สัญญาเลขที่ R2558B110

สำนักหอสมุด

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ: การลดขนาดระบบทำความเย็นที่ขับเคลื่อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์
ด้วยการติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชั้นเดียวสู่เชิงพาณิชย์
Size Reduction of Solar-Driven Single Stage Ejector Refrigeration System to Commercialization

คณะผู้วิจัย สังกัดวิทยาลัยพลังงานทดแทน

1. ผศ. ดร. ศรายุทธ วัยวุฒิ
2. ดร. อนันต์ พงศ์ธรกุลพานิช
3. ดร. สุขฤดี สุขใจ
4. นายเกียรติศักดิ์ ศรีพันธบุตร

สำนักหอสมุด มหาวิทยาลัยนเรศวร
วันลงทะเบียน 27 มี.ย. 2559
เลขทะเบียน 16995746
เลขเรียกหนังสือ
TH
7687.9
.ก16ร5
2558

สนับสนุนโดยงบประมาณแผ่นดิน มหาวิทยาลัยนเรศวร

กิติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนโดยงบประมาณแผ่นดิน มหาวิทยาลัยนเรศวรประจำปีงบประมาณ 2558 คณะผู้ดำเนินวิจัยใคร่ขอขอบคุณอย่างยิ่งที่มหาวิทยาลัยนเรศวรได้มีนโยบายในการสนับสนุนงานวิจัยอย่างจริงจัง และสนับสนุนอย่างต่อเนื่องมาโดยตลอด และขอขอบคุณอาจารย์และเจ้าหน้าที่ทุกท่านของวิทยาลัยพลังงานทดแทนที่มีส่วนช่วยให้งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงด้วยดี

คณะผู้วิจัย
พฤศจิกายน 2558

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีจุดประสงค์เพื่อลดขนาดของระบบทำความเย็นที่ทำงานด้วยพลังงานแสงอาทิตย์และติดตั้งอีเจ็คเตอร์ โดยระบบถูกออกแบบและสร้างขึ้นโดยอาศัยโปรแกรมแบบจำลองเพื่อทำนายค่าตัวแปรต่างที่ใช้ในการออกแบบรวมถึงสมรรถนะของระบบทำความเย็น และสมรรถนะโดยรวมของระบบ ในงานวิจัยนี้ใช้ไอน้ำปฐมภูมิถูกผลิตจากตัวรับรังสีอาทิตย์แบบหลอดสุญญากาศชนิดฮีทไปป์ร่วมกับพลังงานความร้อนเสริมจากฮีทเตอร์ที่อุณหภูมิอิ่มตัวเท่ากับ 110°C ที่อุณหภูมิอีแวปปอเรเตอร์เท่ากับ 10°C จากการทดสอบระบบที่สร้างขึ้นพบว่าค่าสมรรถนะของระบบทำความเย็นเฉลี่ยอยู่ที่ 0.59 และสมรรถนะโดยรวมของระบบในเทอมของเศษส่วนรังสีอาทิตย์เฉลี่ยอยู่ที่ 0.55 โดยให้อุณหภูมิน้ำเย็นต่ำสุดที่ 21°C

คำสำคัญ อีเจ็คเตอร์ / ระบบทำความเย็น / สมรรถนะระบบทำความเย็น / สมรรถนะโดยรวมของระบบ

โครงการ: การลดขนาดระบบทำความเย็นที่ขับเคลื่อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ด้วยการติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชั้นเดียวสู่เชิงพาณิชย์
งบประมาณแผ่นดิน 2558 วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยนเรศวร จังหวัดพิษณุโลก

Abstract

This research aims to reduce size of solar driven ejector refrigeration system. Experimental system is designed and fabricated using simulation program to simulate designed parameters, refrigerating performance and overall system performance. In this study, primary vapor at boiling saturation temperature 110°C is produced by heat-piped evacuated tube solar collector combined with electric heater used to be auxiliary heat system. The evaporator temperature is 10°C. From testing system, the results show that average refrigerating performance, overall system performance in term of average solar fraction and lowest chilled water temperature are 0.59, 0.55 and 21°C, respectively.

keywords: ejector / refrigeration system / refrigerating performance / overall system performance

โครงการ: การลดขนาดระบบทำความเย็นที่ขับเคลื่อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ด้วยการติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชั้นเดียวสู่เชิงพาณิชย์ งบประมาณแผ่นดิน 2558 วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยนเรศวร จังหวัดพิษณุโลก

สารบัญ

หน้า

กิตติกรรมประกาศ
บทคัดย่อภาษาไทย
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ
สารบัญ
สารบัญตาราง
สารบัญรูป

บทที่ 1 บทนำ
1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา 1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการวิจัย 2
1.3 ขอบเขตของโครงการวิจัย 2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ 2

บทที่ 2 ทฤษฎีและเอกสารงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง
2.1 ทฤษฎี 3
2.1.1 โครงสร้างของระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ 3
2.1.2 ส่วนประกอบของอีเจ็คเตอร์ 4
2.2 การทบทวนวรรณกรรม/สารสนเทศที่เกี่ยวข้อง 13

บทที่ 3 วิธีการดำเนินงานและอุปกรณ์การวิจัย
3.1 ขั้นตอนในการดำเนินงานวิจัย 17
3.2 การออกแบบอุปกรณ์ต่างๆในระบบ 17
3.3 โปรแกรมแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ระบบทำความเย็นที่ทำงานด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชั้นเดียว 19
3.4 การออกแบบระบบทำความเย็นที่ทำงานด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชั้นเดียว 21
3.4.1 อีเจ็คเตอร์ 21
3.4.2 ส่วนประกอบของอุปกรณ์ต่างๆในระบบทำความเบ็นที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชั้นเดียว 22

สารบัญ (ต่อ)

		หน้า
	3.5 ขั้นตอนการดำเนินการวิจัย	23
	3.6 ระบบทำความเย็นที่ขับเคลื่อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชั้นเดียว	24
บทที่ 4	ผลการวิจัยและวิเคราะห์ข้อมูล	
	4.1 สมรรถนะของระบบทำความเย็นที่ทำงานด้วย พลังงานแสงอาทิตย์แบบติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชั้นเดียว	25
	4.2 อุณหภูมิน้ำเย็นที่ผลิตได้	27
	4.3 สมรรถนะของระบบทำความเย็นที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์	27
บทที่ 5	สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ	
	5.1 สรุปผลการวิจัย	29
	5.2 ข้อเสนอแนะ	29
เอกสารอ้างอิงของโครงการวิจัย		30

สารบัญตาราง

		หน้า
ตารางที่ 1	รายละเอียดส่วนประกอบต่างๆของอีเจ็คเตอร์	22
ตารางที่ 2	ส่วนประกอบของอุปกรณ์ต่างๆในระบบทำความเย็นที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชั้นเดียว	22
ตารางที่ 3	พารามิเตอร์ต่างๆ และค่าคงที่ ที่ป้อนแก่โปรแกรมแบบจำลองระบบทำความเย็น	23

สารบัญรูป

		หน้า
รูปที่ 1	ระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์	3
รูปที่ 2	ตำแหน่งของความดันและความเร็วในตำแหน่งต่างๆของ Steam ejector	5
รูปที่ 3	การทำงานในรูปแบบต่างๆของอีเจ็คเตอร์	5
รูปที่ 4	ความดันที่ตำแหน่งต่างๆภายในอีเจ็คเตอร์	7
รูปที่ 5	ส่วนประกอบต่างๆของระบบทำความเย็นที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ที่ถูกออกแบบให้มีขนาดเล็กลง	17
รูปที่ 6	ฟอร์มของโปรแกรมการทำงานแสดงการป้อนค่าพารามิเตอร์ต่างๆ	19
รูปที่ 7	ผังการไหลของโปรแกรมแบบจำลอง	20
รูปที่ 8	ส่วนประกอบต่างๆของอีเจ็คเตอร์ที่ออกแบบ	21
รูปที่ 9	ส่วนประกอบต่างๆของระบบทำความเย็นที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชั้นเดียว	24
รูปที่ 10	โครงสร้างของอีเจ็คเตอร์ที่ออกแบบ	24
รูปที่ 11	ความเข้มรังสีอาทิตย์ที่เวลาต่างๆ	25
รูปที่ 12	การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้ำที่เวลาต่างๆ	26
รูปที่ 13	เศษส่วนรังสีอาทิตย์ที่เวลาต่างๆ	26
รูปที่ 14	ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิคอนเดนเซอร์ อีแวปปอเรเตอร์และน้ำเย็นที่เวลาต่างๆ	27
รูปที่ 15	ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิอากาศแวดล้อม คอนเดนเซอร์และ COP ที่เวลาต่างๆ	28

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญ และที่มาของปัญหา

ระบบทำความเย็นหรือระบบปรับอากาศที่ทำงานด้วยพลังงานความร้อน เช่นความร้อนเหลือทิ้ง หรือจากพลังงานแสงอาทิตย์ เป็นระบบที่น่าสนใจและศึกษาวิจัยเพื่อแข่งขันกับระบบทำความเย็นแบบกำลังอัดไอที่ใช้กันโดยทั่วไป เพราะเนื่องจากปัจจุบันโลกกำลังเผชิญกับยุคที่ค่าไฟฟ้าที่แพงเนื่องจากปริมาณฟอสซิลที่มีอยู่อย่างจำกัดและส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม อย่างไรก็ตามแม้ว่าระบบทำความเย็นแบบกำลังอัดไอปัจจุบันเร่งการพัฒนาสารทำความเย็นที่ส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมน้อยลง เช่น R 410a แต่ระบบยังคงบริโภคพลังงานไฟฟ้าในการป้อนแก่คอมเพรสเซอร์ซึ่งยังคงสูงอยู่ การศึกษางานวิจัยด้านระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อนขับเคลื่อนระบบมีหลายชนิด ผู้วิจัยได้ทำการศึกษาและวิจัยผ่านโครงการ วช มาหลายโครงการ (วช 53, 54 และ 57) รวมทั้งแหล่งทุนอื่นๆ ในการศึกษาวิจัยระบบทำความเย็นที่ขับเคลื่อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ด้วยการติดตั้งอีเจ็คเตอร์ ด้วยเหตุผลที่ระบบมีความคล้ายคลึงกับระบบทำความเย็นที่ใช้กันโดยทั่วไปมากที่สุด มีความง่ายในการออกแบบและสร้างระบบ ความซับซ้อนน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับระบบทำความเย็นอื่นที่ให้สมรรถนะสูงเช่น ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน การใช้สารทำความเย็นที่เป็นน้ำ (R718b) ที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมก็เป็นเหตุผลหนึ่งที่ผู้วิจัยต้องการศึกษา หลักคือเพื่อต้องการปรับปรุงสมรรถนะของระบบทำความเย็นให้สูงขึ้น โดยการพัฒนาระบบทำความเย็นด้วยการติดตั้งอีเจ็คเตอร์แบบวงจรสองชั้น ที่ได้รับการสนับสนุนและสามารถดำเนินโครงการได้เสร็จสิ้นแล้วเพื่อให้สมรรถนะระบบดีขึ้นประกอบกับเหตุผลที่เลือกน้ำเป็นสารทำความเย็น (Refrigerant) เพราะระบบแบบอีเจ็คเตอร์ที่ผู้วิจัยศึกษาใช้ไอน้ำที่ผลิตขึ้นเป็นตัวขับเคลื่อนการทำงานของอีเจ็คเตอร์ ซึ่งเท่ากับเป็นการสนับสนุนการผลิตไอน้ำที่มีความต้องการสูงขึ้นในภาคอุตสาหกรรม ทดแทนการใช้หม้อไอน้ำ (Boiler) ที่ใช้พลังงานจากฟอสซิลที่มีอยู่จากงานวิจัยที่ผ่านมาโดยผู้วิจัยได้ทำการสร้างโปรแกรมแบบจำลองการออกแบบระบบทำความเย็นที่ทำงานด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ และสร้างระบบขึ้นมาในเฟสแรกๆ ซึ่งยังมีขนาดใหญ่อยู่แต่ระบบให้การทำงานที่ดีโดยให้น้ำเย็นที่มีอุณหภูมิ 14°C ในงานวิจัยนี้ผู้วิจัยจะนำประสบการณ์การวิจัยทั้งหมดที่ผ่านมาออกแบบและสร้างระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อนและติดตั้งอีเจ็คเตอร์โดยผ่านการออกแบบโดยโปรแกรมที่พัฒนาขึ้น และมีเป้าหมายที่สำคัญในงานวิจัยที่ต้องการให้ระบบทั้งหมดมีขนาดที่เล็กลง (Reduce chiller size) และมีสมรรถนะที่สูงเพื่อผลักดันระบบที่สร้างขึ้นสามารถแข่งขันและขยายออกสู่เชิงพาณิชย์ได้

ดังนั้นในงานวิจัยนี้ผู้วิจัยจะทำการออกแบบระบบทำความเย็นที่มีขนาดเล็กและเหมาะสมที่ใช้ได้ในเชิงพาณิชย์โดยการออกแบบใช้โปรแกรมแบบจำลองระบบทำความเย็นที่ทำงานด้วยพลังงานความร้อนเช่นแสงอาทิตย์ด้วยการติดตั้งอีเจ็คเตอร์ โดยใช้น้ำเป็นสารทำความเย็นซึ่งถูกพัฒนาขึ้นให้ระบบที่ออกแบบมีขนาดเล็กแต่มีสมรรถนะสูงขึ้นที่สามารถแข่งขันได้ในเชิงพาณิชย์กับระบบทำความเย็นทั่วไป

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการวิจัย

เพื่อออกแบบและสร้างระบบทำความเย็นที่ขับเคลื่อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ ด้วยการติดตั้งอีเจ็คเตอร์ที่มีขนาดเล็กและมีสมรรถนะสูงเพื่อผลักดันระบบสู่เชิงพาณิชย์

1.3 ขอบเขตของโครงการวิจัย

1.3.1 ระบบทำความเย็นที่ถูกพัฒนาขึ้นนี้ ซึ่งเป็นระบบที่ใช้ผลิตน้ำเย็น (Water-cooled system) โดยส่วนประกอบหลัก เหมือนกับระบบทำความเย็นที่ใช้กันทั่วไป โดยส่วนคอมแพรสเซอร์ จะถูกแทนที่ด้วยอีเจ็คเตอร์

1.3.2 ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ที่ใช้เปลี่ยนพลังงานแสงอาทิตย์เป็นพลังงานความร้อนในการขับเคลื่อนระบบเป็นแบบหลอดสุญญากาศชนิดฮีทไปท์ (Heat-pipe evacuated tube collector) และใช้น้ำเป็นของไหลไหลผ่านตัวเก็บรังสีอาทิตย์

1.3.3 ไอน้ำที่ออกจากตัวเก็บรังสีอาทิตย์ จะนำมาแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็นซึ่งใช้เป็นน้ำ (R718b) เพื่อได้ไอน้ำอิ่มตัวที่มีความดันสูงซึ่งใช้เป็นของไหลปฐมภูมิ (Motive fluid) ในการขับเคลื่อนระบบทำความเย็นที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าได้รับ

1.4.1 สามารถนำระบบทำความเย็นที่ออกแบบ และสร้างขึ้นนี้ไปแข่งขันในเชิงพาณิชย์กับระบบทำความเย็นที่ใช้กันทั่วไปและเพื่อส่งเสริมเผยแพร่ระบบทำความเย็นที่ขับเคลื่อนด้วยพลังงานความร้อนเป็นที่รู้จักในตลาดอุตสาหกรรมความเย็น

1.4.2 สามารถนำไปประยุกต์กับระบบปรับอากาศที่ใช้ในอาคาร โรงงานอุตสาหกรรมต่างๆ เพื่อลดต้นทุนค่าใช้จ่ายพลังงานไฟฟ้า

1.4.3 สามารถนำผลงานวิจัยไปเผยแพร่ในวารสารทั้งในและต่างประเทศได้

1.4.4 สามารถนำผลงานวิจัยไปจดสิทธิบัตรเพื่อเผยแพร่ชื่อเสียงแก่องค์กร และเพื่อเป็นแรงกระตุ้นและกำลังใจในการพัฒนางานวิจัยด้านนี้ต่อไป

1.4.5 สามารถใช้เป็นระบบปฏิบัติการทดลอง และวิจัยของนิสิต

บทที่ 2

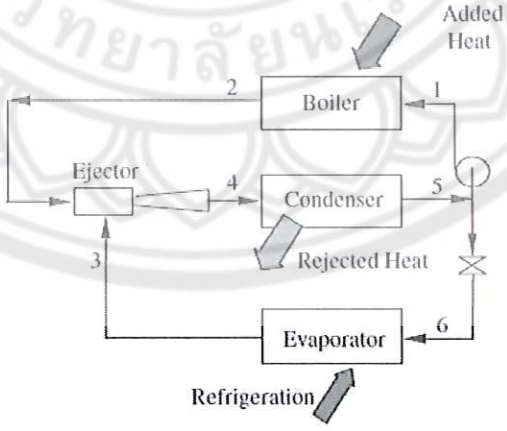
ทฤษฎี และเอกสารงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 ทฤษฎี

ระบบอีเจ็คเตอร์ได้มีการนำมาใช้ประโยชน์มานานแล้ว ซึ่งถูกพัฒนาในปี ค.ศ. 1901 โดย Sir Charles Parsons เพื่อที่จะใช้ในการดูดอากาศออกจากเครื่องควบแน่นของระบบกังหันไอน้ำ ต่อมาระบบนี้ได้มีการนำมาใช้ในระบบทำความเย็นครั้งแรกในปี ค.ศ. 1910 โดย Maurice Leblance [6] และได้มีการนำไปใช้ในการทำความเย็นอาคารอย่างกว้างขวางในปี 1930 หลังจากนั้นระบบได้ถูกแทนที่ด้วยระบบทำความเย็นแบบอัดไอที่มีประสิทธิภาพการทำความเย็นที่ดีกว่า [7]

2.1.1 โครงสร้างของระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์

ระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ เป็นระบบที่ถูกสร้างมาเพื่อใช้ประโยชน์ ในการสร้างความเย็นโดยอาศัยการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิและความดัน ในบริเวณต่างๆของอุปกรณ์ในระบบ สำหรับส่วนประกอบหลักของอีเจ็คเตอร์ ได้แก่ เครื่องกำเนิดไอ, อีเจ็คเตอร์, เครื่องควบแน่น และเครื่องระเหย ในการทำงานของอีเจ็คเตอร์นั้น เริ่มจากเครื่องกำเนิดไอผลิตไอสารทำงานไปที่อีเจ็คเตอร์ ซึ่งสารทำงานจะมีอุณหภูมิและความดันสูง เรียกไอสารทำงานนี้ว่า ก๊าซปฐมภูมิ เมื่อไหลผ่านหัวฉีดของอีเจ็คเตอร์จะทำให้เกิดความเร็วสูง ซึ่งก่อให้เกิดความดันต่ำที่บริเวณที่ต่อกับเครื่องระเหย ส่งผลให้เกิดความดันต่ำในเครื่องระเหย ทำให้สารทำงานในเครื่องระเหยสามารถระเหยได้ในอุณหภูมิต่ำ ความร้อนที่ถูกนำไปใช้ในการระเหยนี้เรียกว่าภาระความเย็นที่ได้จากระบบ ไอสารระเหยจากเครื่องระเหยที่เรียกว่า ก๊าซทุติยภูมินี้ จะถูกผสมกับก๊าซปฐมภูมิและความดันจะเพิ่มขึ้นจนกลั่นตัวเป็นของเหลวในเครื่องควบแน่น สารทำงานที่เป็นของเหลวนี้จะถูกปั๊มไปที่เครื่องกำเนิดไอ และอีกส่วนจะถูกลดความดันโดยวาล์วลดความดันไหลเข้าสู่เครื่องระเหย เป็นการครบวัฏจักรของการทำงานในระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ ดังแสดงในรูปที่ 1



รูปที่ 1 ระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ [5]

เนื่องจากในระบบใช้อีเจ็คเตอร์ติดตั้งแทนคอมแพรสเซอร์ ซึ่งไม่ต้องอาศัยพลังงานกลในการขับเคลื่อนของไหล ดังนั้นพลังงานที่ใช้ในการป้อนระบบทำความเย็นนี้ เป็นความร้อนที่ป้อนแก่ Generator ของระบบ ซึ่งสามารถได้จากพลังงานแสงอาทิตย์แทนพลังงานไฟฟ้าจากคอมแพรสเซอร์ สมรรถนะของระบบทำความเย็นที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์, COP_{ejc} จะเป็นอัตราส่วนของความเย็นที่ได้รับที่เครื่องระเหย, Q_{ev} และความร้อนที่ป้อนแก่ Generator, Q_G สามารถแสดงได้ดังนี้

$$COP_{ejc} = \frac{Q_{ev}}{Q_G} \quad (1)$$

โดยปกติแล้วการแสดงค่าประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นจะรวมเอาประสิทธิภาพของตัวรับรังสีมาคำนวณด้วย เช่น ประสิทธิภาพของตัวรับรังสีมีประสิทธิภาพ (η_c) 80% และประสิทธิภาพของระบบทำความเย็น 70% (COP_{cycle}) ประสิทธิภาพของระบบสามารถแสดงในรูปของ Solar thermal ratio, STR ดังนั้นสามารถคิดประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ได้ดังนี้

$$STR = \eta_c \cdot COP_{cycle} \quad (2)$$

$$STR = 0.8 \times 0.7 = 0.56 \quad (3)$$

ขณะที่วัตถุประสงค์ของการใช้อีเจ็คเตอร์ เพื่อต้องการปริมาณของเหลวทุติยภูมิจากเครื่องระเหยให้ได้มากที่สุดเท่าที่จะทำได้ อัตราการไหลของของเหลวปฐมภูมิและทุติยภูมิจึงเป็นปัจจัยที่มีความสำคัญในการพิจารณา ซึ่งค่าประสิทธิภาพของระบบทำความเย็น (Coefficient of Performance, COP) และสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์ (Ejector Performance) สามารถหาได้จาก สมการตามลำดับดังต่อไปนี้

$$COP_{ejc} = \omega \frac{h_e - h_c}{h_b - h_c} \quad (4)$$

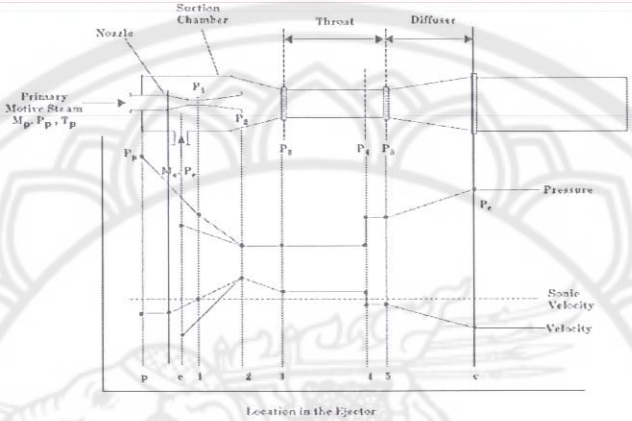
เมื่อ h_e คือค่า Enthalpy ของเครื่องระเหย (Evaporator) h_b คือค่า Enthalpy ของเครื่องกำเนิดไอ (Boiler) และ h_c คือค่า Enthalpy ของเครื่องควบแน่น (Condenser) และอัตราส่วนการไหล (Entrainment Ratio ; ω) ของของเหลวทุติยภูมิ (m_s) และของเหลวปฐมภูมิ (m_p) มีค่าเท่ากับ

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (5)$$

2.1.2 ส่วนประกอบของอีเจ็คเตอร์

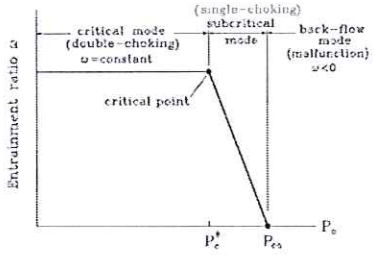
ส่วนประกอบที่สำคัญในอีเจ็คเตอร์ประกอบด้วย Nozzle, Suction Chamber, Throat หรือบริเวณ Mixing Chamber และ Diffuser บริเวณตำแหน่งของอีเจ็คเตอร์จะมีการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำงาน โดยแสดงดังรูปที่ 2 จะเห็นถึงการเปลี่ยนแปลงของความดันและความเร็วของสารทำงานในตำแหน่งต่างๆของอีเจ็คเตอร์ โดยที่เมื่อก๊าซปฐมภูมิผ่าน Nozzle ความเร็วของก๊าซจะเพิ่มสูงขึ้นและมีความเร็วเท่าเสียงที่บริเวณคอของหัวฉีด ซึ่งมีค่า Mach number เท่ากับ 1 และเรียกปรากฏการณ์นี้ว่าการเกิด Primary choking และเพิ่มสูงจนมีความเร็วเหนือเสียงขึ้นเมื่อถึงบริเวณ

ทางออกของหัวฉีด ปรากฏการณ์เช่นนี้จะทำให้เกิดความดันต่ำทำให้ก๊าซทุติยภูมิถูกดึงจากเครื่องระเหยและเกิดความเร็วบริเวณใดบริเวณหนึ่งที่ Mixing chamber ก่อนที่จะถึงส่วนของ Constant area ที่มีความเร็วเท่าเสียง (Mach number เท่ากับ 1) เรียกปรากฏการณ์นี้ว่าการเกิด Secondary choking โดยที่การเกิด Choking ที่บริเวณทั้ง 2 นี้มีผลต่อการทำงานของอีเจ็คเตอร์ ก๊าซปฐมภูมิและก๊าซทุติยภูมิจะผสมกัน และมีความดันที่คงที่ที่บริเวณ Mixing chamber ขณะที่ความเร็วของก๊าซผสมนี้จะมีความเร็วเหนือเสียงและมีค่าคงที่ จนกระทั่งเมื่อสารทำงานผ่านเข้าสู่ Diffuser สารทำงานจะมีความดันที่สูงขึ้น ขณะที่ความเร็วของสารทำงานจะลดลงต่ำกว่าความเร็วเหนือเสียง



รูปที่ 2 ตำแหน่งของความดันและความเร็วในตำแหน่งต่างๆของ Steam ejector [8]

ประเภทของอีเจ็คเตอร์สามารถแบ่งออกได้ 2 ประเภท ขึ้นอยู่การออกแบบ และในตำแหน่งของหัวฉีดจะเป็นตัวบอกประเภทของอีเจ็คเตอร์ได้ คือ 1) Constant pressure mixing ejector อีเจ็คเตอร์ชนิดนี้ปากทางออกของหัวฉีดจะอยู่บริเวณของ Suction chamber หรืออยู่ที่ตำแหน่งด้านหน้าของทางเข้าบริเวณ Constant area section ซึ่งการออกแบบนี้อยู่ภายใต้เงื่อนไขที่ความดันมีค่าคงที่ตลอดในช่วงของการเกิดการผสม 2) Constant area mixing ejector อีเจ็คเตอร์ประเภทนี้บริเวณปากทางออกของหัวฉีดจะอยู่ภายใน Constant area section ซึ่งทั้ง 2 ประเภทนี้มีรูปแบบการทำงานอยู่ 3 ช่วง คือ Critical mode, Subcritical mode และ Back flow mode ความแตกต่างในแต่ละช่วงแสดงในรูปที่ 3 โดยแสดงให้เห็นถึงช่วงของการทำงานในแต่ละช่วงพบว่าที่ Critical mode เป็นช่วงที่อีเจ็คเตอร์มีประสิทธิภาพสูงสุด ทั้งนี้เนื่องจากการผสมของของเหลวปฐมภูมิและทุติยภูมิเกิดขึ้นภายใต้การเกิด Double choking ขณะที่ในช่วงของ Subcritical mode ประสิทธิภาพจะลดลงเนื่องจากระบบทำงานภายใต้การเกิด Single choking ทำให้อัตราการผสมลดลงซึ่งมีผลต่อประสิทธิภาพลดลงเช่นกัน และที่จุด Back flow เป็นจุดที่ไม่มีการเกิด Choking และส่งผลทำให้การทำงานของอีเจ็คเตอร์ล้มเหลว



รูปที่ 3 การทำงานในรูปแบบต่างๆของอีเจ็คเตอร์ [9]

สำหรับการเกิด Choking นั้นปกติจะเกิดขึ้นที่ 2 ตำแหน่งด้วยกัน ตำแหน่งที่ 1 ของของเหลวปฐมภูมิที่ไหลผ่านบริเวณหัวฉีด และตำแหน่งที่ 2 ของของเหลวทุติยภูมิที่ตำแหน่ง Suction flow ที่ต่อกับเครื่องระเหย และเป็นที่ทราบกันว่าอีเจ็คเตอร์แบบ Constant pressure mixing ejector เป็นแบบที่มีประสิทธิภาพสูงกว่า ดังนั้นในปัจจุบันการศึกษาเกี่ยวกับอีเจ็คเตอร์จึงใช้ประเภทนี้เป็นหลักในการศึกษา

แบบจำลองทางคณิตศาตร์ของอีเจ็คเตอร์ถูกแนะนำโดย Keenan et al [20] ซึ่งประกอบด้วย สมดุลมวล โมเมนตัม พลังงาน และสมการเกี่ยวข้องกับการไหลซึ่งเป็นหลักในการออกแบบอีเจ็ตเตอร์ การออกแบบอีเจ็คเตอร์ในทางทฤษฎีตามหลักการไหลคงตัว ประกอบด้วย [21]

1. ไม่มีแรงเสียดทานเกิดขึ้นที่น็อตเซิล ห้องผสม และดิฟฟิวเซอร์ เพื่อได้รับประสิทธิภาพอีเจ็คเตอร์ที่เหมาะสม
2. ความเร็วของของไหลปฐมภูมิและทุติยภูมิมีค่าเป็นศูนย์ที่ตำแหน่ง P และ S แสดงดังรูปที่ 4
3. บริเวณทางออกของน็อตเซิลซึ่งเป็นที่ผสมระหว่างของไหลปฐมภูมิและทุติยภูมิความดันสถิตกำหนดให้คงที่

กระบวนการอะเดียเบติก

$$\sum \dot{m}_i (h_i + V_i^2/2) = \sum \dot{m}_e (h_e + V_e^2/2) \qquad (6)$$

เมื่อ $\dot{m}$ = อัตราการไหล, kg/s
h = เอนทัลปีจำเพาะ, kJ/kg
V = ความเร็ว, m/s
i = ทางเข้า
e = ทางออก

<u>สมการโมเมนตัม</u>

$$P_i A_i + \sum \dot{m}_i V_i = P_e A_e + \sum \dot{m}_e V_e \qquad (7)$$

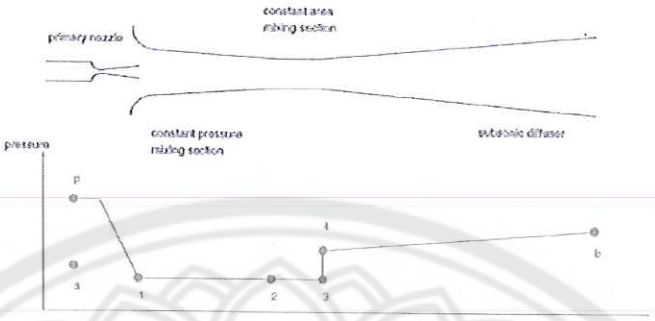
เมื่อ P = ความดันสัมบูรณ์, bar
A = พื้นที่, m^2

<u>สมดุลมวล</u>

$$\sum \rho_i V_i A_i = \sum \rho_e V_e A_e \qquad (8)$$

เมื่อ ρ = ความหนาแน่น, kg/m^3
V = ความเร็ว, m/s

A = พื้นที่หน้าตัด, m^2
i = ทางเข้า
e = ทางออก



รูปที่ 4 ความดันที่ตำแหน่งต่างๆภายในอีเจ็คเตอร์ [21]

ตัวเลขมัคของของไหลปฐมภูมิที่ตำแหน่งทางออกของน๊อตเซิลแสดงได้ดังรูปที่ 4 โดยของไหลเมื่อผ่านทางออกของน๊อตเซิลที่ตำแหน่งที่ 1 ของไหลมีความเร็วเหนือเสียง ความเร็วดังกล่าวสามารถหาได้จากสมการดังนี้

$$V_{1'}^2 = 2\eta_p (h_p - h_{i,1'}) \quad (9)$$

เมื่อ V = ความเร็ว, m/s
η_p = ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของน๊อตเซิล
p = ของไหลปฐมภูมิ
$1'$ = ตำแหน่งทางออกจากน๊อตเซิลของของไหลปฐมภูมิ

ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนความดันที่น๊อตเซิลและค่าตัวเลขมัคของของไหลปฐมภูมิที่ทางออกของน๊อตเซิล แสดงได้ดังนี้

$$M_{1'}^* = \sqrt{\frac{2\eta_p}{k-1}\left[\left(\frac{P_p}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]} \quad (10)$$

เมื่อ M = ตัวเลขมัค
η_p = ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของน๊อตเซิล
k = อัตราส่วนของความจุความร้อนของแก๊สอุดมคติ
P = ความดันสัมบูรณ์, bar
$*$ = สภาวะที่ความเร็วเสียง
p = ของไหลปฐมภูมิ
$1'$ = ตำแหน่งทางออกจากน๊อตเซิลของของไหลปฐมภูมิ

ตัวเลขมัคของของไหลทุติยภูมิผ่านบริเวณทางออกของน๊อตเซิลเหมือนกับสมการของของไหลปฐมภูมิดังนี้

$$M_{1"}^{*} = \sqrt{\frac{2}{k-1}\left[\left(\frac{P_s}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]} \qquad (11)$$

เมื่อ M = ตัวเลขมัค
η_p = ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของน๊อตเซิล
k = อัตราส่วนของความจุความร้อนของแก๊สอุดมคติ
P = ความดันสัมบูรณ์, bar
$*$ = สภาวะที่ความเร็วเสียง
s = ของไหลทุติยภูมิ
1" = ตำแหน่งทางออกจากน๊อตเซิลของของไหลทุติยภูมิ

กระบวนการผสมในห้องผสม สมการโมเมนตัมในตำแหน่ง 1 และ 3 จากรูปที่ 4 แสดงได้ดังนี้

$$\eta_m(P_1 + A_1 + \dot{m}_p V_{1'} + \dot{m}_s V_{1"}) = P_3 A_3 + V_3(\dot{m}_p + \dot{m}_s) \qquad (12)$$

เมื่อ η_m = ประสิทธิภาพของห้องผสม
P = ความดันสัมบูรณ์, bar
A = พื้นที่หน้าตัด, m^2
$\dot{m}$ = อัตราการไหล, kg/s
V = ความเร็ว, m/s
1´ = ตำแหน่งทางออกจากน๊อตเซิลของของไหลปฐมภูมิ
1" = ตำแหน่งทางออกจากน๊อตเซิลของของไหลทุติยภูมิ
3 = ตำแหน่งพื้นที่ของห้องผสม
p = ของไหลปฐมภูมิ
s = ของไหลทุติยภูมิ

ในการวิเคราะห์ที่ห้องผสมเพื่อทำให้ง่ายขึ้น ความดันจะถูกกำหนดให้คงที่ เมื่อ η_m คือ ประสิทธิภาพของห้องผสม ความเร็วของไหลผสมที่ตำแหน่งที่ 3 ดังรูปที่ 4 สามารถหาได้ดังสมการ

$$V_3 = \eta_m\left[\frac{\dot{m}_p V_{1'} + \dot{m}_s V_{1"}}{\dot{m}_p + \dot{m}_s}\right] \qquad (13)$$

Where V = ความเร็ว, m/s

η_m = ประสิทธิภาพของห้องผสม

$\dot{m}$ = อัตราการไหล, kg/s

$1'$ = ตำแหน่งทางออกจากน๊อตเซิลของของไหลปฐมภูมิ

$1''$ = ตำแหน่งทางออกจากน๊อตเซิลของของไหลทุติยภูมิ

p = ของไหลปฐมภูมิ

s = ของไหลทุติยภูมิ

จากสมการที่ 13 ตัวเลขมัคของของไหลผสมที่ตำแหน่งที่ 3 ในรูปที่ 4 แสดงได้ดังนี้

$$M_3^* = \eta_m \left[\frac{M_{1'}^* + RmM_{1''}^* \sqrt{T_s/T_p}}{\sqrt{(1+Rm)(1+RmT_s/T_p)}} \right] \quad (14)$$

เมื่อ M^* = ตัวเลขมัคที่สภาวะความเร็วเสียง

η_m = ประสิทธิภาพของห้องผสม

R_m = สมรรถนะของอีเจ็คเตอร์

$1'$ = ตำแหน่งทางออกจากน๊อตเซิลของของไหลปฐมภูมิ

$1''$ = ตำแหน่งทางออกจากน๊อตเซิลของของไหลทุติยภูมิ

3 = ตำแหน่งห้องผสม

T = อุณหภูมิ, K หรือ °C

p = ของไหลปฐมภูมิ

s = ของไหลทุติยภูมิ

ตัวเลขมัค และตัวเลขมัคที่สภาวะความเร็วเสียงมีความสัมพันธ์ดังสมการ

$$M^* = \sqrt{\frac{(k+1)(M^2/2)}{1+(k-1)(M^2/2)}} \quad (15)$$

เมื่อ M = ตัวเลขมัค

$*$ = สภาวะที่ความเร็วเสียง

k = อัตราส่วนของความจุความร้อนของแก๊สอุดมคติ

เมื่อของไหลผสมไหลผ่านบริเวณคอของอีเจ็คเตอร์ สภาวะคลื่นช็อค (Shock wave) เกิดขึ้นและสมมุติว่าเกิดขึ้นระหว่างตำแหน่งที่ 3 และ 4 ค่าตัวเลขมัคที่บริเวณนี้แสดงดังสมการ

$$M_4 = \sqrt{\frac{M_3^{\,2} + 2/(k+1)}{(2k/(k-1)M_3^{\,2} - 1)}} \qquad (16)$$

เมื่อ M = ตัวเลขมัค
k = อัตราส่วนของความจุความร้อนของแก๊สอุดมคติ
3 = ตำแหน่งคอของอีเจ็คเตอร์
4 = ตำแหน่งปลายของคอของอีเจ็คเตอร์

ณ บริเวณคออีเจ็คเตอร์ ความดันผสมเพิ่มขึ้นและอัตราส่วนของความดันข้ามคลื่นช็อค สามารถแสดงได้ตามสมการ

$$\frac{P_4}{P^3} = \frac{1 + kM_3^{\,2}}{1 + kM_4^{\,2}} \qquad (17)$$

เมื่อ P = ความดันสัมบูรณ์, bar
M = ตัวเลขมัค
k = อัตราส่วนของความจุความร้อนของแก๊สอุดมคติ
3 = ตำแหน่งคอของอีเจ็คเตอร์
4 = ตำแหน่งปลายของคอของอีเจ็คเตอร์

บริเวณดิฟฟิวเซอร์ ความเร็วจากการไหลของของไหลผสมสมมุติว่าลดลงและเป็นศูนย์ที่ปลายทางออกของดิฟฟิวเซอร์ อัตราส่วนความดันข้ามดิฟฟิวเซอร์ สามารถหาได้ดังนี้

$$\frac{P_b}{P_4} = \left[\frac{\eta_d (k-1)}{2} M_4^{\,2} + 1\right]^{\frac{k}{k-1}} \qquad (18)$$

เมื่อ P = ความดันสัมบูรณ์, bar
η_d = ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของดิฟฟิวเซอร์
M = ตัวเลขมัค
b = บริเวณปลายทางออกของอีเจ็คเตอร์
4 = บริเวณปลายทางออกของคออีเจ็คเตอร์

พื้นที่ภาคตัดขวางของอีเจ็คเตอร์
สมการสมดุลมวลสัมพันธ์กับพื้นที่ภาคตัดขวาง ดังนี้

$$A = \frac{m}{\rho V} \qquad (19)$$

เมื่อ A = พื้นที่ภาคตัดขวาง, m^2
m = อัตราการไหล, kg/s

ρ = ความหนาแน่น, kg/m^3

V = ความเร็ว, m/s

พื้นที่ของอีเจ็คเตอร์สามารถประยุกต์ได้กับการไหลของแก๊สอุดมคติตามสมการ

$$A = \frac{\dot{m}}{M\sqrt{kRT_o}}\left[\frac{RT_o}{P_o}\right]\left[\frac{P}{P_o}\right]^{1/k} \quad (20)$$

เมื่อ A = พื้นที่ภาคตัดขวาง, m^2

$\dot{m}$ = อัตราการไหล, kg/s

M = ตัวเลขมัค

k = อัตราส่วนของความจุความร้อนของแก๊สอุดมคติ

R = ค่าคงที่ของแก๊ส, kJ/Kg, K^{-1}

T = อุณหภูมิ, K หรือ °C

P = ความดันสัมบูรณ์, bar

o = สภาวะคงที่

พื้นที่บริเวณคอของอีเจ็คเตอร์สามารถคำนวณได้จากสมการดังนี้

$$A_t = \frac{\dot{m}_p}{P_p}\sqrt{\frac{T_p R}{k}\left[\frac{k+1}{2}\right]^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (21)$$

เมื่อ A_t = พื้นที่ภาคตัดขวางบริเวณคอของอีเจ็คเตอร์, m^2

$\dot{m}$ = อัตราการไหล, kg/s

P = ความดันสัมบูรณ์, bar

T = อุณหภูมิ, K หรือ °C

R = ค่าคงที่ของแก๊ส, kJ/kg

p = ของไหลปฐมภูมิ

k = อัตราส่วนของความจุความร้อนของแก๊สอุดมคติ

พื้นที่ทางออกของน๊อตเซิลสามารถแสดงในรูปอัตราส่วนพื้นที่บริเวณทางออกของน๊อตเซิลและพื้นที่ภาคตัดขวางบริเวณคอของน๊อตเซิล ดังสมการ

$$\frac{A_{1'}}{A_t}=\frac{\left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{1}{k-1}}\sqrt{1-\left[\frac{2}{k+1}\right]}}{\frac{P_1^{1/k}}{P_p}\sqrt{1-\left[\frac{P_1}{P_p}\right]^{\frac{k-1}{k}}}} \qquad (22)$$

เมื่อ $A_{1'}$ = พื้นที่บริเวณปลายทางออกของน๊อตเซิล, m^2

A_t = พื้นที่บริเวณคอของน๊อตเซิล, m^2

k = อัตราส่วนของความจุความร้อนของแก๊สอุดมคติ

P_1 = ความดันสัมบูรณ์บริเวณปลายทางออกของน๊อตเซิล, bar

P_p = ความดันสัมบูรณ์ของของไหลปฐมภูมิ, bar

บริเวณห้องผสมซึ่งของไหลปฐมภูมิและของไหลทุติยภูมิผสมกัน พื้นที่ทางเข้าของห้องผสมสามารถคำนวณได้ตามสมการ

$$\frac{A_{1''}}{A_t}=\frac{Rm\sqrt{T_s/T_p\left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{1}{k-1}}\left[\frac{P_p}{P_s}\right]\left[\frac{P_s}{P_1}\right]^{\frac{1}{k}}}}{\sqrt{\frac{k+1}{k-1}\left[1-\left[\frac{P_1}{P_s}\right]^{\frac{k-1}{k}}\right]}} \qquad (23)$$

เมื่อ $A_{1''}$ = พื้นที่ภาคตัดขวางของของไหลทุติยภูมิบริเวณปลายทางออกของน๊อตเซิล, m^2

A_t = พื้นที่บริเวณคอของน๊อตเซิล, m^2

R_m = อัตราส่วนของอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติยภูมิต่อปฐมภูมิ

T_p = อุณหภูมิของของไหลปฐมภูมิ, K หรือ °C

T_s = อุณหภูมิของของไหลทุติยภูมิ, K หรือ °C

k = อัตราส่วนของความจุความร้อนของแก๊สอุดมคติ

P_1 = ความดันสัมบูรณ์ที่บริเวณปลายทางออกของน๊อตเซิล, bar

P_p = ความดันสัมบูรณ์ของของไหลปฐมภูมิ, bar

P_s = ความดันสัมบูรณ์ของของไหลทุติยภูมิ, bar

พื้นที่ภาคตัดขวางที่ตำแหน่งที่ 1 ได้จากการคำนวณ โดยกำหนดให้ความหนาของผนังที่ปลายทางออกของ
น๊อตเซิลมค่าเป็นศูนย์ ดังแสดงได้ดังนี้

$$A_1 = A_{1'} + A_{1''} \quad (24)$$

เมื่อ $A_{1''}$ = พื้นที่ภาคตัดขวางของของไหลทุติยภูมิบริเวณปลายทางออกของน๊อตเซิล, m^2

' = ของไหลปฐมภูมิ

" = ของไหลทุติยภูมิ

พื้นที่บริเวณคอของห้องผสม สามารถคำนวณได้ตามสมการ ดังนี้

$$\frac{A_4}{A_t} = \frac{\sqrt{(1+Rm\_(1+RmT_s/T_p)}\left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{1}{k+1}}\sqrt{1-\left[\frac{2}{k+1}\right]}}{\left[\frac{P_4}{P_b}\right]^{\frac{1}{k}}\sqrt{1-\left[\frac{P_4}{P_b}\right]^{\frac{k-1}{k}}}} \quad (25)$$

เมื่อ A_4 = พื้นที่ภาคตัดขวางบริเวณคอของอีเจ็คเตอร์, m^2

A_t = พื้นที่ภาคตัดขวางบริเวณคอของน๊อตเซิล, m^2

R_m = อัตราส่วนของอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติยภูมิต่อปฐมภูมิ

T_p = อุณหภูมิของของไหลปฐมภูมิ, K หรือ °C

T_s = อุณหภูมิของของไหลทุติยภูมิ, K หรือ °C

k = อัตราส่วนของความจุความร้อนของแก๊สอุดมคติ

P_4 = ความดันสัมบูรณ์ที่บริเวณคอของอีเจ็คเตอร์, bar

P_p = ความดันสัมบูรณ์ของของไหลปฐมภูมิ, bar

ในสมการที่ 25 ค่า entrainment ratio (เมื่อ A_4 และ A_t กำหนดให้คงที่) อาจเป็นค่าโดยประมาณ เมื่อได้ค่าอุณหภูมิและความดันของของไหลทำงาน

2.2 การทบทวนวรรณกรรม/สารสนเทศ (information) ที่เกี่ยวข้อง

Aphonratana and Eames 1998 [3] พัฒนาระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนความร้อน Single effect ด้วยการติดตั้ง Ejector ในการทำงานกับแหล่งกำเนิดความร้อนที่มีอุณหภูมิ 190 – 210 ^{O}C โดย Ejector ถูกติดตั้งระหว่าง Generator และ Condenser ขนาดของ Ejector ที่ออกแบบใช้มีเส้นผ่านศูนย์กลางของ Nozzle เท่ากับ 24mm, Mixing tube เท่ากับ 18mm และ Diffuser เท่ากับ 40mm ในวัฏจักรดูดกลืนแบบ Single effect โดยใช้ Lithium bromide/Water เป็นสารทำงาน โดยระบบนั้น Ejector จะให้ Generator ทำงานได้ที่ความดันสูงกว่า Condenser และทำให้อุณหภูมิของสารละลายเพิ่มสูงขึ้นโดยปราศจากการเกิดผลึกของสารละลาย ดังนั้นความร้อนที่ป้อนแก่สารละลายที่ Generator

จะต้องการเพิ่มขึ้นเล็กน้อย ขณะที่อุณหภูมิและความดันที่ Generator จะเพิ่มขึ้นพร้อมๆ กัน เพื่อรักษาความเข้มข้นของสารละลายให้คงที่ Ejector รับปริมาณไอน้ำที่มีความดันต่ำที่มาจาก Evaporator และส่งไปควายความร้อนที่ Condenser ดังนั้นมวลของไอน้ำที่ไปควบแน่นที่ Condenser รวมไปถึงมวลของไอน้ำที่ไปสู่ Evaporator ในการผลิตไออีกครั้งมากกว่ามวลของไอน้ำที่เกิดขึ้นที่ Generator และถูกดูดกลืนที่ Absorber ดังนั้นสมรรถนะของระบบ (COP) นี้สูงขึ้น ค่า COP ที่ปรับปรุงพบว่าอยู่ระหว่าง 0.86 – 1.04 โดยปริมาณความเย็นมากขึ้นกว่าระบบ Conventional single-effect ถึง 60% และต้องการความร้อนที่ต้องการจัดหา Generator น้องลง

Chen 1988 [10] ได้ทำการเพิ่มสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนโดยการติดตั้งอีเจ็คเตอร์บริเวณทางถังดูดกลืนของระบบ โดยอีเจ็คเตอร์เป็นอุปกรณ์ที่สามารถเพิ่มความดันแก่สารละลาย Dimethylene glycol/Triethylene glycol (DMG/TEG) ซึ่งเป็นของไหลขับเคลื่อนอีเจ็คเตอร์โดยอาศัยการเพิ่มกระบวนการดูดกลืนที่ถังดูดกลืนทำให้สมรรถนะของระบบทำความเย็นสูงขึ้น นอกจากนี้ยังศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนพื้นที่ของอีเจ็คเตอร์ที่มีผลต่อสมรรถนะของระบบทำความเย็น ซึ่งพบว่าตำแหน่งอัตราส่วนพื้นที่ของอีเจ็คเตอร์ที่เหมาะสมที่ทำให้สมรรถนะของระบบมีค่ามากที่สุด

Pongtornkulpanich et al 2002 [11] ศึกษาอิทธิพลของขนาดอีเจ็คเตอร์ ได้แก่ พื้นที่ทางออกบริเวณ Nozzle และ Diffuser ของอีเจ็คเตอร์ที่มีผลความดันสารละลายลิเทียมโบร์ไมด์ – น้ำ ($LiBr/H_2O$) ที่ใช้เป็นของไหลขับเคลื่อนอีเจ็คเตอร์ในระบบชนิดดูดกลืน ซึ่งพบว่าขนาดของพื้นที่ทางออกของ Nozzle เท่านั้น ที่มีผลต่อความดันสารละลายที่เข้าถังดูดกลืนของระบบ และพบว่าขนาดพื้นที่ทางออกของ Nozzle ในอีเจ็คเตอร์ที่เหมาะสมที่ทำให้ความดันดังกล่าวมีค่ามากที่สุด

Shi et al 2001 [12] ได้ทำการวิเคราะห์ในเชิงทฤษฎีในระบบแปลงความร้อนชนิดดูดกลืนความร้อนใหม่โดยเพิ่ม Ejector เข้าไปที่เรียกว่า Ejector – Absorption Heat Transformer (EAHT) โดยจุดประสงค์เพื่อหาวิธีในการให้ความร้อน ที่ถูกปรับให้มีคุณภาพสูงขึ้นจากระบบมีอุณหภูมิสูงขึ้นเพื่อนำไปประยุกต์ใช้กับกระบวนการที่ต้องการอุณหภูมิสูงในหารใช้งานต่างๆ ได้ ในการวิจัยให้เหตุผลของการเลือก Ejector เพิ่มในระบบ Single-stage Absorption Heat Transformer โดยการเปรียบเทียบ Two-stage Heat Transformer และ Double Absorption Heat Transformer โดยอาศัยเหตุผลที่สำคัญคือ ค่าใช้จ่ายในการลงทุนต่ำให้สมรรถนะรวมของระบบสูง และสามารถเพิ่มอุณหภูมิสูงที่ต้องการรวมถึงปัญหาต่อการทำงานของระบบน้อยที่สุด

Wu Eames 1998 [13] ทำการศึกษาระบบทำความเย็นชนิดดูดกลืนที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ บริเวณ Generator ของระบบ โดยการทำงานของระบบใช้ไอน้ำความดันสูงที่ปล่อยจาก Generator ดึงกลับมาเป็นของไหลขับเคลื่อนอีเจ็คเตอร์เพื่อให้ความร้อนที่ Generator ของระบบ ซึ่งช่วยลดความต้องการของความร้อนที่ป้อนแก่ Generator ลงได้และทำให้สมรรถนะของระบบทำความเย็นสูงขึ้น

อนันต์ พงศ์ธรกุลพานิช และ คณะ 2550 [14] ได้ทำการศึกษาระบบทำความเย็นดูดกลืนชนิดสองวัฏจักรที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ และทำงานด้วยพลังงานแสงอาทิตย์โดยตัวเก็บรังสีอาทิตย์ที่ใช้เป็นชนิดแผ่นเรียบ เพื่อเป็นแนวทางลดต้นทุนของระบบให้สามารถแข่งขันในเชิงพาณิชย์ได้ ในงานวิจัยได้ศึกษา

ผลของขนาดอีเจ็คเตอร์ และความเข้มรังสีอาทิตย์ ที่มีต่อตัวแปรต่างๆ และสมรรถนะของระบบทำความเย็น โดยขนาดอีเจ็คเตอร์ที่ศึกษาประกอบด้วย ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางทางออกของหัวฉีด (Nozzle) ระหว่าง 0.0014 ถึง 0.072 m ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อผสม (Mixing tube) เท่ากับ 0.072 m และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางทางออกของดิฟฟิวเซอร์ (Diffuser) เท่ากับ 0.082 m ในช่วงรังสีอาทิตย์ที่ศึกษาจาก 700-1300 W/m^2 จากผลการศึกษาพบว่า สมรรถนะของระบบทำความเย็นสูงขึ้น เป็นผลจากการติดตั้งอีเจ็คเตอร์ และให้ขนาดอัตราส่วนพื้นที่ของอีเจ็คเตอร์ที่เหมาะสมเท่ากับ 0.605 ซึ่งเป็นตำแหน่งที่ให้สมรรถนะของระบบมีค่ามากที่สุด ที่ความเข้มรังสีอาทิตย์ต่างๆ

Sun 1999 [15] ทำการทดลองโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่อุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอ 80 – 90 องศาเซลเซียสโดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นที่ 5 และ 35 องศาเซลเซียส พบว่าการเพิ่มอุณหภูมิที่เครื่องกำเนิดไอเพิ่มขึ้นสามารถที่จะเพิ่มค่า COP ได้ในขณะที่การเพิ่มอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอเพิ่มมากว่า 90 องศาเซลเซียสไม่สามารถทำให้ค่า COP สูงขึ้นไปได้อีก

Ma 2010 [16] พบว่าที่เครื่องกำเนิดไออุณหภูมิ 92 องศาเซลเซียสให้ค่า COP สูงสุดการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอไม่สามารถทำให้ค่า COP สูงขึ้นตามไปด้วย ขณะที่การศึกษาของ Huang et al.2006 [18] และ Meyer et al. 2009 [8] พบว่าที่อุณหภูมิเครื่องระเหยที่เหมาะสมที่ทำให้ได้ค่า COP สูงสุดในการทดลองคือ 90 และ 95 องศาเซลเซียส ตามลำดับ ซึ่งจากการที่เพิ่มอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอสูงขึ้นไม่สามารถที่จะเพิ่มค่า COP ได้นั้น Chunnanond and Aphornratana ,2004 [6] ได้อธิบายว่าเป็นผลจากความสัมพันธ์ของการไหลของเหลวปฐมภูมิและทุติยภูมิโดยพบว่าการลดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอทำให้ Entrainment duct และอัตราการไหลของของเหลวทุติยภูมิมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นผลทำให้ค่า COP เพิ่มขึ้นด้วย

Ruangtrakoon et al 2011 [18] ศึกษาขนาดรูปทรงของหัวฉีด ของอีเจ็คเตอร์ความดันไอน้ำ ที่ควบคุมอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่อุณหภูมิ 7.5 องศาเซลเซียส และมีอุณหภูมิที่เครื่องกำเนิดในช่วง 110 – 150 องศาเซลเซียส ทำการทดสอบหัวฉีดที่มีขนาดคอต่างๆ 6 ขนาด (1.4 – 2.6 ม.ม.) พบว่าขนาดคอของหัวฉีดมีผลกระทบต่อค่า COP เป็นอย่างมาก เนื่องจากการเพิ่มขนาดคอของหัวฉีด ทำให้ปริมาณของของเหลวปฐมภูมิเพิ่มขึ้น ปริมาณของของเหลวปฐมภูมิที่สูงขึ้นทำให้สัดส่วนของของเหลวทุติยภูมิลดลง ซึ่งส่งผลให้ค่า COP ลดลงไปด้วย นอกจากนี้ยังพบว่าการเพิ่มอุณหภูมิและความดันของของเหลวปฐมภูมิ ทำให้ความดันที่เครื่องควบแน่นสูงขึ้นและความดันที่จุดวิกฤติเพิ่มขึ้นด้วย นอกจากนี้ยังทำให้ปริมาณของของเหลวปฐมภูมิสูงขึ้นเช่นเดียวกับการเพิ่มขนาดของหัวฉีดซึ่งส่งผลให้ค่า COP ลดลง

โครงงานวิจัยในระบบทำความเย็นที่พัฒนาขึ้นนี้มีแนวความคิดจากการต่อยอดจากประสบการณ์งานวิจัยที่ได้รับทุนจากสำนักงานคณะกรรมการวิจัยแห่งชาติ (วช) ที่ผ่านมา โดยพบว่าระบบที่สร้างขึ้นในช่วงแรกมีขนาดระบบทำความเย็นที่ใหญ่เกินไปซึ่งยังไม่เหมาะสมในการผลักดันสู่เชิงพาณิชย์ ผู้วิจัยจึงได้พัฒนาโปรแกรมแบบจำลองระบบเรื่อยมาโดยเวลานี้ผู้วิจัยได้พัฒนาโปรแกรมแบบจำลองที่สำเร็จในการหาผลจากแบบจำลองที่ให้สภาวะการทำงานอีเจ็คเตอร์ที่ดีขึ้น ขนาดรูปทรงเรขาคณิตที่เหมาะสม และมีสมรรถนะที่สูงเพียงพอกับการแข่งขันกับระบบทำความเย็นแบบทั่วไปและระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนที่ขับเคลื่อนด้วยพลังงานความร้อนโดยที่สำคัญระบบทำความเย็นจะมีขนาดเล็กลงที่เป้าหมายเพื่อต่อยอดในการแข่งขันในตลาดความเย็นเชิงพาณิชย์ได้

จากการสำรวจงานวิจัยที่ผ่านมาของผู้วิจัยพบประเด็นที่สำคัญที่ยังไม่มีผู้วิจัยได้ทำการลดขนาดระบบทำความเย็นลง ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงมุ่งเน้นทำการลดขนาดของระบบทำความเย็นที่ขับเคลื่อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์เพื่อประโยชน์ต่อผู้บริโภคในเชิงพาณิชย์ โดยอาศัยโปรแกรมแบบจำลองระบบทำความเย็นด้วยการเปลี่ยนแปลงสภาวะการทำงานในช่วงอิ่มตัวของไอน้ำที่ฮีทเจนเนอเรเตอร์เพื่อขับคลื่อนอีเจ็คเตอร์และบริเวณอีวาปอเรเตอร์ พร้อมทั้งขนาดรูปทรงเรขาคณิตที่ทำให้ระบบมีอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติยภูมิรวมทั้งสภาวะที่คอนเดนเซอร์ที่เหมาะสม (Optimum entrained fluid flow rate and Condenser condition) และให้สมรรถนะของอีเจ็คเตอร์ ปริมาณความเย็นออกมาที่สูงรวมทั้งสมรรถนะของระบบทำความเย็นโดยรวมที่สูงเช่นกัน

บทที่ 3

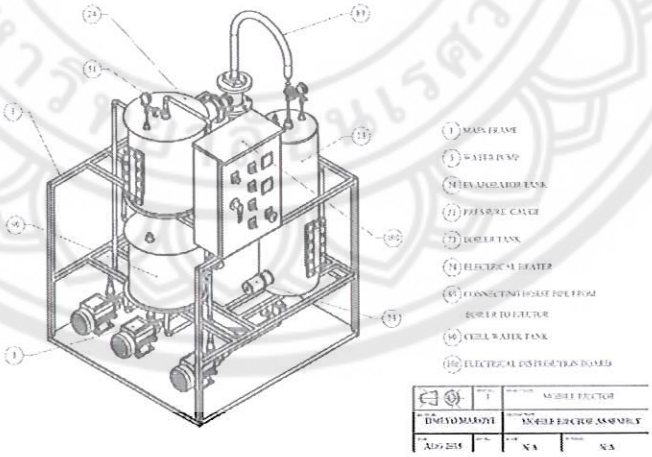
วิธีการดำเนินงานและอุปกรณ์การวิจัย

ในงานวิจัยนี้ทำการออกแบบและสร้างระบบทำความเย็นที่ทำงานด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรสองชั้นขนาด 2 ตันความเย็น โดยก่อนการสร้างระบบจริงจะทำการออกแบบพารามิเตอร์ต่างๆ เช่น อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติยภูมิที่เหมาะสม ภาระที่ต้องการที่ฮีทเจนเนอร์เรเตอร์ อีแวปปอเรเตอร์ คอนเดนเซอร์ หอระบายความร้อน สมรรถนะของอีเจ็คเตอร์ สมรรถนะของระบบทำความเย็น เป็นต้น โดยใช้โปรแกรมแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาจากระบบทำความเย็นที่ทำงานด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชั้นเดียวเป็นวงจรชนิดสองชั้น

3.1 ขั้นตอนในการดำเนินงานวิจัย

การดำเนินงานวิจัยเพื่อการออกแบบ สร้างระบบ และทดสอบระบบทำความเย็นที่ทำงานด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชนิดสองชั้น ประกอบด้วย 6 ขั้นตอนดังนี้

1. การสำรวจบทความงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง
2. การพัฒนาโปรแกรมแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ระบบทำความเย็นที่ทำงานด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชนิดชั้นเดียว เพื่อทำนายและหาสภาวะที่เหมาะสม
3. การออกแบบอุปกรณ์ต่างๆในระบบ
4. การสร้างระบบทำความเย็นที่ทำงานด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชั้นเดียว
5. การทดสอบระบบทำความเย็นและเก็บข้อมูลการทำงานของระบบ
6. การประเมินสมรรถนะของระบบทำความเย็นชนิดวงจรชั้นเดียว



รูปที่ 5 ส่วนประกอบต่างๆ ของระบบทำความเย็นที่ติดตั้งอีเจคเตอร์ที่ถูกออกแบบให้มีขนาดเล็กลง

3.2 การออกแบบอุปกรณ์ต่างๆในระบบ

ระบบทำความเย็นที่ทำงานด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรสองชั้น ประกอบด้วยอุปกรณ์ที่สำคัญต่างๆ ดังนี้

1. ฮีทเจนเนอเรเตอร์
2. อีเจ็คเตอร์ 2 ชุดที่มีรูปทรงทางเรขาคณิตเดียวกัน
3. อีแวปเปอร์เรเตอร์
4. คอนเดนเซอร์
5. ตัวรับรังสีอาทิตย์
6. หอระบายความร้อน
7. ระบบท่อต่าง

3.2.1 สมการต่างๆที่เกี่ยวข้องที่ใช้ในการคำนวณระบบทำความเย็น

ความร้อนสัมผัส (Sensible heat)

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_2 - T_1) \quad (26)$$

การพาความร้อน (Convection heat transfer)

$$\dot{Q} = h_c A (T_2 - T_1) \quad (27)$$

ตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynold number)

$$\mathrm{Re}\ D = \frac{4\dot{m}_c}{\pi D \mu} \quad (28)$$

สำหรับกรณีที่อุณหภูมิพื้นผิวคงที่ สมการเอมไพริกัลของ Dittus และ Boelter แสดงได้ดังนี้

$$N\dot{\mu}D = 0.023 \mathrm{Re} D^{0.8}\ \mathrm{Pr}^{0.4} \quad (29)$$

สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Convection heat transfer coefficient) สามารถคำนวณจาก สมการ

$$NuD = \frac{h_{ct} D}{k} \quad (30)$$

สมดุลพลังงานแสดงได้ดังสมการ

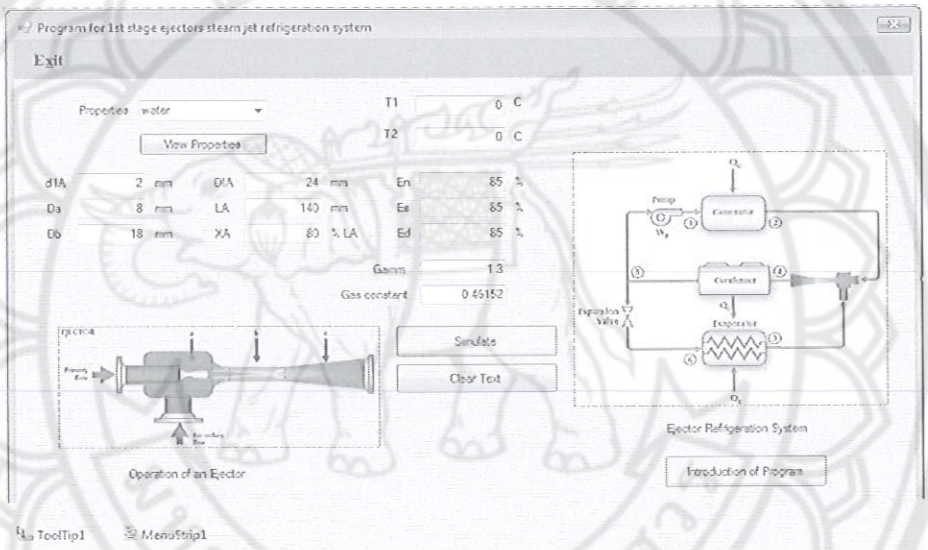
$$\dot{m}_s h_{gs} + \dot{m}_p h_{gp} = \dot{m}_{mix} h_m \quad (31)$$

สมดุลมวลแสดงได้ดังสมการ

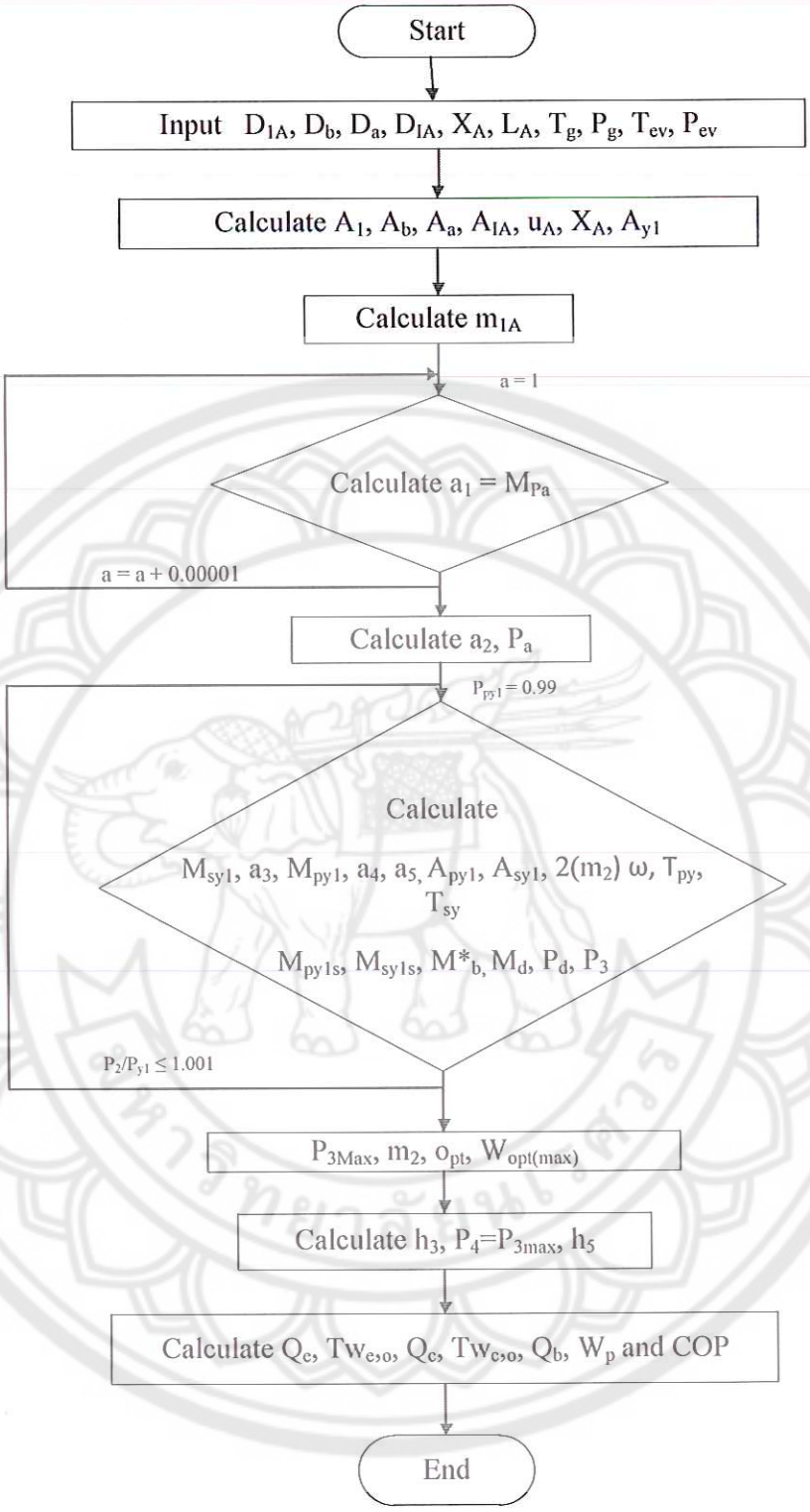
$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (32)$$

3.3 โปรแกรมแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ระบบทำความเย็นที่ทำงานด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชั้นเดียว

ผู้วิจัยได้ทำการสร้างโปรแกรมแบบจำลองระบบทำความเย็นที่ทำงานด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชั้นเดียวเพื่อทำการออกแบบอุปกรณ์ต่างๆของระบบก่อนการสร้างระบบจริง โดยได้ใช้โปรแกรมที่สร้างโดย อนันต์ 2553 โปรแกรมที่ถูกพัฒนาขึ้นนี้ได้ใช้ทำนายพารามิเตอร์ต่างๆ ได้แก่ อัตราการไหลเชิงมวลที่เหมาะสมของของไหลทุติยภูมิ ความดันและอุณหภูมิที่คอนเดนเซอร์ ภาระที่อีแวปปอเรเตอร์ ฮีทเจนเนอเรเตอร์ และคอนเดนเซอร์ รวมถึงสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์ และสมรรถนะของระบบทำความเย็นในเทอม Coefficient of Performance, COP พารามิเตอร์เหล่านี้จะนำไปใช้ออกแบบรายละเอียดของแต่ละอุปกรณ์ โปรแกรมแบบจำลองถูกเขียนโดย Visual Basic Version 6.0 ซึ่งรูปที่ 6 แสดงฟอร์มของโปรแกรมการทำงาน และรูปที่ 7 แสดงผังการไหลของโปรแกรมแบบจำลอง



รูปที่ 6 ฟอร์มของโปรแกรมการทำงานแสดงการป้อนค่าพารามิเตอร์ต่างๆ



รูปที่ 7 ผังการไหลของโปรแกรมแบบจำลอง

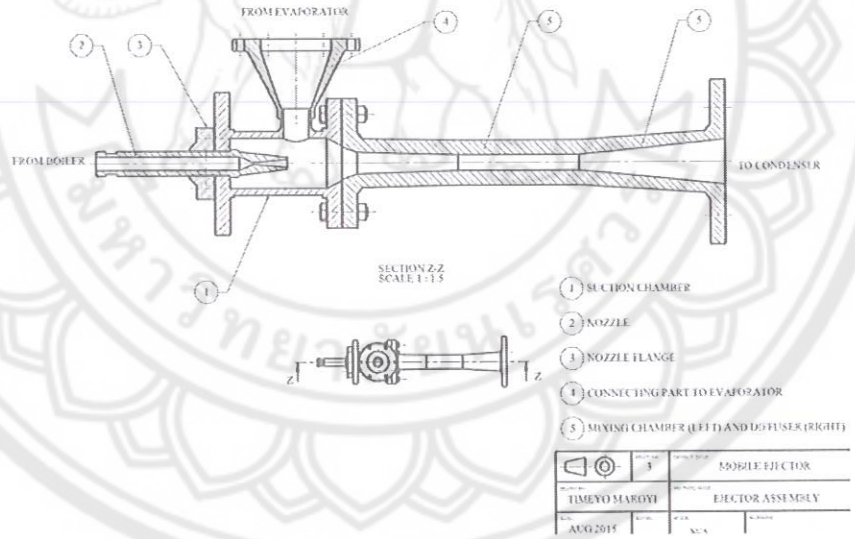
3.4 การออกแบบระบบทำความเย็นที่ทำงานด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชั้นเดียว

อุปกรณ์ที่ต้องออกแบบในระบบทำความเย็น ประกอบด้วย

1. อีเจ็คเตอร์
2. ฮีทเจนเนอเรเตอร์
3. คอนเดนเซอร์
4. อีแวปปอเรเตอร์
5. ปั้มหมุนเวียนของไหล
6. หอระบายความร้อน
7. ตัวรับรังสีอาทิตย์
8. ระบบท่อต่างๆ

3.4.1 อีเจ็คเตอร์

การออกแบบแต่ละส่วนต่างๆของอีเจ็คเตอร์ในระบบทำความเย็นมีความสำคัญอย่างมากต่อสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์ โดยเฉพาะการออกแบบพื้นที่บริเวณคอของน็อตเซิลและคอของอีเจ็คเตอร์เพื่อได้รับสภาวะ Double choking ที่ทำให้อีเจ็คเตอร์มีสมรรถนะสูงสุด ดังแสดงดังรูปที่ 8



รูปที่ 8 ส่วนประกอบต่างๆของอีเจ็คเตอร์ที่ออกแบบ

ส่วนประกอบของอีเจ็คเตอร์ที่ใช้ในงานวิจัยนี้ มีส่วนประกอบต่างๆ แสดงได้ดังตารางที่ 1

ตารางที่ 1 รายละเอียดส่วนประกอบต่างๆของอีเจ็คเตอร์

หัวข้อ	ขนาด (mm)
1. เส้นผ่านศูนย์กลางของห้องผสม	33
2. ความยาวห้องผสม	115
3. เส้นผ่านศูนย์กลางของคออีเจ็คเตอร์	18
4. เส้นผ่านศูนย์กลางทางออกของดิฟฟิวเซอร์	45
5. ความยาวของปฐมภูมิของน๊อตเซิล	190.5
6. เส้นผ่านศูนย์กลางทางออกของน๊อตเซิล	8
7. เส้นผ่านศูนย์กลางบริวณคอของน๊อตเซิล	2
8. เส้นผ่านศูนย์กลางทางเข้าของน๊อตเซิล	14
9. เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อดูดของไหลทุติยภูมิ	30

3.4.2 ส่วนประกอบของอุปกรณ์ต่างในระบบทำความเย็นที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชั้นเดียว

ขนาดของอุปกรณ์ต่างๆที่ออกแบบในระบบทำความเย็นที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชั้นเดียวที่ใช้ในงานวิจัยนี้สามารถแสดงได้ดังตารางที่ 2

ตารางที่ 2 ขนาดของอุปกรณ์ต่างๆในระบบทำความเย็นที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชั้นเดียว

หัวข้อ	ขนาด	
	เส้นผ่านศูนย์กลาง (mm)	สูง (mm)
1. ถังน้ำเย็น	360	305
2. ถังคอนเดนเซอร์	330	606
3. ถังอีแวปปอเรเตอร์	320	402
4. ถังบอยเลอร์	250	795
5. ขดลวดไฟฟ้า	จำนวน 3 ขด	ยาว 200 mm

พารามิเตอร์ต่างๆที่ใช้ในการออกแบบระบบทำความเย็นที่ถูกทำนายโดยโปรแกรมแบบจำลองจำเป็นต้องป้อนค่าคงที่ และพารามิเตอร์ต่างๆ เช่นความดันและอุณหภูมิที่บริเวณฮีทเจนเนอเรเตอร์ และอีแวปปอเรเตอร์ ประสิทธิภาพของน๊อตเซิล และดิฟฟิวเซอร์ เป็นต้น ตารางที่ 1 แสดงพารามิเตอร์ต่างๆ และค่าคงที่ ที่ป้อนแก่โปรแกรมแบบจำลองระบบทำความเย็นที่ทำงานด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรสองชั้น

ตารางที่ 3 พารามิเตอร์ต่างๆ และค่าคงที่ ที่ป้อนแก่โปรแกรมแบบจำลองระบบทำความเย็น

Parameters	value	
Working Fluid/Refrigerant	Water/R718b	
Boiler (Generator) saturation temperature (T_g)	110	^{0}C
Evaporator temperature (T_{ev})	10	^{0}C
Boiler (Generator) saturation pressure (P_g)	2	bar
Evaporator pressure (P_{ev})	1.22	bar
Throat of nozzle (D_{1A})	2	mm
Exit diameter of nozzle (D_2)	8	mm
Inlet diameter of throat of ejector (D_3)	18	mm
Diameter inlet of mixing chamber (D_{1A})	24	mm
Length of mixing chamber (L_A)	140	mm
Mixing fluid distance (X_A)	80	%
η_n	85	%
η	85	%
η_g	85	%

3.5 ขั้นตอนการทำวิจัย

ประกอบด้วย

1. ศึกษาและเลือกวัสดุในการออกแบบระบบทำความเย็นที่ขับเคลื่อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ติดตั้ง
   อีเจ็คเตอร์ชนิดวงวจรชั้นเดียว
2. สร้างอุปกรณ์ต่างๆในระบบทำความเย็น ซึ่งประกอบด้วย
   2.1 อีเจ็คเตอร์
   2.2 อีแวปปอเรเตอร์
   2.3 คอนเดนเซอร์
   2.4 ระบบวาวล์ต่างๆ
   2.5 ระบบท่อและปั้มต่างๆ
   2.6 ถังสะสมน้ำร้อนและน้ำเย็น
   2.7 หอระบายความร้อน
3. ทำการทดสอบและเก็บรวบรวมข้อมูลการทดลองที่ตำแหน่งต่างๆในระบบโดยใช้ Data Logger ซึ่งประกอบด้วย
   3.1 อุณหภูมิ
   3.2 ความดัน
   3.3 อัตราการไหลเชิงมวล
4. การดำเนินการทดลอง

4.1 ตั้งอุณหภูมิที่ generator ที่ 110°C โดยควบคุมอุณหภูมิที่ได้จากตัวรับรังสีอาทิตย์ร่วมกับชุดให้ความร้อนไฟฟ้าขนาด 3000 kW

4.2 ตรวจสอบความดันที่ generator ที่ 2 บาร์

4.3 ปรับวาวล์เพื่อปรับอัตราการไหลเชิงมวลของไอน้ำอิ่มตัว (ไอปฐมภูมิ) ที่ generator เท่ากับ 0.00065 kg/s

4.4 ควบคุมและปรับวาวล์ก่อนไอปฐมภูมิไหลไปยังตำแหน่งอีเจ็คเตอร์

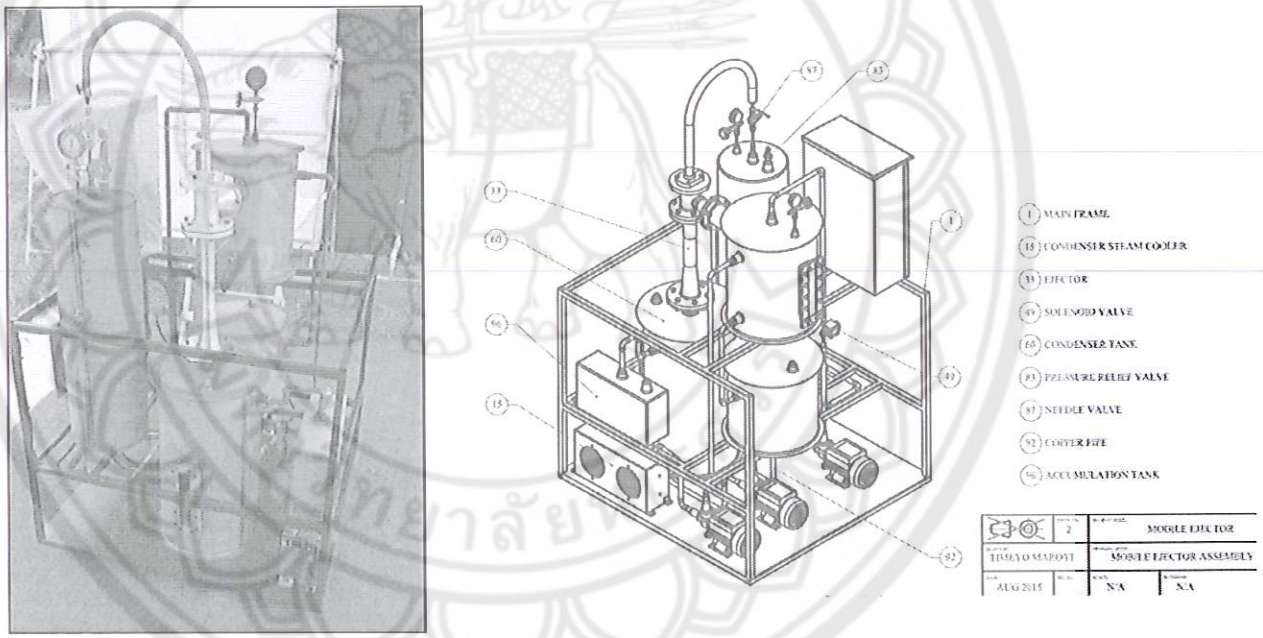
4.5 ดำเนินการทำงานของระบบจนกระทั่งเข้าสู่สภาวะคงตัวและรวบรวมข้อมูลเพื่อการวิเคราะห์

5. การวิเคราะห์ระบบ

วิเคราะห์สมรรถนะของอีเจ็คเตอร์และสมรรถนะของระบบทำความเย็นที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชั้นเดียว

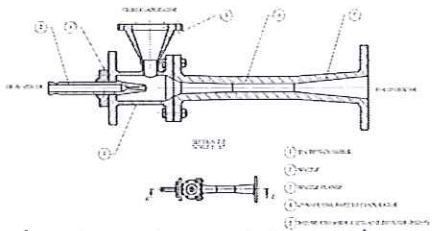
3.6 ระบบทำความเย็นที่ขับเคลื่อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงวจรชั้นเดียว

ระบบทำความเย็นที่ขับเคลื่อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ออกแบบเพื่อลดขนาดลงประกอบด้วย อีเจ็คเตอร์ ฮีทเจนเนอเรเตอร์ คอนเดนเซอร์ อีแวปปอเรเตอร์ ถังน้ำเย็น หอระบายความร้อน เป็นต้น แสดงได้ดังรูปที่ 9 (ก) และ (ข) และอีเจ็คเตอร์ดังรูปที่ 10



(ก) (ข)

รูปที่ 9 ส่วนประกอบต่างๆของระบบทำความเย็นที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชั้นเดียว ที่ทำงานด้วยพลังงานแสงอาทิตย์



รูปที่ 10 โครงสร้างของอีเจ็คเตอร์ที่ออกแบบ

ว TH
7687.9
ฟ1675
2559
1 16993746
สำนักหอสมุด
27 มิ.ย. 2559

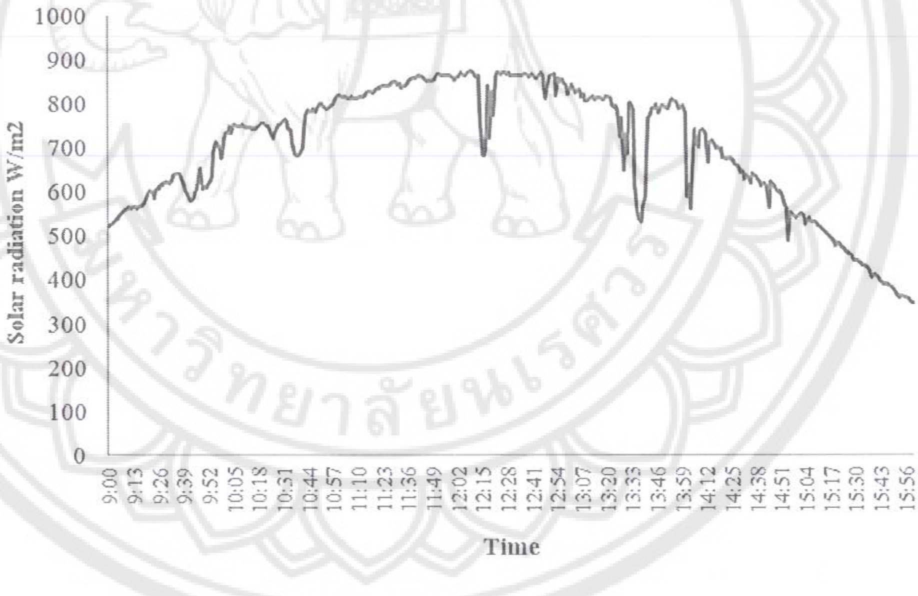
บทที่ 4

ผลการวิจัยและวิเคราะห์ข้อมูล

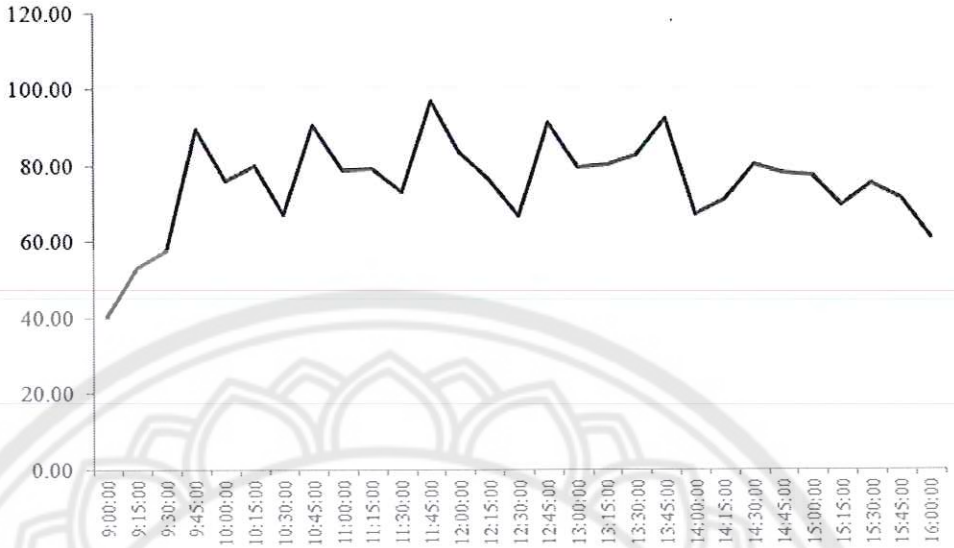
ในงานวิจัยนี้ทำการออกแบบและสร้างระบบทำความเย็นที่ขับเคลื่อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชั้นเดียวโดยมีจุดประสงค์ในการลดขนาดของระบบลงเพื่อต้องการให้ระบบสามารถออกสู่เชิงพาณิชย์ได้ และทำการทดสอบเพื่อหาสมรรถนะของระบบ

4.1 สมรรถนะของระบบทำความเย็นที่ทำงานด้วยพลังงานแสงอาทิตย์แบบติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรชั้นเดียว

รูปที่ 11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความเข้มรังสีอาทิตย์ที่เวลาต่างๆ จากรูปค่าความเข้มรังสีอาทิตย์เปลี่ยนแปลงจาก 521.4 ถึง 873.2 W/m^2 โดยให้ค่าเฉลี่ยที่ 742.5 W/m^2 ระบบเริ่มทำการทดสอบที่เวลา 9:00 น. ที่อุณหภูมิ 110°C แต่พบว่าอุณหภูมิน้ำเท่ากับ 40.3°C และที่ 10:00 น. อุณหภูมิของน้ำเท่ากับ 76°C ดังนั้นฮีทเตอร์ทำงานเพื่อให้น้ำเปลี่ยนเป็นไอน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิ 110°C การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้ำตามเวลาสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 12

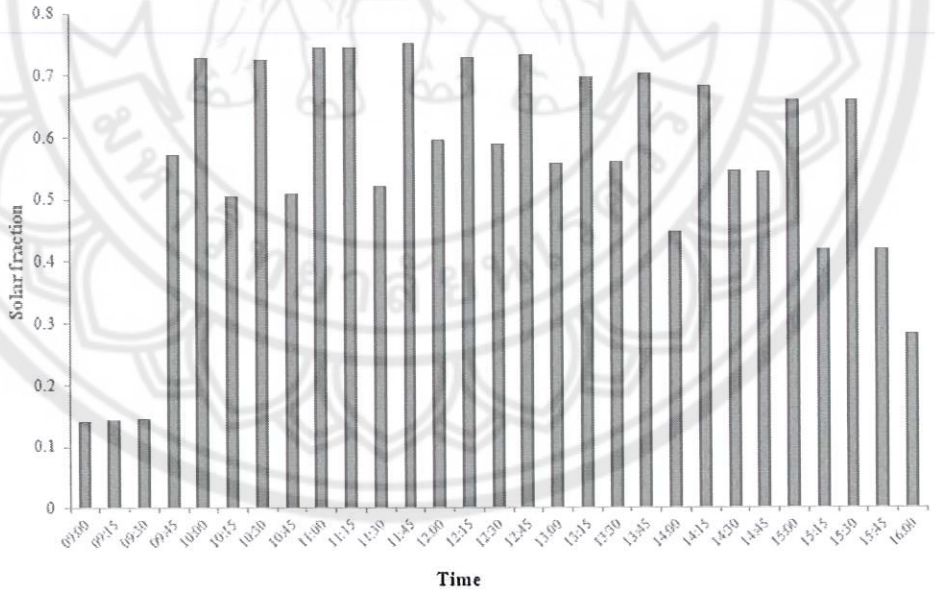


รูปที่ 11 แสดงความเข้มรังสีอาทิตย์ที่เวลาต่างๆ



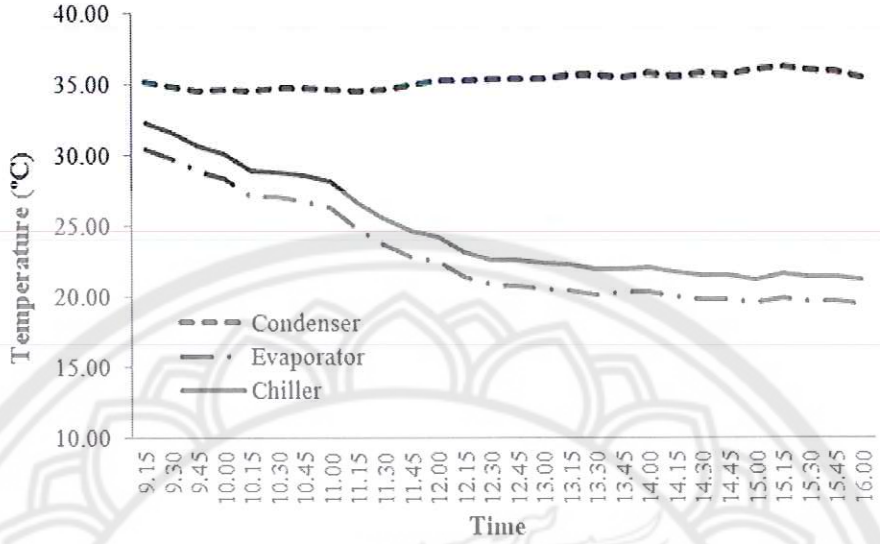
รูปที่ 12 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้ำที่เวลาต่างๆ

รูปที่ 13 แสดงสมรรถนะโดยรวมของระบบซึ่งแสดงในรูปของเศษส่วนรังสีอาทิตย์รายชั่วโมงที่เวลาต่างๆ ณ วันที่ทดสอบ ค่าเศษส่วนรังสีอาทิตย์ เฉลี่ย (Average Solar Fraction) ที่ 0.55



รูปที่ 13 เศษส่วนรังสีอาทิตย์ที่เวลาต่างๆ

4.2 อุณหภูมิน้ำเย็นที่ผลิตได้

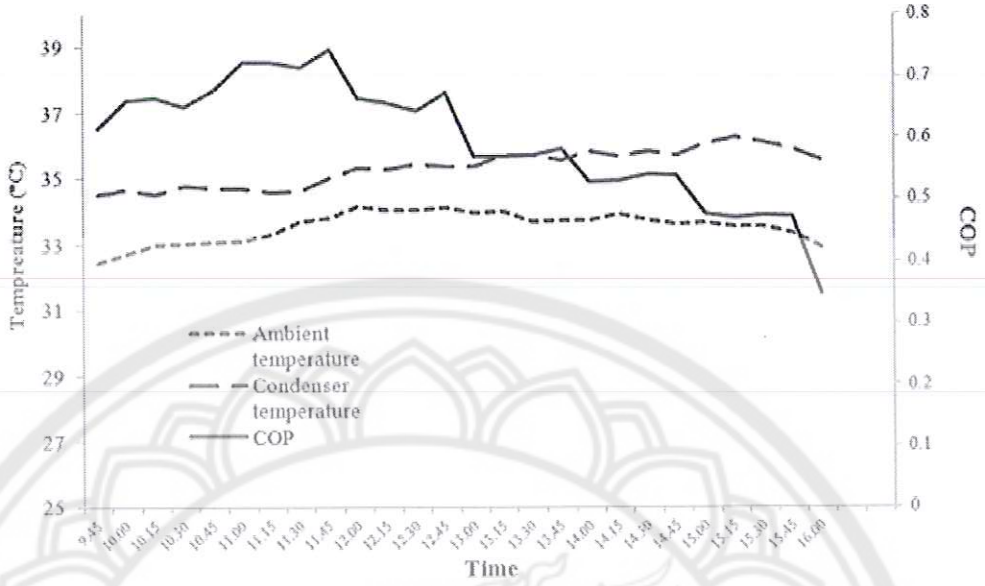


รูปที่ 14 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิคอนเดนเซอร์ อีแวปปอเรเตอร์และน้ำเย็นที่เวลาต่างๆ

จากรูปที่ 14 เส้นกราฟของอุณหภูมิที่ถังอีแวปปอเรเตอร์และน้ำเย็นมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน ที่สภาวะเริ่มต้นการทำงานอุณหภูมิน้ำเย็นอยู่ที่ 30°C และเมื่อเวลาเปลี่ยนไปจนกระทั่งสิ้นสุดที่ 16:00 น. อุณหภูมิต่ำสุดอยู่ที่ 21°C และเริ่มคงที่ ในขณะที่อุณหภูมิที่ถังคอนเดนเซอร์จะค่อยเพิ่มที่ละน้อยซึ่งเห็นชัดเจนในช่วงกลางวัน ตามการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิอากาศแวดล้อมซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยของ Yapici et al [3] เมื่ออุณหภูมิของคอนเดนเซอร์เพิ่มขึ้นมีผลให้สมรรถนะระบบทำความเย็นในรูป COP ลดลงเมื่อพลังงานที่ใช้ในการไหลของไหลปฐมภูมิและทุติยภูมิคงที่เป็นเพราะปริมาณไอเดียวกันไม่สามารถถูกอัดให้เท่ากับความดันที่คอนเดนเซอร์ดังนั้นสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์ (Entrainment ratio) และ COP จึงลดลง

4.3 สมรรถนะของระบบทำความเย็นที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์

จากรูปที่ 15 ค่า COP ของระบบทำความเย็นเปลี่ยนแปลงในช่วง 0.74 ถึง 0.34 โดย COP สูงสุดอยู่ที่เวลา 11:45 น. และให้ค่า COP เฉลี่ยที่ 0.59 การเปลี่ยนแปลงค่า COP จะสอดคล้องกับการเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิอีแวปปอเรเตอร์กล่าวคือในช่วงเริ่มต้นค่า COP เพิ่มขึ้นตามค่าอุณหภูมิอีแวปปอเรเตอร์ที่เพิ่มขึ้น และเมื่อเวลาผ่านไปค่า COP ลดลงตามค่าอุณหภูมิอีแวปปอเรเตอร์ที่ลดลง ผลนี้สอดคล้องกับ Pollerberg C et al [4] และ Yen et al [5] สำหรับผลของอุณหภูมิคอนเดนเซอร์มีผลต่อ COP เช่นกันกล่าวคือเมื่ออุณหภูมิขอคอนเดนเซอร์ลดลงค่า COP เพิ่มขึ้นผลนี้สอดคล้องกับงานวิจัยของ Petrenko et al [6]



รูปที่ 15 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิอากาศแวดล้อม คอนเดนเซอร์ และ COP ที่เวลาต่างๆ

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการวิจัย

งานวิจัยนี้มุ่งเน้นการลดขนาดของระบบทำความเย็นที่ขับเคลื่อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ชนิดวงจรขั้นเดียวโดยระบบถูกออกแบบด้วยโปรแกรมแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาขึ้นเพื่อหาคำตอบที่เหมาะสมในการทำงานของระบบโดยระบบทำงานในช่วงที่ต่ำกว่าค่าความดันวิกฤติซึ่งให้สมรรถนะของระบบทำความเย็นและอีเจ็คเตอร์ที่สูง ระบบที่ถูกออกแบบจะทำงานภายใต้สภาวะการทำงานและขนาดอีเจ็คเตอร์ดังนี้ อุณหภูมิ generator เท่ากับ 110°C อุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C เส้นผ่านศูนย์กลางคออีเจ็คเตอร์ เท่ากับ 2 mm. เส้นผ่านศูนย์กลางทางออกของน๊อตเซิล เท่ากับ 8 mm. เส้นผ่านศูนย์กลางทางเข้าคอของอีเจ็คเตอร์ เท่ากับ 18 mm. เส้นผ่านศูนย์กลางคอของอีเจ็คเตอร์ เท่ากับ 24 mm. ความยาวห้องผสม เท่ากับ 140 mm. ระยะผสมของของไหลปฐมภูมิและทุติยภูมิเท่ากับ 80% ของความยาวห้องผสม จากการทดสอบระบบที่พัฒนาให้มีขนาดเล็กลงพบว่า สมรรถนะของระบบทำความเย็นเปลี่ยนแปลงในช่วงจาก 0.74 ถึง 0.34 โดยให้ค่าเฉลี่ยเท่ากับ 0.59 ซึ่งทำการทดสอบในวันที่ท้องฟ้าแจ่มใสและสมรรถนะโดยรวมของระบบซึ่งแสดงในเทอมเศษส่วนรังสีอาทิตย์ โดยเฉลี่ยเท่ากับ 0.55

5.2 ข้อเสนอแนะ

1. ระบบทำความเย็นชนิดนี้อุปกรณ์ส่วนใหญ่ต้องทำงานภายใต้สภาวะสุญญากาศ ดังนั้นขณะเวลาสร้างระบบหรือในขณะระบบทำงานต้องตรวจสอบให้ระบบไม่มีรั่วเกิดขึ้น ซึ่งมีผลต่อสมรรถนะที่ลดลงได้
2. การกระจายตัวของสารทำความเย็นขณะเข้าสู่ถัง evaporator ควรกระจายตัวครอบคลุมให้ทั่วท่อขดทองแดงซึ่งต้องแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำเย็นจากถังน้ำเย็นเพื่อเพิ่มการกลายเป็นไอของสารทำความเย็น
3. การออกแบบหอระบายความร้อนควรคำนึงการเกิดความดันย้อนกลับขณะที่ความดันที่ condenser สูงเกินไป ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการระบายความร้อนเกิดขึ้นไม่ดี

เอกสารอ้างอิงของโครงการวิจัย

[1] Pongtornkulpanich, A., Thepa, S., and Amornkitbumrung, M., 2008, "Experience with fully operational solar-driven 10-ton LiBr/H_2O single-effect absorption cooling system in Thailand," Renewable Energy (An International Journal), Vol 33, pp. 943-949.

[2] Pongtornkulpanich, A., and Sukchai, S., 2009, "Technology Development and Research on Solar Cooling Systems, 16th REGWA Conference "Use of Renewable Energy Sources and Hydrogen Technology", November 5-7th ,2009, FH-Stralsund-University of Applied Sciences, Germany.

[3] Aphornratana, S., and Eames, I.A., 1998, "Experimental Investigation of a combined ejector-absorption refrigerator," International Journal of energy research, Vol. 22. pp. 195-207.

[4] Pridasawas,W., and Lundqvist, P., 2003, "Feasibility and Efficiency of Solar-driven refrigeration systems." 21st IIR International Congress of Refrigeration, August 17-22, Washington D.C, USA.

[5] Kanjanapon Chunnanond and Satha Aphornratana. An experimental investigation of steam ejector refrigerator : the analysis of the pressure profile along the ejector. Applied Thermal Engineering 24(2004) 311-322

[6] Abdulateef J.M, Sopian, K, Alghoul M.A. and Sulaiman M.Y. Review on solar –driven ejector refrigeration technologies. Renewable and Sustainable Energy Reviews 13(2009) 1338-1349

[7] Meyer A.J, Harms T.M. and Dobson R.T.. Steam jet ejector cooling powered by waste or solar heat. Renewable Energy 34(2009) 297-306

[8] Hisham El-Dessouky, Hisham Ettouney, Imad Alatiqi and Ghada Al-Nuwaibit. Evaluation of steam jet ejectors. Chemical Engineering and Processing 41(2002) 551-561.

[9] Huang B.J, Chang J.M. (1999). Empirical correlation for ejector design. International Journal of Refrigeration, 22, 379-388.

[10] Chen, L.T., 1988, "A new ejector-absorber cycle to improve the COP of an absorption refrigeration system," Applied Energy, Vol. 30, pp. 37-51.

[11] Pongtornkulpanich, A., Thepa, S., and Amornkitbumrung, M., 2002, "Analysis of ejector dimension on performance evaluation of ejector-absorber cycle with using LiBr/H_2O as a working fluid." Proceeding of the international conference on village from renewable energy in Aisa, Phitsanulok,Thailand.

[12] Shi, L., Yin, J., Wang, S., and Zhu, M.S., 2001, "Study on a new ejector-absorption heat transformer," Applied Energy, Vol. 68, pp.161-171.

[13] Wu, S., and Eames, I.W., 1998, "A novel absorption-recompression refrigeration cycle." Applied Thermal Engineering, Vol. 18, pp.49-57.

[14] อนันต์ พงศ์ธรกุลพานิช ศิริชัย เทพา และมานะ อมรกิจบำรุง 2550 "ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนชนิดสองวัฏจักรที่ทำงานด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ และติดตั้งอีเจ็คเตอร์" วิทยานิพนธ์ในหลักสูตรปรัชญาดุษฎีบัณฑิต สาขาวิชาเทคโนโลยีพลังงาน มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

[15] Sun D. Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle operating with various refrigerants. Energy Conversion & Management 40 (1999) 873-884.

[16] Ma X, Zhang W, Omer S.A, Riffat S.B. (2010). Experimental investigation of novel steam ejector refrigerator suitable for solar energy applications. Applied Thermal Engineering, 30, 1320-1325.

[17] Huang B.J, Hu S.S, Lee S.H. (2006). Development of an ejector cooling system with thermal pumping effect. International Journal of Refrigeration, 29, 476-484.

[18] Ruangtrakoon N, Aphornratana S, Sriveerakul T. (2011). Experimental studies of stream jet refrigeration cycle : Effect of the primary nozzle geometries to system performance. *Experimental Thermal Science*, 35, 676-683