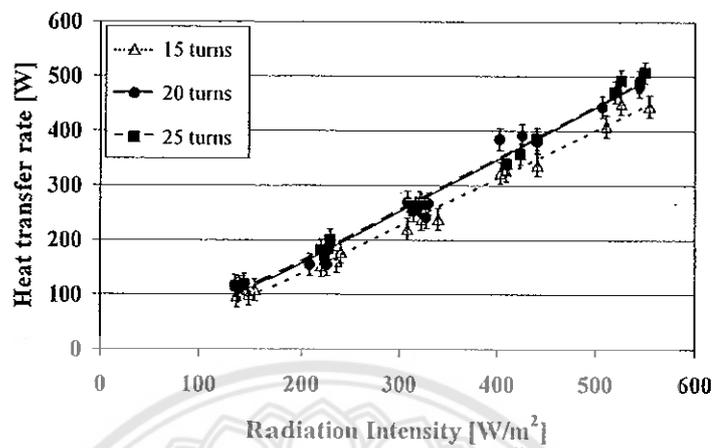
โดยประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขการถดถอยแบบเชิงเส้นกำลังสองน้อยสุด (Least-square linear regression) กับชุดข้อมูลที่เชื่อถือได้ดังแสดงในรูป และได้ค่าสัมประสิทธิ์การตัดสินใจ (R-square) ของทั้งสองสมการอยู่ที่ประมาณ 0.8 จุดตัดเส้นสมการกับแกนตั้งคือค่า $F_R(\tau\alpha)$ และความชันของเส้นสมการคือค่า $F_R U_L$ ดังสรุปในตารางที่ 4.1 ค่า $F_R(\tau\alpha)$ แสดงถึงความสามารถในการส่งผ่านและดูดซับรังสีของตัวรับรังสีและค่า $F_R U_L$ แสดงถึงสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนของตัวรับรังสี แม้ว่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนของตัวรับรังสีที่มีความยาวส่วนระเหยของท่อความร้อนเป็น 1.5 m จะสูงกว่าค่าที่ 1 m

แต่ค่าความสามารถในการส่งผ่านและดูดซับรังสีที่สูงกว่าด้วย ทำให้ประสิทธิภาพของตัวรับรังสีของทั้งสองความยาวส่วนทำระเหยมีค่าแตกต่างกันน้อยมาก

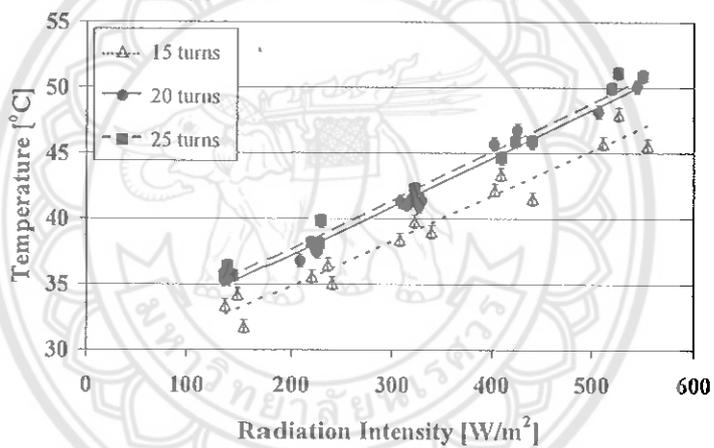
ที่เป็นเช่นนี้อาจเนื่องมาจาก แม้ว่าการเพิ่มความยาวส่วนทำระเหยของท่อความร้อนจะเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนจากแผ่นดูดซับมายังท่อความร้อน แต่ก็เป็นการเพิ่มพื้นที่ในการสูญเสียความร้อนของท่อความร้อนให้แก่ภาวะแวดล้อมเช่นเดียวกัน อีกทั้งจากงานวิจัยก่อนหน้านี้พบว่าเมื่อเพิ่มความยาวส่วนทำระเหยจะทำให้สมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบต่ำลง [24] เนื่องจากการเพิ่มการสูญเสียความดันของของไหลทำงานในการเคลื่อนที่ระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของสารทำงานเพื่อส่งถ่ายความร้อนได้ยากขึ้นด้วย

4.3 ผลกระทบของจำนวนโค้งเลี้ยว

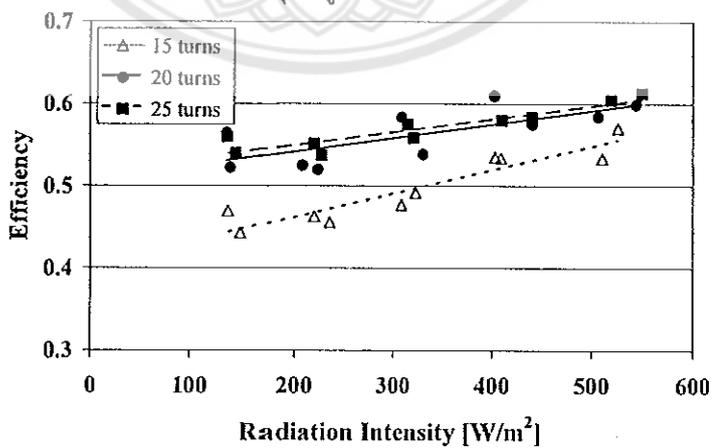
จากผลของความยาวส่วนทำระเหยในหัวข้อก่อนหน้า ในหัวข้อนี้จึงพิจารณาเฉพาะตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบซึ่งมีความยาวส่วนทำระเหยเป็น 1 m เพราะตัวรับรังสีจะมีขนาดเล็กและใช้พื้นที่ในการติดตั้งลดลง รวมทั้งสามารถลดต้นทุนการผลิตได้ โดยจำนวนท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ใช้ในตัวรับรังสียังคงเป็น 5 ท่อ ดังรูปที่ 4.8 (ก-ค) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ อุณหภูมิ น้ำ ระบายออก และประสิทธิภาพของตัวรับรังสี กับความเข้มแสง ตามลำดับ จำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบต่างๆ คือ 15 20 และ 25 รอบ พบว่า สมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบซึ่งมีจำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 15 รอบ จะมีค่าต่ำกว่าที่ 20 และ 25 รอบ อย่างเห็นได้ชัด สำหรับสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีที่มีจำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 20 และ 25 รอบ นั้นจะมีค่าใกล้เคียงกัน โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนจะแตกต่างกันประมาณ 5.5% อุณหภูมิ น้ำ ระบายออกจะแตกต่างกันประมาณ 2.5% และประสิทธิภาพตัวรับรังสีจะแตกต่างกันประมาณ 2.6% สำหรับที่ค่าความเข้มแสงสูงสุดประมาณ 530 W/m^2 ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ อุณหภูมิ น้ำ ระบายออก และประสิทธิภาพของตัวรับรังสี ณ จำนวนโค้งเลี้ยวทั้งสองจะมีค่าอยู่ที่ประมาณ 480 W 50°C และ 0.6 ตามลำดับ



(ก) อัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ

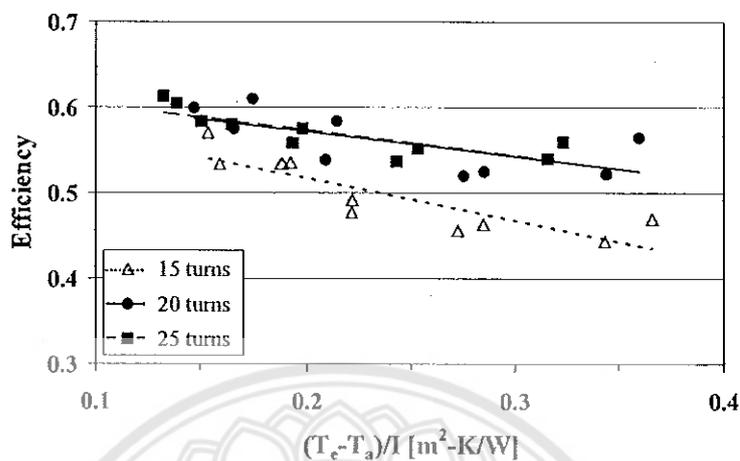


(ข) อุณหภูมิ น้ำร้อน ขาออก



(ค) ประสิทธิภาพตัวรับรังสี

รูปที่ 4.8 ผลกระทบของจำนวนโค้งเลี้ยว (Number of turns)



รูปที่ 4.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพตัวรับรังสี (η) และ $(T_c - T_a)/I$ ที่จำนวนโคงเลี้ยวต่างๆ

ตารางที่ 4.2 ค่า $F_R(\tau\alpha)$ และ $F_R U_L$ สำหรับจำนวนโคงเลี้ยวต่างๆ

จำนวนโคง เลี้ยว (รอบ)	$F_R(\tau\alpha)$	$F_R U_L$ (W/m ² - K)
15	0.6164	0.4951
20	0.6302	0.2921
25	0.6335	0.2996

รูปที่ 4.9 แสดงแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ทำนายประสิทธิภาพเชิงความร้อนของตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ ณ จำนวนโคงเลี้ยวต่างๆ นั่นคือ สำหรับจำนวนโคงเลี้ยวเป็น 15 รอบ จะเป็นสมการที่ 4.1 นั่นเอง สำหรับจำนวนโคงเลี้ยวเป็น 20 รอบ จะมีสมการเป็น

$$\eta = 0.6302 - 0.2921 \left(\frac{T_c - T_a}{I} \right) \quad (4.3)$$

และสำหรับจำนวนโคงเลี้ยวเป็น 25 รอบ จะมีสมการเป็น

$$\eta = 0.6335 - 0.2996 \left(\frac{T_c - T_a}{I} \right) \quad (4.4)$$

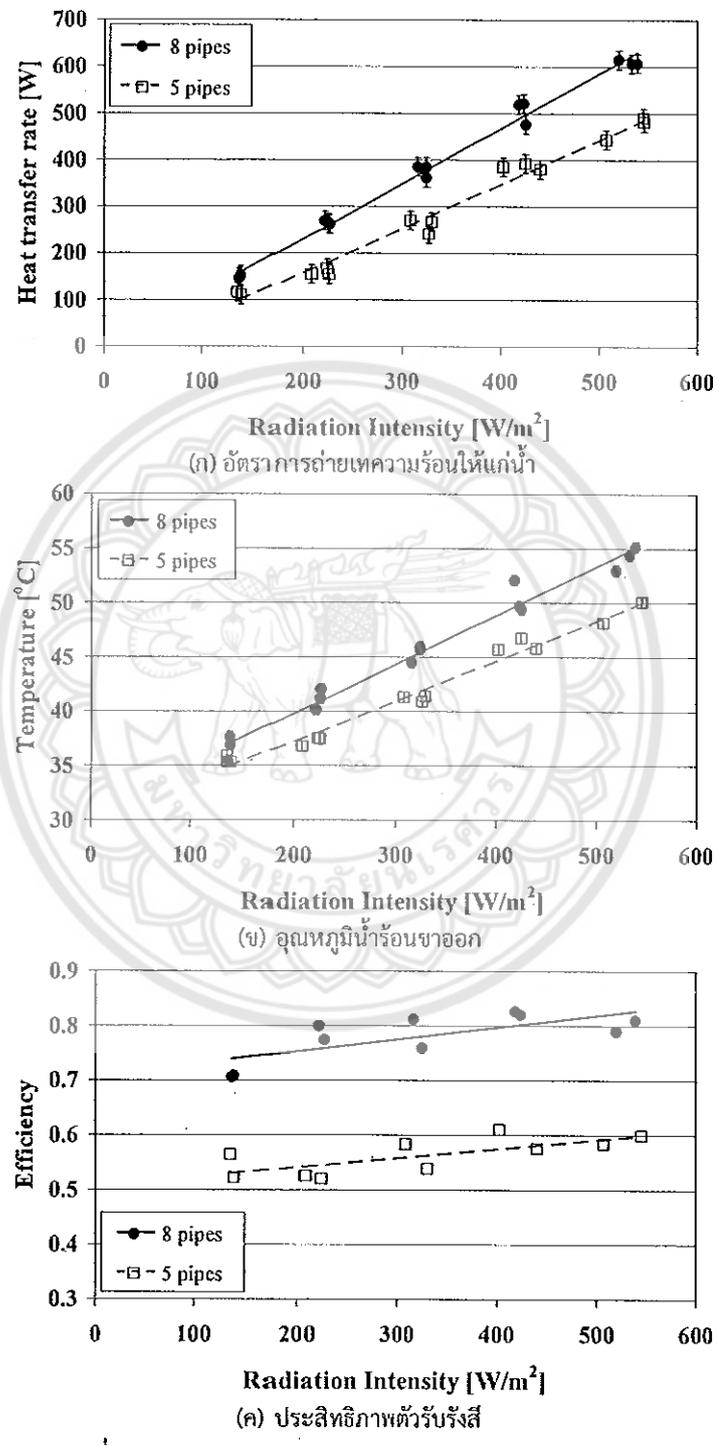
จากสมการที่ได้จะสามารถทำนายค่าความสามารถในการส่งผ่านและดูดซับรังสีของตัวรับรังสีหรือ $F_R(\tau\alpha)$ และค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนของตัวรับรังสีหรือ $F_R U_L$ สรุปลดตารางที่ 4.2 จะเห็นว่า ค่าความสามารถในการส่งผ่านและดูดซับรังสีของตัวรับรังสีที่มีจำนวนโคงเลี้ยวเป็น 15 รอบ จะมีค่าต่ำกว่าที่จำนวนโคงเลี้ยว 20 และ 25 รอบ และมีค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนที่สูงกว่าอย่างเห็นได้ชัด

ดังนั้นตัวรับรังสีที่มีจำนวนโค้งเลี้ยว 15 รอบ จึงมีสมรรถนะทางความร้อนที่ต่ำกว่าเมื่อเทียบกับอีกสองจำนวนโค้งเลี้ยวที่เหลือ สำหรับตัวรับรังสีที่มีจำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 20 และ 25 รอบนั้น จะมีค่าความสามารถในการส่งผ่านและดูดซับรังสีและค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนแทบไม่แตกต่างกัน ทำให้มีประสิทธิภาพใกล้เคียงกัน

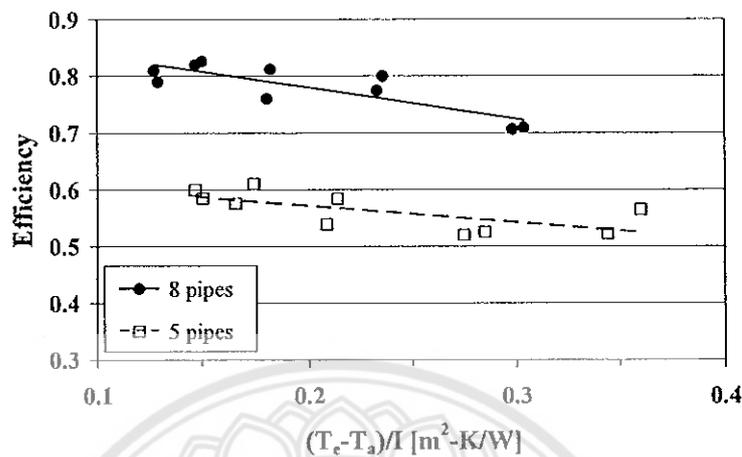
ที่เป็นเช่นนี้เพราะว่า แม้ว่าการเพิ่มจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจะสามารถเพิ่มความสามารถในการส่งถ่ายความร้อนได้ [24] เนื่องจากเป็นการเพิ่มความไม่สมดุลของความดันไอสารทำงานระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นซึ่งจะกระตุ้นให้เกิดการเคลื่อนที่ของของไหลทำงานเพื่อส่งถ่ายความร้อนได้มากขึ้น อีกทั้งเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนของส่วนทำระเหยด้วย แต่ในทางกลับกันก็เป็นการเพิ่มพื้นที่ในการสูญเสียความร้อนของท่อความร้อนให้แก่ภาวะแวดล้อมเช่นเดียวกัน ดังนั้นจึงมีจำนวนโค้งเลี้ยวที่เหมาะสมซึ่งให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่ดีที่สุดคือ 20 รอบนั่นเอง

4.4 ผลกระทบของจำนวนท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

จากหัวข้อ 4.2 และ 4.3 สามารถสรุปได้ว่าความยาวส่วนทำระเหยและจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่เหมาะสมในตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ คือ 1 m และ 20 โค้งเลี้ยว ตามลำดับ ดังนั้นในการศึกษาถึงผลกระทบของจำนวนท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ จะพิจารณาเฉพาะที่ความยาวส่วนทำระเหยและจำนวนโค้งเลี้ยวนี้เท่านั้น ดังรูปที่ 4.10 (ก-ค) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ อุณหภูมิ น้ำ ระบาย และประสิทธิภาพของตัวรับรังสี กับความเข้มแสงตามลำดับ ณ จำนวนท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบต่างๆ คือ 5 และ 8 ท่อ พบว่า ตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจำนวน 8 ท่อ จะมีสมรรถนะทางความร้อนสูงกว่าอย่างชัดเจนเมื่อเทียบกับการใช้ท่อความร้อนจำนวน 5 ท่อ โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นประมาณ 24% อุณหภูมิ น้ำ ระบาย จะเพิ่มขึ้นประมาณ 8% และประสิทธิภาพตัวรับรังสีจะเพิ่มขึ้นประมาณ 22% สำหรับที่ค่าความเข้มแสงสูงสุดประมาณ 530 W/m^2 ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ อุณหภูมิ น้ำ ระบาย และประสิทธิภาพของตัวรับรังสีที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจำนวน 8 ท่อ จะมีค่าอยู่ที่ประมาณ 610 W 54.2°C และ 0.8 ตามลำดับ



รูปที่ 4.10 ผลกระทบของจำนวนท่อความร้อนในตัวรับรังสี



รูปที่ 4.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพตัวรับรังสี (η) และ $(T_c - T_a)/I$ ที่จำนวนท่อความร้อนต่างๆ

ตารางที่ 4.3 ค่า $F_R(\tau\alpha)$ และ $F_R U_L$ สำหรับจำนวนท่อความร้อนต่างๆ

จำนวนท่อ ความร้อน (ท่อ)	$F_R(\tau\alpha)$	$F_R U_L$ (W/m ² - K)
5	0.6302	0.2921
8	0.8909	0.5534

รูปที่ 4.11 แสดงแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ทำนายประสิทธิภาพเชิงความร้อนของตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบที่มีจำนวนท่อความร้อนแบบสี่วงรอบต่างๆ นั่นคือ สำหรับจำนวนท่อความร้อนเป็น 5 ท่อจะเป็นสมการที่ 4.3 นั้นเอง และสำหรับจำนวนท่อความร้อนเป็น 8 ท่อ จะมีสมการเป็น

$$\eta = 0.8909 - 0.5534 \left(\frac{T_c - T_a}{I} \right) \quad (4.5)$$

จากสมการที่ได้จะสามารถทำนายค่าความสามารถในการส่งผ่านและดูดซับรังสีของตัวรับรังสีหรือ $F_R(\tau\alpha)$ และค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนของตัวรับรังสีหรือ $F_R U_L$ สรุปดังตารางที่ 4.3 จะเห็นว่า ค่าความสามารถในการส่งผ่านและดูดซับรังสีของตัวรับรังสีจะมีผลค่อนข้างมากต่อประสิทธิภาพของตัวรับรังสี โดยค่าความสามารถในการส่งผ่านและดูดซับรังสีของตัวรับรังสีที่มีท่อความร้อนจำนวน 8 ท่อ จะสูงกว่ากรณีที่มีท่อความร้อนจำนวน 5 ท่อ เป็นอย่างมาก และมีค่าสูงกว่าค่าที่แสดงในตารางที่ 4.1 และ 4.2 ด้วย โดยเพิ่มขึ้นประมาณ 40% จากกรณีใช้ท่อความร้อนจำนวน 5 ท่อ ดังนั้นที่ค่าความเข้มแสงสูงสุดประมาณ 530 W/m² ประสิทธิภาพเชิงความร้อนจึงเพิ่มขึ้นอย่างชัดเจนจาก 0.6 สำหรับกรณีที่ใช้ท่อความร้อน 5 ท่อ ไปเป็น 0.8 สำหรับกรณีที่ใช้ท่อความร้อน 8 ท่อ ที่เป็นเช่นนี้เพราะว่า เมื่อมีจำนวนท่อ

ความร้อนแบบสั้นวงรอบในตัวรับรังสีเพิ่มขึ้น ปริมาณความร้อนรวมที่ส่งถ่ายผ่านท่อความร้อนทั้งหมดก็จะเพิ่มขึ้นด้วย แต่ขนาดพื้นที่รับแสงของตัวรับรังสีเท่าเดิม ดังนั้นประสิทธิภาพเชิงความร้อนของตัวรับรังสีจึงเพิ่มขึ้นมาก



บทที่ 5

สรุปผลการทดลอง และข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ สรุปได้ว่า

5.1.1 สมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีจะเพิ่มขึ้นตามค่าความเข้มแสง

5.1.2 ความยาวส่วนทำระเหย จำนวนโค้งเลี้ยว และจำนวนท่อ ของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่เหมาะสมสำหรับติดตั้งในตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบคือ 1 m 20 รอบ และ 8 ท่อ ตามลำดับ โดยที่ค่าความเข้มแสงสูงสุดประมาณ 530 W/m^2 อัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ อุณหภูมิ น้ำร้อนขาออก และประสิทธิภาพเชิงความร้อนของตัวรับรังสี จะมีค่าอยู่ที่ประมาณ 610 W 54.2°C และ 0.8 ตามลำดับ

5.1.3 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เชิงการทดลองที่ใช้ทำนายประสิทธิภาพเชิงความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ โดยมีความยาวส่วนทำระเหยเท่ากับ 1 m จำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 20 รอบ และจำนวนท่อความร้อนเป็น 8 ท่อ คือ

$$\eta = 0.8909 - 0.5534 \left(\frac{T_c - T_a}{I} \right)$$

โดยมีค่าสัมประสิทธิ์การตัดสินใจเท่ากับ 0.7

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 ควรปรับปรุงชุดควบคุมแรงดันไฟฟ้าของชุดจำลองแสงอาทิตย์ให้สามารถระบายความร้อนได้ดีขึ้น เพื่อเพิ่มระยะเวลาในการทดลองให้มากขึ้น เนื่องจากเมื่อทำการทดลองเป็นเวลานานจะทำให้ชุดควบคุมแรงดันไฟฟ้ามีอุณหภูมิสูงเกินไปส่งผลให้ไม่สามารถควบคุมความเข้มแสงให้คงที่ได้

5.2.2 จากการทดลองเปรียบเทียบค่าความเข้มแสงของชุดจำลองแสงอาทิตย์กับค่าความเข้มแสงอาทิตย์จริง จะเห็นว่าชุดจำลองแสงอาทิตย์ให้ค่าความเข้มแสงน้อยกว่าแสงอาทิตย์จริงถึง 40% โดยเฉลี่ย จึงควรพัฒนาชุดจำลองแสงอาทิตย์ให้ค่าความเข้มแสงใกล้เคียงกับแสงอาทิตย์จริงมากที่สุด เช่น ลดขนาดหลอดฮาโลเจนเหลือ 1000 W เป็นต้น

บรรณานุกรม

- [1] Akachi H., Poláček 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] Anon, *Heat pipes-performance of two-phase closed thermosyphons*, Data Item No. 81038, Engineering Sciences Data Unit, London, 1981.
- [3] Arab M., Soltanieh M. and Shafii M.B., *Experimental Investigation of Extra-Long Pulsating Heat Pipe Application in Solar Water Heaters*, Experimental Thermal and Fluid Science, Elsevier Science, Vol. 42, pp. 6-15, 2012.
- [4] Azad E., *Theoretical and Experimental Investigation of Heat Pipe Solar Collector*, Experimental Thermal and Fluid Science, Elsevier Science, Vol. 32, pp. 1666-1672, 2008.
- [5] Deng Y., Zhao Y., Quan Z. and Zhu T., *Experimental Study of the Thermal Performance for the Novel Flat Plate Solar Water Heater with Micro Heat Pipe Array Absorber*, Energy Procedia, Elsevier Science, Vol. 70, pp. 41-48, 2015.
- [6] Deng Y., Zhao Y., Wang W., Quan Z., Wang L. and Yu D., *Experimental Investigation of Performance for the Novel Flat Plate Solar Collector with Micro-Channel Heat Pipe Array (MHPA-FPC)*, Applied Thermal Engineering, Elsevier Science, Vol. 54, pp. 440-449, 2013.
- [7] Esen M. and Esen H., *Experimental Investigation of a Two-Phase Closed Thermosyphon Solar Water Heater*, Solar Energy, Elsevier Science, ISSN 0038-092X, 2005.
- [8] Faghri A., *Heat Pipe Science and Technology*, ISBN: 1-56032-383-3, Taylor & Francis Inc., 1995.
- [9] He Q., Zeng S. and Wang S., *Experimental Investigation on the Efficiency of Flat-Plate Solar Collectors with Nanofluids*, Applied Thermal Engineering, Elsevier Science, Vol. 88, pp. 165-171, 2015.
- [10] <http://teenet.chiangmai.ac.th/emac/journal/2001/01/04.php>
- [11] http://www.apricus.com/html/evacuated_tubes.htm
- [12] http://www.hk-phy.org/energy/alternate/print/solarheat_phy_print_e.html
- [13] http://www.pet.ie/heating_water/heatingwater.htm
- [14] Hussein H.M.S., *Theoretical and Experimental Investigation of Wickless Heat Pipes Flat Plate Solar Collector with Cross Flow Heat Exchanger*, Energy Conversion & Management, Elsevier Science, Vol. 48, pp. 1266-1272, 2007.
- [15] Hussein H.M.S., *Transient Investigation of a Two Plate Closed Thermosyphon Flat Plate Solar Water Heater*, Energy Conversion & Management, Elsevier Science, Vol. 43, pp. 2479-2492, 2002.

[16] Hussein H.M.S., El-Ghetany H.H. and Nada S.A., *Performance of Wickless Heat Pipe Flat Plate Solar Collectors Having Different Pipes Cross Sections Geometries and Filling ratios*, Energy Conversion & Management, Elsevier Science, Vol. 47, pp. 1539-1549, 2006.

[17] Maezawa S., Gi K, Minamisawa A. and Akachi H., *Thermal Performance of Capillary Tube Thermosyphon*, Proc 9th Int. Heat Pipe Conf, Albuquerque, USA, 1995.

[18] Morrison G.L., Budihardjo I. and Behnia M., *Water-In-Glass Evacuated Tube Solar Water Heaters*, Solar Energy, Elsevier Science, Vol. 76, pp. 135-140, 2004.

[19] Nada S.A., El-Ghetany H.H. and Hussein H.M.S., *Performance of a Two-Phase Closed Thermosyphon Solar Collector with a Shell and Tube Heat Exchanger*, Applied Thermal Engineering, Elsevier Science, Vol. 24, pp. 1959-1968, 2004.

[20] Rittidech S. and Wannapakne S., *Experimental Study of the Performance of a Solar Collector by Closed-End Oscillating Heat Pipe (CEOHP)*, Applied Thermal Engineering, Elsevier Science, Vol. 27, pp. 1978-1985, 2007.

[21] Tse K.K. and Chow T.T., *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, Elsevier Science, Vol. 114, pp. 114-133, 2015.

[22] Wei L., Yuan D., Tang D. and Wu B., *A Study on a Flat-Plate Type of Solar Heat Collector with an Integrated Heat Pipe*, Solar Energy, Elsevier Science, Vol. 97, pp. 19-25, 2013.

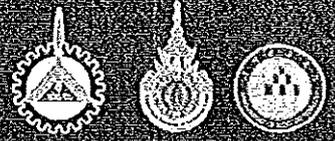
[23] จงจิตร หิรัญลาภ, *กระบวนการพลังงานแสงอาทิตย์ในรูปความร้อน (Solar Energy Thermal Processes)*, สายวิชาเทคโนโลยีพลังงาน คณะพลังงานและวัสดุ: มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, 2541.

[24] ปิยะนันท์ เจริญสุวรรณ, *เทคโนโลยีท่อความร้อน (Heat Pipe Technologies)*, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร, 2555.



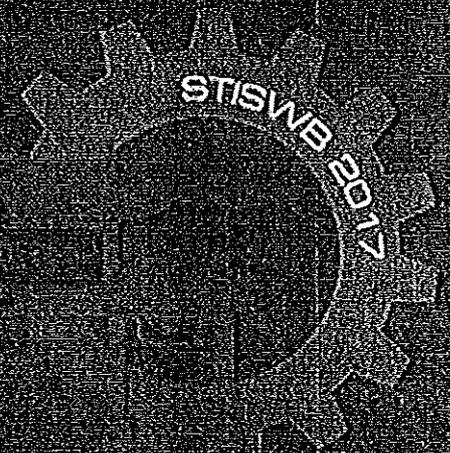
ภาคผนวก ก
บทความวิจัยที่นำเสนอในการประชุมวิชาการระดับนานาชาติ
ที่มีการตีพิมพ์บทความบน Proceedings

“Tanagorn Tangkor, Thiwakorn Kachan, Weerachai Keawchaiya, Nopparat Seehawong, Patomsok Wilaipon and Piyanun Charoensawan, Effect of Evaporator Length on Thermal Efficiency of Flat Plate Solar Collector with CLOHPs, in Proc. 9th International Conference on Sciences, Technology and Innovation for Sustainable Well-Being, Kunming University of Sciences and Technology, China, pp. 205-208, 2017”



Proceeding

The 9th International Conference on Science,
Technology and Innovation for Sustainable Well-Being
STISWB 2017



THE GATEWAY to I-RESEARCH
Kunming University of Science and Technology,
Kunming, China, on 26 - 28 June 2017

The 9th International Conference on Science, Technology and Innovation for Sustainable Well-Being 2017

(STISWB 2017)

Organized by:



Faculty of Engineering
Rajamangala University of Technology Lanna, Thailand

Co-organized;

- Kunming University of Science and Technology (KUST), China
- Faculty of Engineering and Industrial Technology, Sanam Chandra Palace Campus, Silpakorn University, Nakhon Pathom, Thailand
- Faculty of Engineering, Mahasarakham University, Thailand
- Faculty of Engineering, Chiang Mai University, Thailand
- Faculty of Industrial Technology and Management, King Mongkut's University of Technology North Bangkok, Prachinburi Campus, Thailand
- Faculty of Engineering and Agro-Industry, Maejo University, Thailand
- Graduated School, Mahasarakham University, Thailand
- Faculty of Engineering, Rajamangala University of Technology Isan, Khonkean Campus, Thailand
- Rambhai Barni Rajabhat University, Thailand
- Faculty of Engineering, Rajamangala University of Technology Phra Nakhon, Thailand
- Faculty of Industrial Technology, Rajabhat Rajanagarindra University, Thailand

About STISWB 2017

The International Conference on Science, Technology and Innovation for Sustainable Well-Being (STISWB) is one of major international conferences organized by Thai University Network. The conference brings together researchers and engineers who work in the related engineering fields.

The conference aims at providing a virtual international forum for presentation and discussion of the state-of-the-art research and development as well as to give opportunities for cooperation among participants in various sub-disciplines of engineering, science and technology, education and other related fields. The conference also aims to bring together the knowledge of different fields so as to put forward the existing science, technology and innovation into practice in order to ultimately create sustainable well-being to humankind.

The Faculty of Engineering, Rajamangala University of Technology Lanna, is pleased to host the STISWB2017. The conference will be held at the Kunming University of Science and Technology, Kunming, China, on 26 – 28 June 2017. Participants are invited to submit articles in related topics and to attend the conference.

The Previous STISWB Conference:

	Date	Venue	Organize
STISWB I	July 23-24, 2009	Khon Kaen, Thailand	MSU, Thailand KKU, Thailand UBU, Thailand SUT, Thailand
STISWB II	Aug 12-15, 2010	Quang Binh University, Vietnam	MSU, Thailand QBU, Vietnam
STISWB III	Aug 12-15, 2011	The University of Danang, Vietnam	SU, Thailand UD, Vietnam
STISWB IV	Aug 10-12, 2012	Pattaya, Thailand	KMUTNB, Thailand
STISWB V	Sep 4-6, 2013	Luangprabang, Laos	MSU, Thailand NUOL, Laos Souphanouvong University, Laos
STISWB VI	Aug 28-30, 2014	Siem Reap, Kingdom of Cambodia	RMUTI, Khonkean Campus, Thailand
STISWBVII	July 30 - Aug 2, 2015	Nakhon Pathom, Thailand	SU, Thailand
STISWB VIII	June 15-17, 2016	Yangon, Myanmar	SU, Thailand

Committee & Advisory Board

International Organizing Committee

- 1) **Prof. Dr. Afshin J. Ghajar**
School of Mechanical and Aerospace Engineering, Oklahoma State University, USA
- 2) **Prof. Dr. Aliakbar Akbarzadeh**
School of Aerospace, Mechanical and Manufacturing Engineering, RMIT University, Australia
- 3) **Prof. Dr. R. B. Dobson**
Department of Mechanical Engineering, University of Stellenbosch, South Africa
- 4) **Prof. Dr. Masahide Murakami**
Institute of Engineering Mechanics and Systems, University of Tsukuba, Japan
- 5) **Prof. Dr. Heiko Gerhauser**
Energy Research Centre of the Netherlands (ECN), Netherlands
- 6) **Prof. Dr. Le Kim Hung**
Danang University of Technology, Vietnam
- 7) **Assoc. Prof. Dr. Nguyen Huynh**
Phan Quang Binh University, Viet Nam
- 8) **Prof. Dr. Le Thi Hoai Thu**
Quang Binh University, Vietna
- 9) **Dr. Bui Khac Son**
Quang Binh University, Viet Nam
- 10) **Assoc. Prof. Dr. John Morris**
University of Auckland, New Zealand
- 11) **Prof. Dr. Yulong Ding**
School of Chemical Engineering, University of Birmingham, UK
- 12) **Prof. Dr. Yun-Hwa P Hsieh**
Florida State University, USA
- 13) **Prof. Dr. Hideaki Imura**
Kumamoto University, Japan



14) **Prof. Dr. Joon Hong Boo**
Hankuk Aviation University, Korea

15) **Assoc. Prof. Dr. Buddhi Lamsal**
Iowa state university, USA

16) **Prof. Dr. Pradit Terdtoon**
Mahasarakham University, Thailand

17) **Prof. Dr. Wu Xing**
Kunming University of Science and Technology, China

18) **Prof. Dr. Sang Yong Lee**
Korea Advanced Institute of Science and Technology, Korea

19) **Assoc. Prof. Dr. Nguyen Truong Thinkh**
Ho Chi Minh city University of Technology and Education, Viet Nam

20) **Prof. Dr. Akihiro Nakanou**
National Institute of Advanced Industrial Science and Technology, Japan

21) **Prof. Dr. Nobuhiro Kimura**
Cryogenics Science Center, High Energy Accelerator Research Organization, Japan

22) **Prof. Dr. Elisa Konofagou**
Columbia University, USA

23) **Prof. Dr. Hirotaka Nakai**
Accelerator Laboratory, High Energy Accelerator Research Organization, Japan

24) **Assoc. Prof. Dr. Chao, Chun-Tang**
Southern Taiwan University of Science and Technology, Taiwan

25) **Asst. Prof. Dr. See Aaron Raymond Ang**
Southern Taiwan University of Science and Technology, Taiwan

26) **Prof. Dr. Kazuya Seo**
Faculty of Education, Yamagata University, Japan

27) **Dr. Noel Kristian**
Singapore Polytechnic, Singapore



Local Organization Committee

- 1) **Assoc. Prof. Dr. Anongrit Kangrang**
Mahasarakham University, Thailand
- 2) **Asst. Prof. Dr. Nitipong Soponpongpipat**
Silpakorn University, Thailand
- 3) **Asst. Prof. Dr. Krisadakorn Buddachan**
King Mongkut's University of Technology North Bangkok, Thailand
- 4) **Assoc. Prof. Dr. Phrut Sakulchangsattajai**
Chiang Mai University, Thailand
- 5) **Dr. Narong Srihajong**
Rajamangala University of Technology Isan, Thailand
- 6) **Dr. Narin Koolnapadol**
Rajabhat Rajanagarindra University, Thailand
- 7) **Asst. Prof. Dr. Numpon Panyoyai**
Maejo University, Thailand
- 8) **Asst. Prof. Dr. Wirote Ritthong**
Rajamangala University of Technology Phra Nakhon, Thailand
- 9) **Asst. Prof. Dr. Yanyong Inmuong**
Mahasarakham University, Thailand
- 10) **Asst. Prof. Dr. Pracha Yeunyongkul**
Rajamangala University of Technology Lanna, Thailand



Host Committee

1) **Dr. Kitchar Chitanu**
Conference Chair

2) **Prof. Huang Yayu**
Conference Co-Chair

3) **Dr. Nuttarut Panananda**
Conference Secretary

4) **Asst. Prof. Dr. Parkpoom Jarupoom**
Conference Editor

5) **Mr. Zhang Minghu**
Conference Coordinator



Paper No.	Title	Page
ENG003	Simulation and Analysis of Blade Micro Water Turbine Using Stress Analysis in Autodesk Inventor Professional Version 2014 <i>Werayoot Lahamornchaiyakul, Kamonsak Rutanawong, Amnouv Kamboon, Paiboon Souphant, Prataeb Proomseenong and kantaphon Lonphan</i>	1
ENG004	Fuel Consumption Monitoring System Using Control Signal and Characteristic Correlations of Fuel Injector <i>N. Kammuang-lue, J. Boonjun</i>	8
ENG010	Bananas Dryer Performance with a Developed Hot Air Dryer Using Waste Heat from Charcoal Production Process <i>P. Chunkaew, A. Tavata, A. Khadwilard, Y. Sriudom</i>	18
ENG012	Frequency synthesizer with embedded system for FM exciter radio broadcasting <i>N. Panitjaroen, A. Panitjaroen</i>	22
ENG013	Video Conferencing System <i>A. Panitjaroen, N. Panitjaroen</i>	27
ENG017	Solving Traveling Transportation Problems in Thailand by Cuckoo Search <i>S. Suwannarongsri, D. Puangdownreong</i>	32
ENG018	Analytical Design of PID+Q Controller for BLDC Motor Speed Control System <i>D. Puangdownreong, S. Hlungnamtip, C. Thammarat</i>	37
ENG019	Application of Flower Pollination Algorithm to PID Controller Design for Three-Tank Liquid-Level Control System <i>C. Thammarat, A. Nawikavatan, D. Puangdownreong</i>	42
ENG020	Multiobjective PID Controller Design for Three-Phase Induction Motor Speed Control by Cuckoo Search <i>A. Nawikavatan, C. Thammarat, D. Puangdownreong</i>	47
ENG021	Obtaining Optimal PID Controller for DC Motor Speed Control System via Flower Pollination Algorithm <i>S. Hlungnamtip, C. Thammarat, D. Puangdownreong</i>	52
ENG001	Feasibility Study of Water Turbidity Measurement Using the Laser Light Beam <i>C. Boontasri, W. Ponglangka</i>	57
ENG002	Prototype of Low Cost Digital Modulator-An Education <i>W. Ponglangka, C. Boontasri</i>	63
ENG022	Exposure Levels of Formaldehyde in Gross Anatomy Laboratory <i>M. Ongwandee, K. Homwuthiwong, K. Nameepol, A. Panthapol, S. Hongsiri</i>	70
ENG023	A Window Comparator Circuit with Digital Switching Levels <i>C. Summatta, S. Deeon</i>	74
ENG024	Cooking Properties of Khao Dok Mali 105 Rice as Affected by Infrared Heating Conditions <i>L. Wiset, P. Ruksanook, W. Duangkhamchan</i>	79
ENG025	Egg Frying Machine <i>S. Saengswarn</i>	84
ENG027	Simulation of Gasification from Corn cob by Using Thermal Equilibrium Model <i>T. Khamdaeng, S. Tantikul, N. Panyoyai, T. Wongsiriamnuay</i>	88
ENG028	Effects of Strontium on Microstructure and Mechanical Properties of Aluminum Alloy Grades ADC10 <i>K. Supatthana, J. Hirunyagird, Y. Srilama</i>	93
ENG029	Simulation of molasses cooling using copper thermosyphon heat pipe heat exchanger <i>T. Khamdaeng, T. Wongsiriamnuay, N. Narkprasom, P. klinkajorn, P. Watcharadumrongsak, S. Pokgaew, N. Panyoyai</i>	97
ENG030	The effects of exhaust gas temperature on 5-stroke engine performance <i>Nawee Nuntapap, Jatsada Saikhao, Tawatchai Kareo, Nawapong Banboo, Suthipong Wangkitphaiboo, Ronachart Munsin and Nattaporn Chaiyat</i>	104
ENG031	Assessing the Impacts of Man-made Obstructions Arrangement and Shapes Mixing on the Flow Characteristics in Open Channel <i>Haris Prasanchum, Sacha Sethaputra, Natsarut Tanakwang, Natthasad Sonpeng and Piyarat Utum</i>	110
ENG032	Design and Implementing an Automatic Water Pump Controlling System for High Hill Berry Farm using Economic Cost 8-Bit Microcontroller (Arduino UNO R3): Case Study Mae-Charim Berry Farm, NAN, Thailand <i>C. Karnjanapiboonl A. Buasre P. Piyarungsan</i>	115

ENG034	Parametric Sensitivity Analysis of Thermal Performance for Grooved-Sintered Wick Heat Pipes <i>T. Naemsai, P. Sakulchangsatjatai, N. Kammuang-lue, P. Terdtoon</i>	119
ENG036	Automatic Power Factor Correction using micro-processor based <i>N. Powichai, P. Khamteera, S. Nuntee, K. Emsaad, D. PongPhab</i>	124
ENG037	Effect of Carbon Balance on Variation of Hardness and Microstructure of Heat-treated Semi-multi-alloyed White Cast Iron <i>P. Siphakdee, S. Inthidech, Y. Matsubara</i>	129
ENG038	The effect of magnesium on the microstructure and mechanical properties of ductile cast iron <i>K. Runraksa, C. Moonta, A. Moonraksa, N. Sutthi</i>	134
ENG040	Current Mode Universal Biquadratic Filter and Quadrature Oscillator Using OTA and MO-CDTA <i>S. Hongprasit</i>	138
ENG041	Biodiesel Production Using Solar Panel Combined with A Closed- loop Oscillating Heat Pipe <i>S. Charmingkolpradit, S. Tundee, N. Srihajong, N. Kammuang-Lue, D. Khumoh</i>	144
ENG043	An automatic irrigation system for longans (Dimocarpus longan Lour.) cultivation based on determination of available soil moisture capacity <i>T. Wongsiriamuey, N. Panyoyai, N. Dusadee, C. Kanjanaphachot</i>	148
ENG044	Determining Geometry of Growing Cracks <i>P.K. Konda, J. Morris, K. Chaimoon, S. Homwuttiwong, M. Puapitthayadhorn</i>	153
ENG045	Design and Development of the Vertical Spiral Water Wheel Pump for Sustainable Living <i>S. Daowiangkan, N. Panananda</i>	157
ENG050	A Study Producing Brass by Reusing Dust Furnace with Cementation Technique <i>I. Sittanadol, S. Rassamipat</i>	163
ENG051	Exergy Analysis of Heat Pump Ginger Dryer with Nitrogen <i>N. Poomsa-ad, L. Wiset, N. Seanmeema, K. Chapchaimoh</i>	167
ENG052	Harmony Search Algorithm with Genetic Operators for the Finite Capacity Scheduling of Complex Products <i>A. Khadwilard, P. Chunkaew, Y. Sriudom</i>	171
ENG053	Experimental Investigation of Closed Loop Oscillating Heat Pipe at Startup Condition <i>S. Promdan, P. Sakulchangsatjatai, N. Kammuang-lue, P. Yeunyongkul, P. Terdtoon</i>	175
ENG054	Object Tracking by GPS system <i>P. Thananchai</i>	180
ENG055	A study on the human skeleton tracking camera to control robot arm via the internet <i>S. Uthayotha</i>	184
ENG060	Visually Tracking Occluded Objects <i>C. Meng, J. Morris</i>	187
ENG061	Effect of Bending on Heat Transfer Performance of Cryogenic Sintered-wick Heat Pipe <i>N.Sangpab, N. Kimura, P. Terdtoon, P. Sakulchangsatjatai, N. Kammuang-lue, M. Murakami</i>	192
ENG062	Comparison of Wind Turbine Generator from Hot Air Split Type Air Conditioner <i>B. Wanggon, A. Kumboon, M. Fakhong, V. Jittham, P. Promseenon</i>	197
ENG063	A Sustainable Zero-Electricity Cooler <i>K. Rongchai, A. Srion, W. Sithikarn</i>	201
ENG064	Effect of Evaporator Length on Thermal Efficiency of Flat Plate Solar Collector with CLOHPs <i>T. Tangkor, T. Kachan, W. Keawchaiya, N. Seehawong, P. Wilaipon, P. Charoensawan</i>	205
ENG065	Implementation of the Inter-IC Sound (I2S) bus on FPGA <i>A. Charoenmee, V. Chamnanphai</i>	209
ENG067	Quality Predicting of Rice Bran Oil from Raw Rice Bran using FT NIRs <i>Panuwat Supprung, Prasit Sopa and Chancherdchai Sanggadegit</i>	214

Effect of Evaporator Length on Thermal Efficiency of Flat Plate Solar Collector with CLOHPs

Tanagorn Tangkor, Thiwakorn Kachan, Weerachai Keawchaiya, Nopparat Seehawong,
Patomsok Wilaipon and Piyanun Charoensawan*

*Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Naresuan University, Phitsamulok,
65000 Thailand*

*corresponding author; e-mail: piyanunc@nu.ac.th

Abstract

An application of the closed-loop oscillating heat pipe (CLOHP) on the flat plate solar collector was experimentally studied. The effect of the evaporator length on the thermal efficiency of solar collector was investigated. The collector plate was $1 \times 1.5 \text{ m}^2$ in size and consisted of five parallel CLOHP. Each CLOHP was made of a copper capillary tube with 1.5 mm inside diameter and 2.8 mm outside diameter. The number of meandering turns was 15 and the distilled water was used as the working fluid with 50% filling ratio of total internal tube volume. The evaporator lengths were 1 and 1.5 m. The flat plate solar collector with CLOHPs was test under the solar simulator. The halogen lamps were used to simulate solar energy. The radiation intensity of solar simulator was able to be adjusted by the voltage regulator. The heat was transferred from the absorber plate to the evaporator part of heat pipe. Then heat was removed from the condenser part of heat pipe to the tap water that flowing through the copper tube wrapped by this section. The thermal performance of flat plate solar collector with CLOHPs improved with the radiation intensity of solar simulator. The thermal efficiencies of flat solar collector with CLOHPs for both evaporator lengths are insignificantly different and their values are about 0.55 at the maximum radiation intensity of 520 W/m^2 . In order to reduce the scale of the flat plate solar collector and make it more economical, the flat plate solar collector with the short evaporator length of CLOHP is interesting.

Keywords: closed-loop oscillating heat pipe, evaporator length, flat plate solar collector, thermal efficiency.

1. Introduction

The thermal performance of flat plate solar collector with a heat pipe has been continuously developed. The evaporator part of heat pipe is placed in the collector. The heat, which is collected in the absorber plate, is transferred by the phase-change working fluid in the heat pipe and it is removed at the condenser part of heat pipe. In the majority of previous researches, two main types of heat pipe, i.e. the two-phase closed thermosyphon and the heat pipe with wick structure, were applied in the flat plate collector. However, an closed-loop oscillating heat pipe (CLOHP), which is one type of heat pipe and has several advantages, was rarely investigated. Arab et al. ^[1] developed a thermosyphon solar water heater which was combined with two CLOHPs.

CLOHP was used as the auxiliary heat transport device to enhance the rate of heat gain of water in tank. Because there is not only the piping system of natural circulation of hot water but also the capillary tubes of CLOHP were embedded in the collector, the design of the flat plate solar collector was complicated. The flat plate solar collector with using only CLOHP as the heat transfer device was studied by Hudakorn and Terdtoon ^[2]. Five CLOHPs with 1 mm ID, 0.17 m condenser length, 1 m evaporator length and 15 turns were placed in the collector with $2 \times 1 \text{ m}^2$ in size. R134a was used as the working fluid with 50% filling ratio of total internal tube volume. The thermal efficiency improved with increasing the flow rate of air that was flowing through the condenser section. An application of CLOHP in the solar desalination system was proposed by Kargar Sharif Abed et al. ^[3]. The

CLOHP with 2 mm ID, 0.4 m condenser length, 1 m evaporator length and 24 turns was partially filled by distilled water. The collector was 0.5×1 m² in size. A remarkable increase in the rate of desalinated water production was shown. The flat plate solar collector with CLOHP that was illuminated by the solar simulator was studied by Nguyen et al. [4]. The halogen lamps were used to simulate solar energy. The CLOHP had 2 mm ID and 8 turns. The effects of working-fluid filling ratio and cooling-water flow rate on the collector performance were found.

From all the mentioned works, the effect of evaporator length on the thermal efficiency of flat plate solar collector with CLOHP was absent and it will be experimentally investigate in this research.

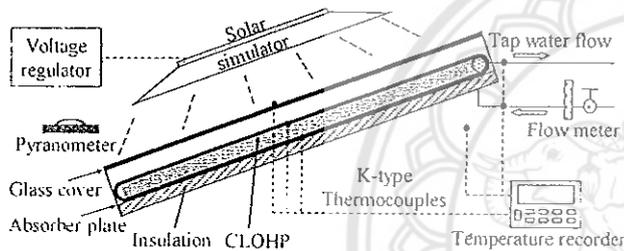


Figure 1. Details of experimental setup.

2. Experimental Setup and Procedure

The experimental setup as shown in Fig. 1 consisted of the flat plate solar collector with CLOHP, the solar simulator connected to a voltage regulator, a pyranometer connected to a multimeter, K-type thermocouples connected to a temperature recorder and a flow meter. The collector was 1×1.5 m² in size and it was comprised of a glass cover, five CLOHPs, an absorber plate and an insulation layer. Each CLOHP was made of a copper capillary tube with 1.5 mm ID and 2.8 mm OD and filled with the distilled water at 50% filling ratio of total internal tube volume. The copper capillary tube was wrapped around an aluminum rectangular tube and a copper tube to form the meandering turns of 15. The evaporator part was located at the aluminum tube and its length equaled the aluminum tube length of 1 and 1.5 m. The condenser part was located at the copper tube and its length equaled the copper tube diameter of 12.7 mm. Five CLOHPs were placed on the absorber plate and the copper tubes were connected together by the silicone rubber tube.

The tap water with the temperature of 28–30°C was able to be passed through all copper tubes at a constant flow rate of 0.4 l/min which was measured by a flow meter. The collector was tested under the solar simulator with using nine 500 W halogen lamps to simulate solar energy. The radiation intensity of solar simulator was adjusted via the voltage regulator and measured by a pyranometer (KIPP&ZONEN, SP Lite 2) connected to a multimeter (EXTECH, MM560A).

The heat was transferred from the absorber plate to the evaporator part of heat pipe array. Then heat was removed from the condenser part to the tap water that flowing through the copper tube wrapped by this section. During the experiment, the temperatures of the evaporator part of CLOHP, the absorber plate, the glass cover and the tap water temperature at the inlet and outlet of the condenser part were measured by the chromel-alumel thermocouples (OMEGA type K) and recorded by the temperature recorder (Agilent, 34970A with ±1°C accuracy). The water flow rate was also detected. The rate of heat gain of water (q) was calculated as

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

where \dot{m}_w is the mass flow rate (kg/s), $c_{p,w}$ is the specific heat (J/kgK) and $T_{w,i}$ and $T_{w,o}$ are the inlet and outlet temperatures of water. The measurement error of the recording instruments was also considered. The thermal efficiency of collector (η) was calculated as

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

where I is the radiation intensity of solar simulator (W/m²) and A is the collector area. The mathematical model of collector efficiency was also defined as

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

where F_R is the collector heat removal factor, $\tau\alpha$ is the transmissivity and absorptivity, U_L is the overall heat loss coefficient of collector (W/m²K), T_e is the evaporator temperature (°C) and T_a is the ambient air temperature (°C).

3. Results and Discussions

The effects of the radiation intensity and the evaporator length on the thermal performance of flat plate solar collector with CLOHPs are presented in Fig. 2 (a-c). The rate of heat gain of water, the outlet water temperature and the collector efficiency obviously increase with an increase in the radiation intensity. For both evaporator lengths, this trend is exhibited.

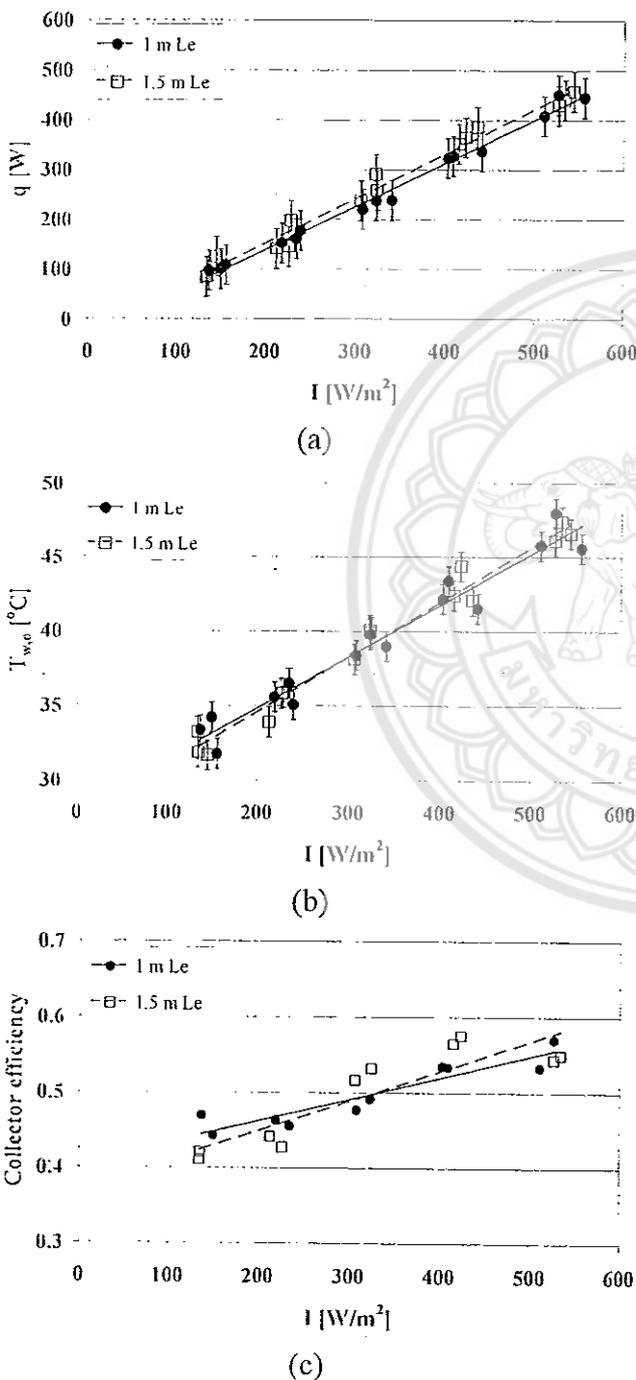


Figure 2. The effects of I and Le on (a) the rate of heat gain of water; (b) the outlet temperature of water; (c) the collector efficiency.

However, for the tested evaporator length of 1 m and 1.5 m, the influence of the evaporator length on performance of collector is much less. The difference of the thermal efficiency of collector with 1 m evaporator length of CLOHPs and that for 1.5 m evaporator length was about 1%. At the maximum radiation intensity of 520 W/m², the collector efficiencies are about 0.55 for both evaporator lengths.

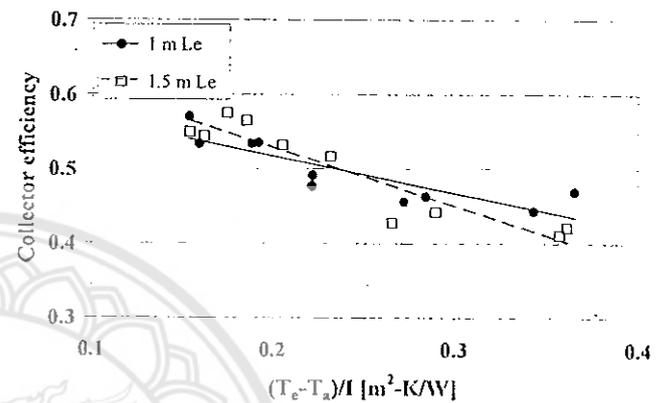


Figure 3. Collector efficiency versus $(T_e - T_o) / I$.

Table 1. Values of $F_R(\tau\alpha)$ and $F_R U_L$ for different evaporator lengths (Le).

Le (m)	$F_R(\tau\alpha)$	$F_R U_L$ (W/m ² K)
1.0	0.6164	0.4951
1.5	0.6858	0.7847

Fig. 3 shows the relationship between the collector efficiency (η) and $(T_e - T_o) / I$. The mathematical models to predict the thermal efficiency of collector which are corresponding to Eq. (3) were carried out for both evaporator lengths by applying the least-square linear regression method with the reliable data sets. The R-squared values of these equations are about 0.8. The intercept of the equation line with the y-axis is the value of $F_R(\tau\alpha)$ while the slope of the equation line is the value of $F_R U_L$. These values are summarized in Table 1. The $F_R(\tau\alpha)$ represents the transmission and absorption capability of solar collector and the $F_R U_L$ represents the heat loss coefficient of collector. Although the heat loss coefficient of collector with 1.5 m evaporator length is higher than that

of 1 m evaporator length, its transmission and absorption capability is also higher. Therefore, for both evaporator lengths, their collector efficiencies are insignificantly different.

However it is seen from Fig. 2(c) and Fig. 3 that the collect efficiency for 1.5 m evaporator length tends to be higher than that for 1 m evaporator length at the high radiation intensity and vice versa at the low intensity. This may be because since the transmission and absorption capability of the collector with 1.5 m evaporator length is higher, more heat can be absorbed and transferred to the water when the solar intensity is increased. On the other hand, at low solar intensity, since the collector with 1.5 m evaporator length can collect less heat but its heat loss coefficient is high when comparing with that for 1 m evaporator length, its efficiency tends to be lower.

4. Conclusions

From all experimental results, the conclusions are;

- The thermal performance of flat plate solar collector with CLOHPs improved with the radiation intensity of solar simulator.

- The thermal efficiencies of flat solar collector with CLOHPs for both evaporator lengths are insignificantly different and their values are about 0.55 at the maximum radiation intensity of 520 W/m².

- In order to reduce the scale of the flat plate solar collector and make it more economical, the flat plate solar collector with the short evaporator length of CLOHP is interesting.

5. Acknowledgments (if applicable)

This research work was carried out under the auspices of Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Naresuan University, Thailand.

6. References

1. Arab, M., Soltanieh M., & Shafii, M.B. (2012). Experimental investigation of extra-long pulsating heat pipe application in solar water heaters. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 42, 6-15.
2. Hudakorn, T., & Terdtoon, P. (2010). Thermal performance investigation of a closed-loop oscillating heat pipe flat plate solar collector. In *Proceeding of The Second International Conference on Science, Technology and Innovation for Sustainable Well-Being*, Quang Binh University, Vietnam.
3. Kargar Sharif Abed, H., Ghiasi, M., Jahangiri Mamouri, S., & Shafii, M.B. (2013). A novel integrated solar desalination system with a pulsating heat pipe. *Desalination*, 311, 206-210.
4. Nguyen, K.B., Yoon, S.H., & Choi, J.H. (2012). 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*, 26(1), 251-258.

ภาคผนวก ข
บทความวิจัยที่ตีพิมพ์ในวารสารระดับประเทศ

“ทิวากร กาจันทร์ ธนกร แดงก่อ วีรชัย แก้วฉัยยา นพรัตน์ สีหะวงษ์ ปฐมศก วิไลพล และปิยะนันท์ เจริญสุวรรณ, ผลของความยาวส่วนทำระเหยและจำนวนโค้งเลียของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบต่อสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ, วารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา, 2560”





๑๓ มิถุนายน ๒๕๖๐

เรื่อง แจ้งผลการประเมินบทความวิจัย STISWB ๒๐๑๗

เรียน รองศาสตราจารย์ ดร.ปิยะนันท์ เจริญสุวรรณค์

สิ่งที่ส่งมาด้วย

๑. รูปแบบการเขียนบทความ ๑ ฉบับ
๒. จดหมายนำส่งบทความ ๑ ฉบับ

ตามที่กองบรรณาธิการวารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา ได้รับพิจารณาคัดเลือกบทความจากการประชุมวิชาการนานาชาติด้านวิทยาศาสตร์ เทคโนโลยี และนวัตกรรมเพื่อความเป็นอยู่ที่ยั่งยืน STISWB ๒๐๑๗ ชื่อเรื่อง “Effect of Evaporator Length on Thermal Efficiency of Flat Plate Solar Collector with CLOHP” จากผู้แต่ง รองศาสตราจารย์ ดร.ปิยะนันท์ เจริญสุวรรณค์ เพื่อตีพิมพ์บทความในวารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา RMUTL.Eng.J ปี พ.ศ. ๒๕๖๐

เพื่อให้บทความดังกล่าวอยู่ในเกณฑ์มาตรฐานการตีพิมพ์ในวารสาร RMUTL.Eng.J กองบรรณาธิการฯ จึงขอความอนุเคราะห์จากผู้เขียนบทความเพื่อเพิ่มรายละเอียด ดังนี้

๑. ปรับเปลี่ยน รูป ภาพถ่าย และสมการที่ใช้ประกอบการอธิบาย
๒. เพิ่มเนื้อหาให้มีจำนวนหน้าไม่น้อยกว่า ๘ หน้า
๓. ปรับเปลี่ยนชื่อเรื่องไม่ให้ซ้ำซ้อนกับบทความในการประชุมวิชาการ STISWB ๒๐๑๗

จึงเรียนมาเพื่อทราบและขอขอบพระคุณเป็นอย่างสูง และโปรดส่งบทความฉบับสมบูรณ์ภายในวันศุกร์ที่ ๑๑ สิงหาคม พ.ศ. ๒๕๖๐ โดยผู้เขียนสามารถดูรายละเอียดคู่มือการจัดพิมพ์บทความในวารสาร RMUTL.Eng.J ได้ที่ <https://engineering.rmutl.ac.th/journal>

ขอแสดงความนับถือ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์อุเทน คำน่าน)

บรรณาธิการบริหารวารสารวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา

จดหมายนำส่งบทความเพื่อตีพิมพ์ในวารสารวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา

เรียน หัวหน้ากองบรรณาธิการวารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา

ข้าพเจ้ามีความประสงค์ขอเสนอบทความเพื่อตีพิมพ์ในวารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา และขอรับรองว่าบทความนี้เป็นบทความต้นฉบับ ไม่มีส่วนลอกเลียนผลงานของผู้ใดและผลงานนี้ไม่ได้ส่งตีพิมพ์ผลงานในวารสารฉบับอื่นแต่ได้รับการปฏิเสธมาก่อน ข้าพเจ้าขอรับรองว่าข้าพเจ้ามีส่วนร่วมในการศึกษาและได้รู้เห็นข้อมูลทั้งหมดในบทความอย่างครบถ้วนรวมทั้งได้ตรวจสอบข้อมูลความถูกต้องของเนื้อหาเป็นอย่างดีแล้ว

ประเภทบทความ

บทความวิจัย

บทความปริทัศน์

ลายมือชื่อ
(.....) วันที่

ชื่อผู้เขียนที่ติดต่อเกี่ยวกับบทความ.....

สถานที่ติดต่อ.....
.....

โทรศัพท์ 081-596-5900 E-Mail piyanunc@nu.ac.th



ผลของความยาวส่วนทำระเหยและจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบล้นวงรอบต่อสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ

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

ทิวักร กาจันท์ ธนกร แต่งก่อ วีรัชย์ แก้วฉัยยา นพรัตน์ สีหะวงษ์ ปฐมศก วิไลพล และปิยะนันท์ 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

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

บทคัดย่อ

ตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบมีขนาด $1 \times 1.5 \text{ m}^2$ ท่อความร้อนแบบล้นวงรอบสร้างจากท่อคาปิลลารีทองแดงและใช้น้ำกลั่นเป็นสารทำงาน ทำการศึกษาเชิงการทดลองถึงผลกระทบของตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์ คือ ความเข้มแสง ความยาวของส่วนทำระเหยและจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบล้นวงรอบ โดยทำการทดสอบตัวรับรังสีอาทิตย์กับเครื่องจำลองแสงอาทิตย์ที่ใช้หลอดไฟฮาโลเจนเป็นตัวจำลองพลังงานแสงอาทิตย์ พบว่า สมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์จะเพิ่มขึ้นตามค่าความเข้มแสง ความยาวส่วนทำระเหยและจำนวนโค้งเลี้ยวที่เหมาะสมของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบล้นวงรอบคือ 1 m และ 20 รอบ ตามลำดับ โดยให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดประมาณ 0.6 คำสำคัญ ความยาวส่วนทำระเหย จำนวนโค้งเลี้ยว ตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ ท่อความร้อนแบบล้นวงรอบ 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 test 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

การศึกษาพัฒนาสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบในการผลิตน้ำร้อนมีอย่างต่อเนื่อง เช่น การปรับปรุงกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำงานตัวกลาง (Absorbing medium) ที่นำความร้อนจากผิวดูดซับมาถ่ายเทให้กับน้ำในถังเก็บ [1] การใช้ของไหลนาโน

(Nanofluid) เป็นสารทำงานตัวกลางเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของตัวรับรังสี [2] เนื่องจากสารทำงานตัวกลางไม่มีการเปลี่ยนสถานะจึงเป็นการถ่ายเทความร้อนสัมผัส (Sensible heat) ซึ่งมีปริมาณน้อยเมื่อเทียบกับค่าความร้อนแฝง (Latent heat) จึงมีการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนเป็นอุปกรณ์นำความร้อนจากผิวดูดซับมาให้น้ำ โดยสารทำงานภายใน



ท่อความร้อนจะเกิดการเปลี่ยนสถานะขณะส่งถ่ายความร้อน อย่างไรก็ตามท่อความร้อนที่นำมาใช้ในตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบมักจะเป็นแบบต่างๆ ไป นั่นคือ เทอร์โมไซฟอนแบบปิดสองสถานะ [3-6] ซึ่งอาศัยแรงโน้มถ่วงของโลกในการไหลเวียนของของเหลวควบแน่นกลับมายังส่วนทำระเหยจึงมีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนต่ำเมื่อวางตัวเอียงทำมุมน้อยกว่า 50° เทียบกับแนวระดับ [7] จึงมีการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนที่มีวัสดุพรุนในตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบ [8-11] ซึ่งอาศัยแรงคาปิลลารีช่วยในการไหลเวียนของของเหลวควบแน่นกลับมายังส่วนทำระเหย แต่การใช้วัสดุพรุนจะมีการออกแบบและสร้างที่ซับซ้อนและยุ่งยากขึ้น ทำให้ราคาการผลิตสูงขึ้นด้วย และยังพบขีดจำกัดสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนหลายอย่างเกิดขึ้นในท่อความร้อนชนิดนี้ [12] ซึ่งจะทำให้ท่อความร้อนไม่สามารถทำงานส่งถ่ายความร้อนได้ ดังนั้น เพื่อเป็นการกำจัดปัญหาเหล่านี้ จึงมีการศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์ที่ใช้ท่อความร้อนแบบเส้นซึ่งเป็นอุปกรณ์นำความร้อนที่มีสมรรถนะทางความร้อนสูง ถูกค้นพบและประดิษฐ์ขึ้นโดย Akachi ในราวปี ค.ศ. 1990 [13] ข้อดีของท่อความร้อนชนิดนี้คือ สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูง สร้างขึ้นได้ง่าย โดยสร้างจากท่อคาปิลลารีขนาดเล็กกระดุมมิลลิเมตรท่อเดียวที่นำมาดัดโค้งขดไปมาระหว่างแหล่งความร้อนและแหล่งระบายความร้อนเกิดเป็นโค้งเลี้ยวขึ้น (Meandering turn) จึงสามารถดัดโค้งตัวท่อให้เหมาะสมกับงานได้ตามต้องการ

อย่างไรก็ตาม งานวิจัยเกี่ยวกับตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบเส้นวงรอบยังมีค่อนข้างน้อยมาก นั่นคือ Arab และคณะ (2012) [14] ได้ทำการศึกษาดังกล่าวทดลองถึงการใช้ท่อความร้อนแบบเส้นวงรอบควบคู่กับการไหลเวียนแบบธรรมชาติของน้ำร้อนในตัวรับรังสี (Thermosyphon solar water heater) โดยท่อความร้อนแบบเส้นวงรอบเป็นอุปกรณ์เสริมที่ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนจากผิวดูดซับมาให้แก่น้ำในถังเก็บและมีการศึกษาผลกระทบของอัตราส่วนการเติมสารทำงานภายในท่อความร้อนด้วย แต่การออกแบบการวางตัวของระบบท่อค่อนข้างซับซ้อนเนื่องจากการใช้ทั้งท่อความร้อนแบบเส้นวงรอบและระบบท่อไหลเวียนของน้ำร้อนแบบธรรมชาติด้วย สำหรับตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบที่ใช้เฉพาะท่อความร้อนแบบเส้นวงรอบเป็นอุปกรณ์นำความร้อนของระบบได้มีการศึกษาไว้โดย Hudakorn และ Terdtoon (2010) [15] โดยนำท่อความร้อนแบบเส้นวงรอบจำนวน 5 ท่อ ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเป็น 1 mm ความยาวส่วนควบแน่นเป็น 0.17 m ความยาวส่วนทำระเหยเป็น 1 m มีจำนวนโค้งเลี้ยวเท่ากับ 15 รอบ และใช้ R134a เป็นสารทำงานที่อัตราส่วนการเติมสารทำงานเท่ากับ 50% ของปริมาตรทั้งหมดภายในท่อความร้อน มาติดตั้งในตัวรับรังสีขนาด $2 \times 1 \text{ m}^2$ พบว่า

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลของอากาศที่ไหลผ่านส่วนควบแน่นของท่อความร้อนเพิ่มขึ้น สำหรับการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบเส้นวงรอบในระบบการกลั่นน้ำด้วยแสงอาทิตย์มีการทำวิจัยไว้โดย 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] ได้ทำการศึกษาดังกล่าวที่ตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่มีท่อความร้อนแบบเส้นวงรอบกับเครื่องจำลองแสงอาทิตย์ โดยใช้หลอดไฟฮาโลเจนเป็นตัวจำลองพลังงานแสงอาทิตย์ ท่อความร้อนแบบเส้นวงรอบที่ใช้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเป็น 2 mm และมีจำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 8 รอบ พบว่าอัตราส่วนการเติมสารทำงานและอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นมีผลต่อสมรรถนะของตัวรับรังสี

จากงานวิจัยที่กล่าวมาข้างต้นทั้งหมด จะเห็นว่าผลกระทบของความยาวส่วนทำระเหยและจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบเส้นวงรอบที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบยังไม่ได้มีการศึกษาไว้ ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงต้องการวิเคราะห์ผลของตัวแปรเหล่านี้

2. ทฤษฎีและวิธีการดำเนินการวิจัย

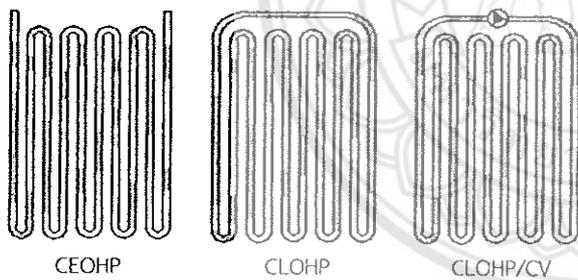
2.1 ท่อความร้อนแบบเส้นวงรอบ [18]

โดยทั่วไปสามารถแบ่งประเภทของท่อความร้อนแบบเส้นได้ 3 ชนิดตามโครงสร้างของท่อ ดังแสดงในรูปที่ 1 คือ 1) ท่อความร้อนแบบเส้นปลายปิด (Closed-end oscillating heat pipe, CEOHP) ที่มีการปิดปลายท่อทั้งสองข้างแยกจากกัน 2) ท่อความร้อนแบบเส้นวงรอบ (Closed-loop oscillating heat pipe, CLOHP) ที่มีการเชื่อมต่อปลายท่อทั้งสองข้างเข้าด้วยกันเป็นวงรอบ และ 3) ท่อความร้อนแบบเส้นวงรอบที่มีการติดตั้งวาล์วกันกลับไว้ในวงจรตั้งแต่ 1 ตัวขึ้นไป (Closed-loop oscillating heat pipe with check valves, CLOHP/CV) จากการเปรียบเทียบทั้งสามชนิดนี้พบว่า ท่อความร้อนแบบเส้นวงรอบมีฟลักซ์ความร้อนที่สูง สามารถสร้างขึ้นได้ง่าย และสามารถทำงานได้ไม่ว่าตัวท่อจะวางตัวเอียงทำมุมใดๆ เทียบกับแนวระดับ ตัวแปรที่มีผลต่อคุณลักษณะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบเส้นวงรอบ คือ จำนวนโค้งเลี้ยว เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ ความยาวส่วนทำระเหย อัตราส่วนการเติมสารทำงาน ชนิดของสารทำงาน มุมเอียงการทำงาน อุณหภูมิการทำงาน และความร้อนป้อนเข้าสู่ท่อความร้อนแบบเส้นวงรอบ

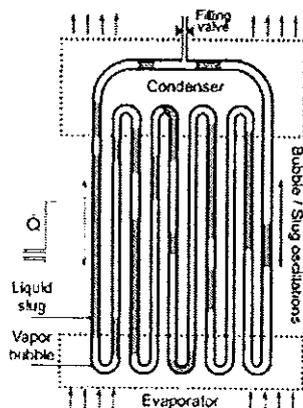
กลไกพื้นฐานในการถ่ายเทความร้อนจะแตกต่างจากท่อความร้อนแบบธรรมดา นั่นคือ สารทำงานภายในท่อจะเรียง



ตัวอยู่ในรูปแท่งของเหลว (Liquid slug) และฟองไอ (Vapor bubble) สลับกันไปตลอดความยาวท่อ ดังแสดงในรูปที่ 2 เมื่อส่วนทำระเหย (Evaporator) ได้รับความร้อน สารทำงานเหลวจะเกิดการระเหยกลายเป็นไอ ทำให้ฟองไอในส่วนทำระเหยมีขนาดใหญ่อขึ้นและมีความดันไอเพิ่มขึ้น จึงเกิดแรงดันสารทำงานในรูปแท่งของเหลวและฟองไอให้ไหลไปยังส่วนควบแน่น (Condenser) ที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า เรียกแรงนี้ว่าแรงขับ (Driving force) หลังจากนั้นฟองไอจะเกิดการควบแน่นเป็นของเหลวที่ส่วนควบแน่นนี้ และช่วยเพิ่มผลต่างความดันระหว่างสองส่วนนี้ เนื่องจากท่อคาปิลลารีเป็นท่อเดี่ยวที่ขดไปมาระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นยาวต่อเนื่องกันไป ดังนั้นการเคลื่อนที่ของแท่งของเหลวและฟองไอจำนวนหนึ่งจากส่วนทำระเหยมายังส่วนควบแน่น จะทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของของแท่งของเหลวและฟองไออีกจำนวนหนึ่งผ่านโค้งเดียวกันมายังส่วนทำระเหยและเกิดการระเหยของสารทำงานเช่นกัน จึงทำให้ความดันไอเพิ่มสูงขึ้นและเกิดแรงย้อนกลับ (Restoring force) ซึ่งจะดันสารทำงานให้ไหลย้อนกลับไปยังส่วนควบแน่นอีกครั้ง จากผลของแรงขับและแรงย้อนกลับที่เกิดขึ้นพร้อมๆ กัน จึงทำให้เกิดการเคลื่อนที่กลับไปกลับมาหรือแบบสั่นของสารทำงานตามแนวแกนท่อ (Oscillation) และสารทำงานสามารถส่งถ่ายความร้อนจากส่วนทำระเหยมายังส่วนควบแน่นได้



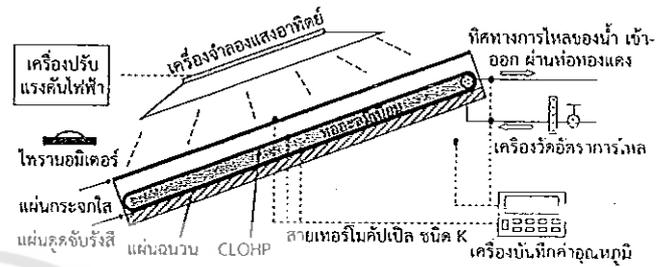
รูปที่ 1 ประเภทของท่อความร้อนแบบสั่น [18]



รูปที่ 2 การจัดเรียงตัวสารทำงานภายในท่อ [18]

2.1 อุปกรณ์และขั้นตอนการทดลอง

อุปกรณ์การทดลองมีลักษณะดังรูปที่ 3 ประกอบด้วยตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ เครื่องจำลองแสงอาทิตย์ที่ต่อเข้ากับเครื่องปรับแรงดันไฟฟ้า ไพรานอมิเตอร์ (Pyranometer) ที่ต่อเข้ากับเครื่องมัลติมิเตอร์ (Multimeter) สายเทอร์โมคัปเปิลชนิด K (K-type thermocouple) ที่ต่อเข้ากับเครื่องบันทึกค่าอุณหภูมิ และเครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำ



รูปที่ 3 รายละเอียดอุปกรณ์การทดลอง

ตัวรับรังสีมีขนาดเท่ากับ $1 \times 1.5 \text{ m}^2$ มีแผ่นกระจกลปิดอยู่ที่ด้านบน ภายในบรรจุท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจำนวน 5 ท่อ ซึ่งติดตั้งอยู่บนแผ่นดูดซับรังสี (Absorber plate) ที่มีสีดำ และมีแผ่นฉนวนกันความร้อนปิดอยู่ด้านล่างของแผ่นดูดซับรังสี ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบแต่ละท่อ จะสร้างขึ้นจากท่อคาปิลลารีทองแดง (Copper capillary tube) ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกเป็น 1.5 mm และ 2.8 mm ตามลำดับ โดยนำท่อคาปิลลารีทองแดงมาพันรอบท่ออะลูมิเนียมหน้าตัดสี่เหลี่ยมผืนผ้าและท่อทองแดงเพื่อให้เกิดเป็นจำนวนโค้งเลี้ยวต่างๆ ที่กำหนด คือ 15 20 และ 25 รอบ ส่วนทำระเหยของท่อความร้อนจะพันอยู่บนท่ออะลูมิเนียมและมีความยาวเท่ากับความยาวท่ออะลูมิเนียม นั่นคือ 1 m และ 1.5 m ขณะที่ส่วนควบแน่นจะพันรอบท่อทองแดงซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเป็น 12.7 mm ในงานวิจัยนี้เลือกใช้น้ำกลั่นเป็นสารทำงานที่อัตราส่วนการเติมสารทำงานเป็น 50% ของปริมาณภายในท่อทั้งหมด เนื่องจากน้ำมีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอและค่าความตึงผิวที่สูง ไม่เป็นพิษ ราคาถูก และมีสภาพเป็นของเหลวที่อุณหภูมิห้อง

ทำการทดสอบตัวรับรังสีตามมาตรฐานของ ASHRAE 93-77 [19] โดยเป็นการทดสอบในร่ม (Indoor) ภายใต้เครื่องจำลองแสงอาทิตย์ซึ่งใช้หลอดไฟฮาโลเจนขนาด 500 W จำนวน 9 หลอด เป็นตัวจำลองพลังงานแสงอาทิตย์ สามารถปรับค่าความเข้มรังสีของเครื่องจำลองแสงอาทิตย์ได้ด้วยเครื่องปรับแรงดันไฟฟ้า และทำการวัดค่าความเข้มแสงด้วยไพรานอมิเตอร์ (ยี่ห้อ KIPP&ZONEN รุ่น SP Lite 2) ที่ต่อกับเครื่องมัลติมิเตอร์ (ยี่ห้อ EXTECH รุ่น MM560A) เมื่อแสงตก



กระทบบนตัวรับรังสี ความร้อนที่ถูกเก็บไว้ในแผ่นดูดซับรังสี จะถ่ายเทให้แก่สารทำงานภายในส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ และมีการถ่ายเทความร้อนออกจากสารทำงานที่ส่วนควบแน่นของท่อความร้อนให้แก่ น้ำที่กำลังไหล ผ่านภายในท่อทองแดง โดยน้ำหล่อเย็นที่ใช้ทดสอบมีอัตราการไหลเชิงปริมาตรคงที่ที่ 0.4 l/min และมีอุณหภูมิอยู่ในช่วง 28-30°C ในระหว่างทำการทดลองจะทำการวัดค่าอุณหภูมิที่ส่วนต่างๆ คือ อากาศแวดล้อม ผิวกระจก ผิวดูดซับรังสี ส่วนทำระเหยของท่อความร้อน และอุณหภูมิ น้ำที่ ตำแหน่งทางเข้าและทางออกของส่วนควบแน่น โดยใช้สายเทอร์โมคัปเปิล (ยี่ห้อ OMEGA ชนิด K) และบันทึกค่าด้วยเครื่องบันทึกค่าอุณหภูมิ (ยี่ห้อ Agilent รุ่น 34970A ความละเอียด ±0.5°C) หลังจากนั้นนำข้อมูลที่ได้จากการทดลอง ซึ่งมีการพิจารณาถึงค่าความผิดพลาดของเครื่องมือวัด มาคำนวณค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ

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

เมื่อ Q คืออัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ, W

\dot{m}_w คืออัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ, kg/s

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

$T_{w,o}$ คืออุณหภูมิ น้ำที่ตำแหน่งทางออก, °C

$T_{w,i}$ คืออุณหภูมิ น้ำที่ตำแหน่งทางเข้า, °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

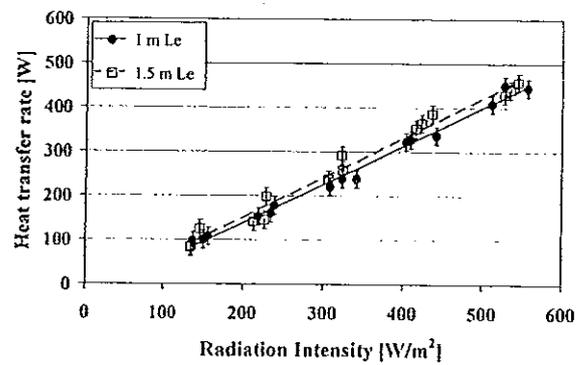
T_e คืออุณหภูมิส่วนทำระเหยของท่อความร้อน, °C

T_a คืออุณหภูมิอากาศแวดล้อม, °C

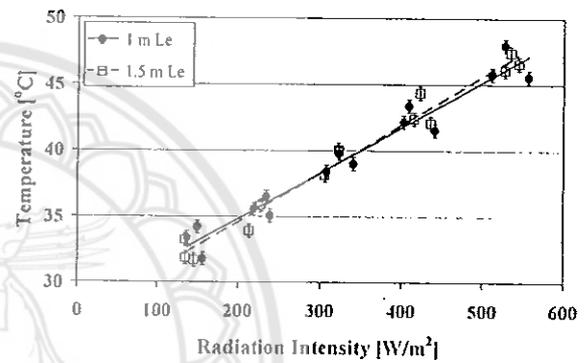
3. ผลการวิจัยและอภิปราย

ตัวแปรที่ต้องการศึกษาประกอบไปด้วย ความยาวส่วนทำระเหยและจำนวนโค้งเกลียวของท่อความร้อนแบบสั่น

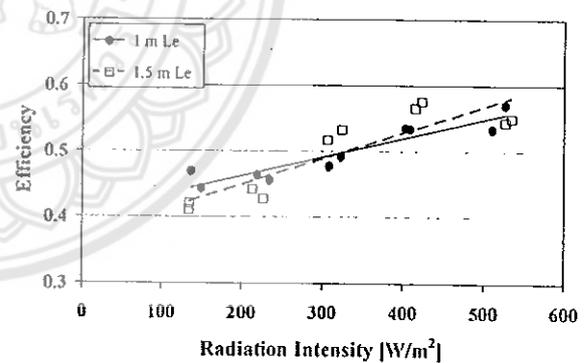
วงรอบที่ใช้ในตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ และค่าความเข้มแสง ที่มีผลต่อสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสี



(ก) อัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ



(ข) อุณหภูมิ น้ำร้อนขาออก



(ค) ประสิทธิภาพตัวรับรังสี

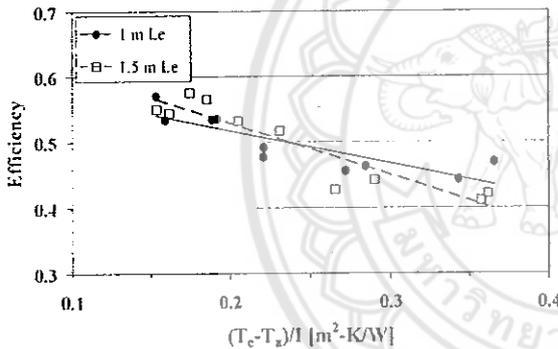
รูปที่ 4 ผลกระทบของความยาวส่วนทำระเหย (Le)

3.1 ผลของความยาวส่วนทำระเหยและค่าความเข้มแสง

เนื่องจากจำนวนโค้งเกลียวของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนดีขึ้นด้วย [18] ดังนั้นจึงเลือกตัวรับรังสีอาทิตย์ที่มีจำนวนโค้งเกลียวของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบต่ำสุดคือ 15 รอบ มาพิจารณาเพื่อให้เห็นผลกระทบของความยาวส่วนทำระเหยของท่อความร้อนได้อย่างชัดเจนดังรูปที่ 4 (ก-ค) แสดงผลกระทบของความยาวส่วนทำระเหยและค่าความเข้มแสงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ จะเห็นว่า เมื่อค่าความ



เข้มแสงเพิ่มสูงขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ อุดหนุนน้ำขาออก และประสิทธิภาพตัวรับรังสีจะเพิ่มขึ้น อย่างชัดเจน โดยให้ผลไปในทางเดียวกันทั้งสองค่าของความ ยาวส่วนทำระเหย อย่างไรก็ตาม สำหรับความยาวส่วนทำ ระเหยที่ใช้ทดสอบที่ 1 m และ 2 m พบว่าความยาวส่วนทำ ระเหยจะมีผลต่อสมรรถนะของตัวรับรังสีค่อนข้างน้อย ทำให้ อัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ อุดหนุนน้ำขาออก และ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของตัวรับรังสีที่มีความยาวส่วนทำ ระเหยของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบเป็น 1 m และ 1.5 m มีค่าแตกต่างกันน้อยมาก โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนจะ แตกต่างกันประมาณ 6.4% อุดหนุนน้ำร้อนขาออกจะ แตกต่างกันประมาณ 3.2% และประสิทธิภาพตัวรับรังสีจะ แตกต่างกันประมาณ 3.6% ที่ค่าความเข้มแสงสูงสุดประมาณ 530 W/m² ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ อุดหนุน น้ำร้อนขาออก และประสิทธิภาพของตัวรับรังสีของทั้งสอง ความยาวส่วนทำระเหยจะมีค่าอยู่ที่ประมาณ 440 W 46.5°C และ 0.55 ตามลำดับ



รูปที่ 5 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของตัวรับรังสีอาทิตย์ที่ความ ยาวส่วนทำระเหยต่างๆ

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

ความยาวส่วน ทำระเหย (m)	$F_R(\tau\alpha)$	$F_R U_L$ (W/m ² -K)
1.0	0.6164	0.4951
1.5	0.6858	0.7847

รูปที่ 5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพ ตัวรับรังสี (η) และ $(T_c - T_a)/I$ ได้มีการพัฒนา แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ทำนายประสิทธิภาพเชิง ความร้อนของตัวรับรังสีซึ่งจะสอดคล้องกับสมการที่ 3 ขึ้น นั้น คือ สำหรับความยาวส่วนทำระเหยเป็น 1 m จะมีสมการเป็น

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

และสำหรับความยาวส่วนทำระเหยเป็น 1.5 m จะมีสมการ เป็น

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

โดยประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขการถดถอยแบบเชิงเส้น กำลังสองน้อยสุด (Least-square linear regression) กับชุด ข้อมูลที่เชื่อถือได้ดังแสดงในรูป และได้ค่าสัมประสิทธิ์การ ตัดสินใจ (R-square) ของทั้งสองสมการอยู่ที่ประมาณ 0.8 จุดตัดเส้นสมการกับแกนตั้งคือค่า $F_R(\tau\alpha)$ และความชัน ของเส้นสมการคือค่า $F_R U_L$ ดังสรุปในตารางที่ 1 ค่า $F_R(\tau\alpha)$ แสดงถึงความสามารถในการส่งผ่านและดูดซับรังสี ของตัวรับรังสีและค่า $F_R U_L$ แสดงถึงสัมประสิทธิ์การ สูญเสียความร้อนของตัวรับรังสี แม้ว่าสัมประสิทธิ์การสูญเสีย ความร้อนของตัวรับรังสีที่มีความยาวส่วนระเหยของท่อความ ร้อนเป็น 1.5 m จะสูงกว่าค่าที่ 1 m แต่ค่าความสามารถใน การส่งผ่านและดูดซับรังสีก็สูงกว่าด้วย ทำให้ประสิทธิภาพ ของตัวรับรังสีของทั้งสองความยาวส่วนทำระเหยมีค่าแตกต่าง กันน้อยมาก

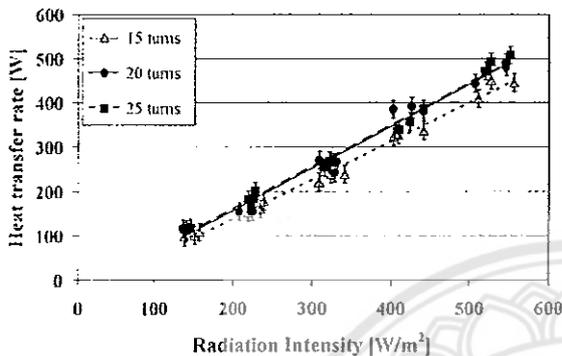
ที่เป็นเช่นนี้อาจเนื่องมาจาก แม้ว่าการเพิ่มความยาวส่วน ทำระเหยของท่อความร้อนจะเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวในการ ถ่ายเทความร้อนจากแผ่นดูดซับมายังท่อความร้อน แต่ก็เป็นการ เพิ่มพื้นที่ในการสูญเสียความร้อนของท่อความร้อนให้แก่ ภาวะแวดล้อมเช่นเดียวกัน อีกทั้งจากงานวิจัยก่อนหน้านี้ พบว่าเมื่อเพิ่มความยาวส่วนทำระเหยจะทำให้สมรรถนะทาง ความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบต่ำลง [18] เนื่องจากการเพิ่มการสูญเสียความดันของของไหลทำงาน ในการเคลื่อนที่ระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น ทำให้ เกิดการเคลื่อนที่ของสารทำงานเพื่อส่งถ่ายความร้อนได้ยาก ขึ้นด้วย

3.2 ผลของจำนวนโค้งเลี้ยว

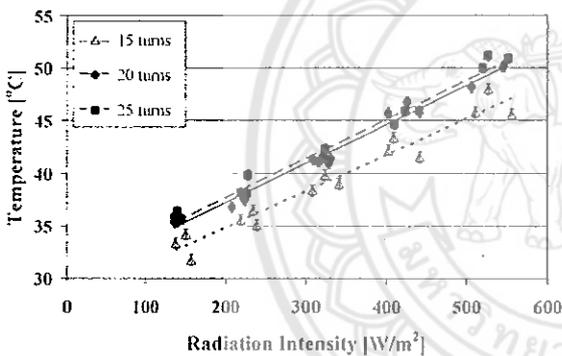
จากผลของความยาวส่วนทำระเหยในหัวข้อก่อนหน้า ใน หัวข้อนี้จึงพิจารณาเฉพาะตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบซึ่งมีความยาวส่วนทำระเหยเป็น 1 m เพราะตัวรับรังสีจะมีขนาดเล็กและใช้พื้นที่ในการติดตั้ง ลดลง รวมทั้งสามารถลดต้นทุนการผลิตได้ ดังรูปที่ 6 (ก-ค) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ อุดหนุนน้ำขาออก และประสิทธิภาพของตัวรับรังสี กับ ความเข้มแสงตามลำดับ ณ จำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อน แบบสั้นวงรอบต่างๆ คือ 15 20 และ 25 รอบ พบว่า สมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ ใช้ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบซึ่งมีจำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 15 รอบ จะมีค่าต่ำกว่าที่ 20 และ 25 รอบ อย่างเห็นได้ชัด สำหรับสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีที่มีจำนวนโค้ง เลี้ยวเป็น 20 และ 25 รอบ นั้นจะมีค่าใกล้เคียงกัน โดยอัตรา



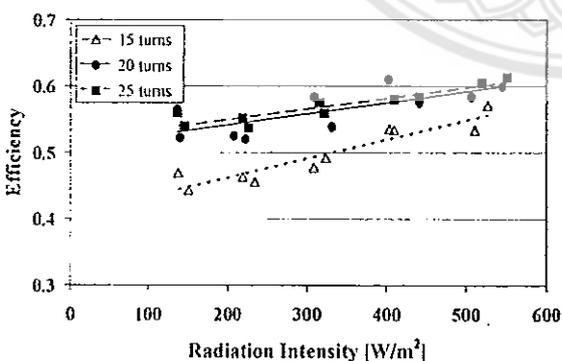
การถ่ายเทความร้อนจะแตกต่างกันประมาณ 5.5% อุณหภูมิ น้ำร้อนขาออกจะแตกต่างกันประมาณ 2.5% และ ประสิทธิภาพตัวรับรังสีจะแตกต่างกันประมาณ 2.6% ที่ค่า ความเข้มแสงสูงสุดประมาณ 530 W/m² ค่าอัตราการถ่ายเท ความร้อนให้แก่ น้ำ อุณหภูมิ น้ำร้อนขาออก และประสิทธิภาพ ของตัวรับรังสี ณ จำนวนโค้งเลี้ยวทั้งสองจะมีค่าอยู่ที่ประมาณ 480 W 50°C และ 0.6 ตามลำดับ



(ก) อัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ



(ข) อุณหภูมิ น้ำร้อนขาออก



(ค) ประสิทธิภาพตัวรับรังสี

รูปที่ 6 ผลกระทบของจำนวนโค้งเลี้ยว (Number of turns)

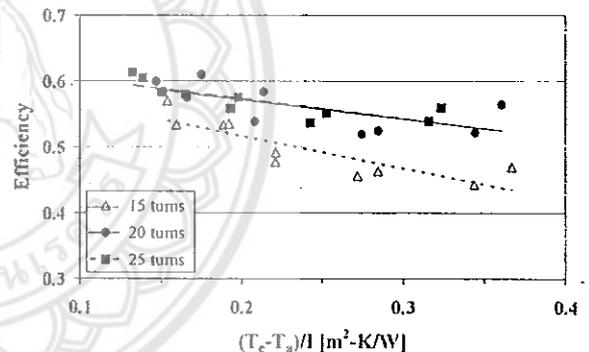
รูปที่ 7 แสดงแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ทำนาย ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของตัวรับรังสีแบบแผ่นเรียบที่ใช้ ท่อความร้อนแบบส่นวงรอบ ณ จำนวนโค้งเลี้ยวต่างๆ นั่นคือ สำหรับจำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 15 รอบ จะเป็นสมการที่ 4 นั้นเอง สำหรับจำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 20 รอบ จะมีสมการเป็น

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

และสำหรับจำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 25 รอบ จะมีสมการเป็น

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

จากสมการที่ได้จะสามารถทำนายค่าความสามารถในการ ส่งผ่านและดูดซับรังสีของตัวรับรังสีหรือ $F_R(\tau\alpha)$ และค่า สัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนของตัวรับรังสีหรือ $F_R U_L$ สรุปดังตารางที่ 2 จะเห็นว่า ค่าความสามารถในการส่งผ่าน และดูดซับรังสีของตัวรับรังสีที่มีจำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 15 รอบ จะมีค่าต่ำกว่าที่จำนวนโค้งเลี้ยว 20 และ 25 รอบ และมีค่า สัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนที่สูงกว่าอย่างเห็นได้ชัด ดังนั้นตัวรับรังสีที่มีจำนวนโค้งเลี้ยว 15 รอบ จึงมีสมรรถนะ ทางความร้อนที่ต่ำกว่าเมื่อเทียบกับอีกสองจำนวนโค้งเลี้ยวที่ เหลือ สำหรับตัวรับรังสีที่มีจำนวนโค้งเลี้ยวเป็น 20 และ 25 รอบนั้น จะมีค่าความสามารถในการส่งผ่านและดูดซับรังสี และค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนแทบไม่แตกต่างกัน ทำให้มีประสิทธิภาพใกล้เคียงกัน



รูปที่ 7 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของตัวรับรังสีอาทิตย์ที่ จำนวนโค้งเลี้ยวต่างๆ

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

จำนวนโค้ง เลี้ยว (รอบ)	$F_R(\tau\alpha)$	$F_R U_L$ (W/m ² ·K)
15	0.6164	0.4951
20	0.6302	0.2921
25	0.6335	0.2996

ที่เป็นเช่นนี้เพราะว่า แม้ว่าการเพิ่มจำนวนโค้งเลี้ยวของ ท่อความร้อนแบบส่นวงรอบจะสามารถเพิ่มความสามารถใน การส่งถ่ายความร้อนได้ [18] เนื่องจากเป็นการเพิ่มความไม่ สมดุลของความดันไอสารทำงานระหว่างส่วนทำระเหยและ ส่วนควบแน่นซึ่งจะกระตุ้นให้เกิดการเคลื่อนที่ของของไหล ทำงานเพื่อส่งถ่ายความร้อนได้มากขึ้น อีกทั้งเป็นการเพิ่มพื้นที่



ผิวในการถ่ายเทความร้อนของส่วนทำระเหยด้วย แต่ในทางกลับกันก็เป็นการเพิ่มพื้นที่ในการสูญเสียความร้อนของท่อความร้อนให้แก่ภาวะแวดล้อมเช่นเดียวกัน ดังนั้นจึงมีจำนวนโค้งเกลียวที่เหมาะสมซึ่งให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนดีสุดคือ 20 รอบ นั่นเอง

4. บทสรุป

จากการทดลองศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ สรุปได้ว่า สมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีจะเพิ่มขึ้นตามค่าความเข้มแสง ความยาวส่วนทำระเหยและจำนวนโค้งเกลียวที่เหมาะสมของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบคือ 1 m และ 20 รอบ ตามลำดับ ณ ค่าความเข้มแสงสูงสุดประมาณ 530 W/m^2 ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ อุดหนุนมิน้ำร้อนขาออก และประสิทธิภาพเชิงความร้อนของตัวรับรังสี จะมีค่าอยู่ที่ประมาณ $480 \text{ W } 50^\circ\text{C}$ และ 0.6 ตามลำดับ

5. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนจากทุนอุดหนุนการวิจัยงบประมาณรายได้มหาวิทยาลัยนครสวรรค์ 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.

