

การออกแบบอีเจ็คเตอร์และประเมินค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสำหรับระบบทำความเย็นที่ใช้อีเจ็คเตอร์เป็นอุปกรณ์ขยาย

ชฎานนท์ แสงมณี*

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะครุศาสตร์ มหาวิทยาลัยราชภัฏอุดรธานี

อภิเดช บุญเจือ

สาขาวิชาวิศวกรรมกรรมการทำความเย็นและการปรับอากาศ คณะวิศวกรรมศาสตร์และสถาปัตยกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน

* ผู้นิพนธ์ประสานงาน โทรศัพท์ 0 4224 4985 ต่อ 1301 อีเมล: chayamon.sa@udru.ac.th DOI: 10.14416/j.kmutnb.2020.01.005

รับเมื่อ 22 กรกฎาคม 2562 แก้ไขเมื่อ 7 ตุลาคม 2562 ตอรับเมื่อ 17 ตุลาคม 2562 เผยแพร่ออนไลน์ 21 มกราคม 2563

© 2020 King Mongkut's University of Technology North Bangkok. All Rights Reserved.

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีจุดประสงค์เพื่อออกแบบอีเจ็คเตอร์แบบสองสถานะและประเมินค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) การทำความเย็นของระบบทำความเย็นที่ใช้อีเจ็คเตอร์เป็นอุปกรณ์ขยาย สมการทางคณิตศาสตร์ถูกใช้วิเคราะห์ความสัมพันธ์ระหว่างสภาวะการทำงานกับขนาดของอีเจ็คเตอร์ และ COP ของระบบ ตามลำดับ ในการศึกษาครั้งนี้ ระบบทำความเย็นมีวิสัยสามารถทำความเย็น 3.5 กิโลวัตต์ เครื่องควบแน่นและเครื่องระเหยทำงานในช่วงอุณหภูมิ 35–55 องศาเซลเซียส และ 0–15 องศาเซลเซียส ตามลำดับ และใช้ R32 เป็นสารทำงาน จากผลการศึกษาแสดงให้เห็นว่าสภาวะการทำงานที่เปลี่ยนแปลงส่งผลกระทบต่อขนาดของอีเจ็คเตอร์และ COP ของระบบเป็นอย่างมาก นอกจากนี้ ความสัมพันธ์ที่ได้รับจากการศึกษานี้สามารถใช้เป็นแนวทางในการออกแบบระบบทำความเย็นที่ใช้เป็นอุปกรณ์ขยายได้อีกด้วย

คำสำคัญ: อีเจ็คเตอร์แบบสองสถานะ ระบบทำความเย็นที่ใช้อีเจ็คเตอร์เป็นอุปกรณ์ขยาย R32



Ejector Design and Performance Evaluation for Ejector Expansion Refrigeration System

Chayaron Saengmanee*

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Education, Udon Thani Rajabhat University, Udon Thani, Thailand

Apidach Boonjue

Department of Refrigeration and Air conditioning, Faculty of Engineering and Architecture, Rajamangala University of Technology Isan, Nakhon Ratchasima, Thailand

* Corresponding Author, Tel. 0 4224 4985 Ext. 1301, E-mail: chayaron.sa@udru.ac.th DOI: 10.14416/j.kmutnb.2020.01.005

Received 22 July 2019; Revised 7 October 2019; Accepted 17 October 2019; Published online: 21 January 2020

© 2020 King Mongkut's University of Technology North Bangkok. All Rights Reserved.

Abstract

This study aims to design the two-phase flow ejector and to evaluate the Coefficient of Performance of ejector expansion refrigeration system. A mathematical model is developed to analyze the relationships among the operating conditions with the ejector sizes and the system *COP*, respectively. In this study, the refrigeration system having 3.5 kW of capacity is operated with condenser and evaporator temperature ranging from 35–55°C and 0–15°C, respectively and R32 is used as the working fluid. From the results, it was that varying the operating conditions strongly affects the required ejector sizes and the system *COP*. In addition, the relationships obtained from this study can be used as a guideline to design the ejector expansion refrigeration system.

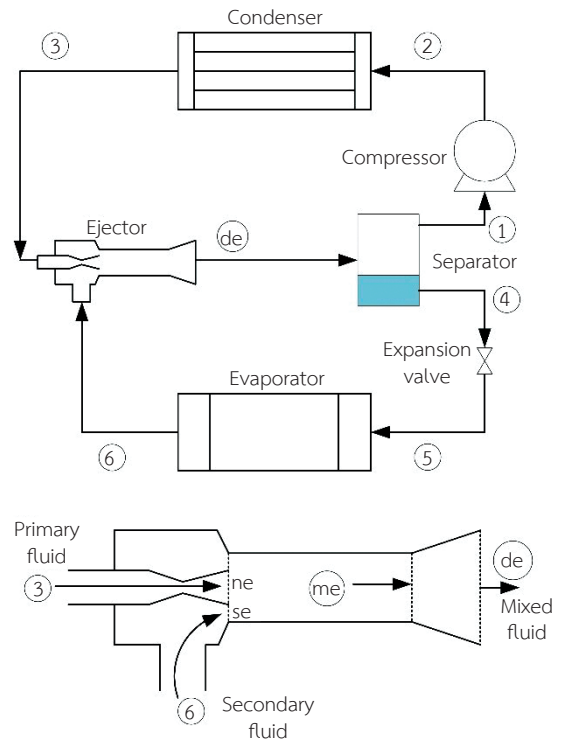
Keywords: Two-phase Flow Ejector, Ejector Expansion Refrigeration System, R32

1. บทนำ

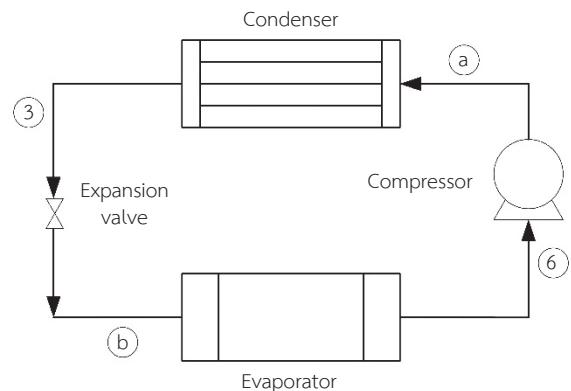
การเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression Refrigeration System; VCRS) สามารถทำได้หลายวิธี เช่น การลดอุณหภูมิการทำงาน of เครื่องควบแน่นโดยใช้แผงรังผึ้ง (Cooling Pad) หรือ การควบคุมความเร็วของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ [1]-[4] นอกจากนี้ การใช้ไอเจ็คเตอร์เป็นอุปกรณ์ขยายความดันของสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ก็เป็นอีกวิธีหนึ่งที่ได้รับ ความสนใจ ซึ่งระบบทำความเย็นชนิดนี้เรียกว่า “ระบบการทำความเย็นที่ใช้ไอเจ็คเตอร์เป็นอุปกรณ์ขยาย” (Ejector Expansion Refrigeration System; EERS) ข้อดีของระบบนี้คือ *COP* ของระบบมีค่าสูงกว่าระบบ VCRS ที่สภาวะการทำงานเดียวกัน

ระบบ EERS ประกอบด้วย เครื่องระเหย เครื่องควบแน่น เอ็กซ์แพนชันวาล์ว คอมเพรสเซอร์ อีเจ็คเตอร์ และถังแยกสารทำความเย็น ดังแสดงในรูปที่ 1 ซึ่งมีการทำงานดังต่อไปนี้ สารทำความเย็นสถานะก๊าซแรงดันต่ำ (หมายเลข 1) ที่ถึงพักสารทำความเย็นถูกบีบผ่านคอมเพรสเซอร์กลายเป็นก๊าซแรงดันสูง (หมายเลข 2) และถูกส่งไปยังเครื่องควบแน่น ที่นี้ สารทำความเย็นจะกลั่นตัวกลายเป็นของเหลวและไหลออกจากเครื่องควบแน่น (ตำแหน่งที่ 3) สารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่นจะถูกใช้เป็นสารป้อนของอีเจ็คเตอร์ เมื่อสารทำความเย็นขยายตัวไหลผ่านหัวฉีด (ตำแหน่ง ne) ทำให้เกิดบริเวณความดันต่ำที่ปากทางออกหัวฉีด และเกิดการเหนี่ยวนำสารทำความเย็นสถานะก๊าซ (สารทุติยภูมิ) จากเครื่องระเหย (ตำแหน่งที่ 6) เข้ามายังช่วงคอคอต่ออีเจ็คเตอร์ (ตำแหน่ง se) บางส่วนของสารปฐมภูมิและทุติยภูมิจะผสมกันที่บริเวณคอคอต่อของอีเจ็คเตอร์ (ตำแหน่ง me) ก่อนที่จะไหลออกจากอีเจ็คเตอร์ (ตำแหน่ง de) เข้าสู่ถังพักสารทำความเย็นที่นี้ สารทำความเย็นสถานะก๊าซจะถูกบีบส่งไปยังเครื่องควบแน่น ส่วนสารทำความเย็นสถานะของเหลว (ตำแหน่งที่ 4) จะไหลผ่านเอ็กซ์แพนชันวาล์ว (ตำแหน่งที่ 5) เข้าสู่เครื่องระเหยและระเหยตัวเข้าสู่อีเจ็คเตอร์ (ตำแหน่งที่ 6) เช่นนี้เป็นการทำงานครบวัฏจักรของระบบ EERS

ส่วนอุปกรณ์หลักของระบบ VCRS ประกอบด้วย เครื่อง

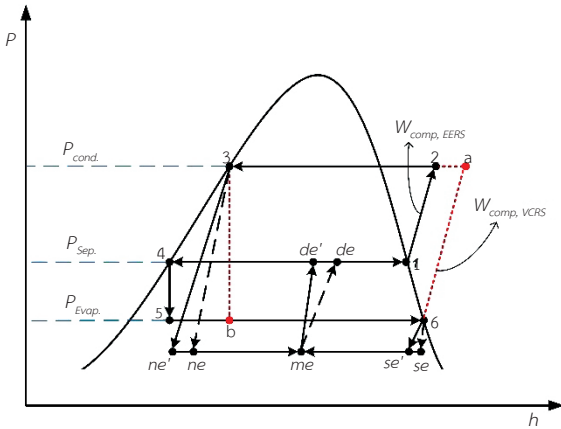


รูปที่ 1 ผังระบบ EERS



รูปที่ 2 ผังระบบ VCRS

ระเหย คอมเพรสเซอร์ เครื่องควบแน่น และเอ็กซ์แพนชันวาล์ว ดังแสดงในรูปที่ 2 คอมเพรสเซอร์จะดูดสารทำความเย็นสถานะไออิ่มตัวในตำแหน่งที่ 6 และอัดให้สารทำความเย็นมีความดันและอุณหภูมิสูงขึ้นโดยมีสถานะเป็นไอร้อนยวดยิ่งที่ตำแหน่ง a หลังจากนั้นสารทำความเย็นจะกลั่นตัวภายใน



รูปที่ 3 P-h ไดอะแกรมของระบบ EERS เปรียบเทียบกับระบบ VCRES

เครื่องควบแน่นและออกจากเครื่องควบแน่น (ตำแหน่งที่ 3) โดยมีสถานะเป็นของเหลวอิ่มตัวก่อนที่จะเข้าสู่เอ็กซ์แพนชันวาล์ว เมื่อออกจากเอ็กซ์แพนชันวาล์วสารทำความเย็นจะมีความดันลดลงและมีสถานะกลายเป็นของผสมและเข้าสู่เครื่องระเหยที่เครื่องระเหยสารทำความเย็นจะระเหยกลายเป็นไอและถูกดูดเข้าไปยังคอมเพรสเซอร์ เช่นนี้เป็นการทำงานของระบบ VCRES

จากรูปที่ 3 การใช้ไอเจ็คเตอร์เป็นอุปกรณ์ขยายความดันในระบบ EERS ทำให้ความดันของสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ (ตำแหน่งที่ 1) มีค่าสูงขึ้นเมื่อเทียบกับความดันของสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ของระบบ VCRES (ตำแหน่งที่ 6) จึงทำให้งานที่คอมเพรสเซอร์มีค่าลดลง นอกจากนี้ ความดันที่เกิดจากการใช้ไอเจ็คเตอร์เป็นอุปกรณ์ขยายยังทำให้ค่าเอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องระเหยมีค่าสูงขึ้นจึงทำให้วิสัยสมรรถนะการทำความเย็นของระบบเพิ่มขึ้นอีกด้วย

จากที่กล่าวมาข้างต้นจึงเป็นเหตุผลที่ทำให้ระบบ EERS มีค่า COP สูงกว่าระบบ VCRES และเป็นเหตุผลให้นักวิจัยสนใจศึกษาระบบนี้

Kornhouser [5] ใช้แบบจำลองสมการคณิตศาสตร์ในการวิเคราะห์ค่า COP ของระบบ EERS ที่ใช้สารทำความเย็นต่างชนิดกัน สารทำความเย็นที่ใช้ในการศึกษา ได้แก่ R11, R12, R22, R113, R114, R500, R502 และ R717 ซึ่งเขาพบว่า

R502 มีค่า COP เพิ่มขึ้นสูงสุดเมื่อเทียบกับสารทำความเย็นชนิดอื่น และยังพบว่า เมื่ออุณหภูมิของเครื่องระเหยเพิ่มขึ้นจะทำให้ COP ของระบบลดลง ต่อมา Nehdi และคณะ [6] พบว่า ระบบ EERS ที่ใช้ R141b เป็นสารทำความเย็นมีค่า COP เพิ่มขึ้นสูงสุดเท่ากับ 22% ซึ่งมากกว่าสารทำความเย็นชนิดอื่น นอกจากนี้ยังพบว่า COP จะมีค่าสูงสุดเมื่ออัตราส่วนพื้นที่คอคอดไอเจ็คเตอร์ต่อพื้นที่ปากทางออกหัวฉีดมีค่าประมาณ 10

Billir และ Ersoy [7] นำเสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้สำหรับวิเคราะห์ระบบทำความเย็นชนิดนี้ แต่มีลำดับขั้นตอนในการคำนวณแตกต่างจากแบบจำลองของ Kornhouser พวกเขาพบว่า การใช้ R134a เป็นสารทำความเย็นทำให้ COP ของระบบเพิ่มขึ้น 10.1–22.34% ขึ้นอยู่กับสภาวะการทำงาน ในขณะที่ COP จะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิของเครื่องควบแน่นเพิ่มขึ้น ต่อมา Ersoy และ Sag [8] ได้สร้างและทดสอบชุดทดลองระบบ EERS ที่ใช้ R134a เป็นสารทำความเย็นพบว่า COP ของระบบมีค่าเพิ่มขึ้น 6.5–14.5% เมื่อเทียบกับระบบ VCRES และค่าที่ได้จากการทดลองคลาดเคลื่อนจากการคำนวณ 10% ต่อมา Hassanain และคณะ [9] ใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พวกเขาพัฒนาขึ้นออกแบบไอเจ็คเตอร์และประเมินค่า COP ของระบบ EERS ซึ่งผลปรากฏว่าค่า COP ที่ได้จากแบบจำลองของพวกเขาแตกต่างจากแบบจำลองของ Ersoy และ Sag เท่ากับ 1.34–2.51% ขึ้นอยู่กับเงื่อนไขการออกแบบ นอกจากนี้พวกเขาพบว่า เมื่ออุณหภูมิของเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นเพิ่มขึ้นจะทำให้รูปร่างของไอเจ็คเตอร์ที่เหมาะสมมีขนาดเล็กลง

นอกจากนี้ขนาดและรูปร่างของหัวฉีดก็มีผลต่อ COP ของระบบเช่นเดียวกัน Sag และ Ersoy [10] พบว่า ถ้าขนาดของคอคอดหัวฉีดมีขนาดเล็กหรือใหญ่กว่าขนาดที่เหมาะสมแล้วค่า COP และวิสัยสมรรถนะการทำความเย็นของระบบจะมีค่าลดลง แต่อย่างไรก็ตาม ตำแหน่งของปากทางออกหัวฉีด (Nozzle Exit Position; NXP) ส่งผลต่อ COP ของระบบน้อยมาก (ต่ำกว่า 1%) จากการทดลองของ Li และ Yu [11] พบว่า เมื่ออุณหภูมิของเครื่องระเหยลดลง ขนาดของคอคอดหัวฉีดที่เหมาะสมจะมีค่าลดลงด้วย แต่ต้องการปริมาณสาร

ชฎานนท์ แสงมณี และ อภิเดช บุญเจือ, “การออกแบบไอเจ็คเตอร์และประเมินค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสำหรับระบบทำความเย็นที่ใช้ไอเจ็คเตอร์เป็นอุปกรณ์ขยาย.”

ทำความเข้าใจเพิ่มขึ้นเพื่อให้ระบบมีวิสัยสามารถทำความเข้าใจเพิ่มเติม

จากที่ได้กล่าวมาข้างต้น งานวิจัยนี้จึงมีจุดประสงค์ที่จะออกแบบอีเจ็คเตอร์แบบสองสถานะที่ใช้เป็นอุปกรณ์ขยายความดันในระบบ EERS เพื่อเป็นแนวทางในการลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศแบบอัดไอที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในปัจจุบัน โดยทำการศึกษาอิทธิพลของสภาวะการทำงานที่ส่งผลต่อขนาดของอีเจ็คเตอร์และค่า COP ของระบบ EERS เพื่อเป็นแนวทางสำหรับออกแบบอีเจ็คเตอร์เพื่อใช้กับระบบทำความเย็นชนิดนี้ต่อไป

2. การวิเคราะห์การไหลในอีเจ็คเตอร์และ COP ของระบบ

สำหรับการวิเคราะห์การไหลในอีเจ็คเตอร์จะใช้สมการวิเคราะห์การไหลแบบหนึ่งมิติของ Kornhouser ที่ได้รับการปรับปรุงบางส่วนโดยพรทูล [12] และใช้โปรแกรม EES ในการวิเคราะห์และใช้สมมติฐานการวิเคราะห์ทางอุณหพลศาสตร์ดังต่อไปนี้

1. การหาขนาดของพื้นที่หน้าตัดส่วนต่างๆ ของอีเจ็คเตอร์จะใช้แบบจำลอง Homogeneous Equilibrium Model (HEM)
2. การไหลภายในอีเจ็คเตอร์เป็นแบบคงตัวและ 1 มิติ
3. ไม่คิดพลังงานจลน์ที่ทางเข้าของหัวฉีด ปากทางเข้าอีเจ็คเตอร์ของของไหลทุติยภูมิ (ตำแหน่ง se) และทางออกอีเจ็คเตอร์

4. การสูญเสียต่างๆ ภายในอีเจ็คเตอร์เป็นไปตามกระบวนการไอเซนโทรปิก

5. ไม่คิดความดันสูญเสียที่อุปกรณ์ต่างๆ

6. การผสมกันของของไหลภายในอีเจ็คเตอร์เกิดขึ้นภายใต้กระบวนการความดันคงที่

7. สภาวะที่ทางออกเครื่องควบแน่นและเครื่องระเหยกำหนดให้มีสถานะของเหลวอิ่มตัวและไออิ่มตัว ตามลำดับ

2.1 การไหลผ่านปากทางออกหัวฉีด

ความเร็ว (V_{ne}) และปริมาตรจำเพาะ (v_{ne}) ของของไหลที่ไหลผ่านปากทางออกหัวฉีดหาได้จากสมการที่ (1) และ (2) ตามลำดับ

$$V_{ne} = \sqrt{2\eta_{mn}(h_{ni} - h_{ne})} \quad (1)$$

$$v_{ne} = v_f + x_{ne}(v_g - v_f) \quad (2)$$

ค่าเอนทาลปีจำเพาะของกระบวนการไอเซนโทรปิก (h_{ne}) หาได้จากสมการที่ (3)

$$h_{ne} = h_f + x_{ne}(h_g - h_f) \quad (3)$$

จากนิยามของประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของหัวฉีด ดังแสดงในสมการที่ (4) ค่าเอนทาลปีจำเพาะที่ตำแหน่งปากทางออกหัวฉีด (h_{ne}) หาได้จากสมการที่ (5)

$$\eta_{mn} = \frac{h_{ni} - h_{ne}}{h_{ni} - h_{ne}'} \quad (4)$$

$$h_{ne} = h_{ni}(1 - \eta_{mn}) + \eta_{mn}h_{ne}' \quad (5)$$

2.2 การไหลเข้าปากทางเข้าอีเจ็คเตอร์

คล้ายกับการไหลของของไหลปฐมภูมิผ่านปากทางออกหัวฉีด การไหลของของไหลทุติยภูมิเข้าปากทางเข้าอีเจ็คเตอร์ (ตำแหน่ง se) สามารถวิเคราะห์ได้จากสมการที่ (6)–(10)

$$V_{se} = \sqrt{2\eta_{sn}(h_{si} - h_{se}')} \quad (6)$$

$$v_{se} = v_f + x_{se}(v_g - v_f) \quad (7)$$

$$h_{se'} = h_f + x_{se'}(h_g - h_f) \quad (8)$$

$$\eta_{sn} = \frac{h_{si} - h_{se}}{h_{si} - h_{se}'} \quad (9)$$

$$h_{se} = h_{si}(1 - \eta_{sn}) + \eta_{sn}h_{se}' \quad (10)$$

2.3 การไหลภายในช่วงคอคอดของอีเจ็คเตอร์

การวิเคราะห์การไหลในช่วงนี้จะประยุกต์ใช้สมการ



อนุรักษโมเมนตัม ความเร็ว (V_{ne}) ของของไหลผสม (\dot{m}_m) หาได้จากสมการที่ (11)

$$V_{me} = \eta_m [R_m V_{ne} + (1 - R_m) V_{se}] \quad (11)$$

โดยที่ R_m คืออัตราส่วนการไหลเชิงมวลของของไหลปฐมภูมิ ต่ออัตราส่วนการไหลเชิงมวลของของไหลผสม ดังแสดงในสมการที่ (12) ซึ่งเมื่อระบบอยู่ในสภาวะสมดุล R_m จะมีค่าเท่ากับคุณภาพไอที่ตำแหน่งทางออกของอีเจ็คเตอร์ (x_{de})

$$R_m = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_p + \dot{m}_s} \quad (12)$$

จากสมการอนุรักษพลังงานค่าเอนทาลปีจำเพาะ (h_{me}) หาได้จากสมการที่ (13)

$$h_{me} = R_m h_{ni} + (1 - R_m) h_{si} - \frac{V_{me}^2}{2} \quad (13)$$

จากสมการสมดุลพลังงานค่าเอนทาลปีจำเพาะ (h_{de}) หาได้จากสมการที่ (14)

$$h_{de} = R_m h_{ni} + (1 - R_m) h_{si} \quad (14)$$

ค่าเอนทาลปีจำเพาะจากกระบวนการไอเซนโทรปิก ($h_{de'}$) หาได้จากสมการที่ (15)

$$h_{de'} = h_{me} + \frac{\eta_d V_{me}^2}{2} \quad (15)$$

2.4 การวิเคราะห์ COP ของระบบ

ค่า COP เป็นพารามิเตอร์สำคัญที่บ่งบอกถึงประสิทธิภาพการทำงานของระบบทำความเย็นทุกชนิด สำหรับ COP ของระบบ EERS หาได้จากสมการที่ (16)

$$COP_{EERS} = \frac{Q_E}{W_{comp}} \quad (16)$$

โดยที่ Q_E และ W_{comp} คือวิสัยสามารถทำความเย็นและ

งานของคอมเพรสเซอร์ ตามลำดับ ซึ่งหาได้จากสมการที่ (17) และ (18) ตามลำดับ

$$Q_E = \dot{m}_s (h_6 - h_5) \quad (17)$$

$$W_{comp} = \dot{m}_p (h_2 - h_1) \eta_{comp} \quad (18)$$

โดยที่ η_{comp} คือประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ หาได้จากสมการความสัมพันธ์ของ Brunin และคณะ [13] ดังแสดงในสมการที่ (19)

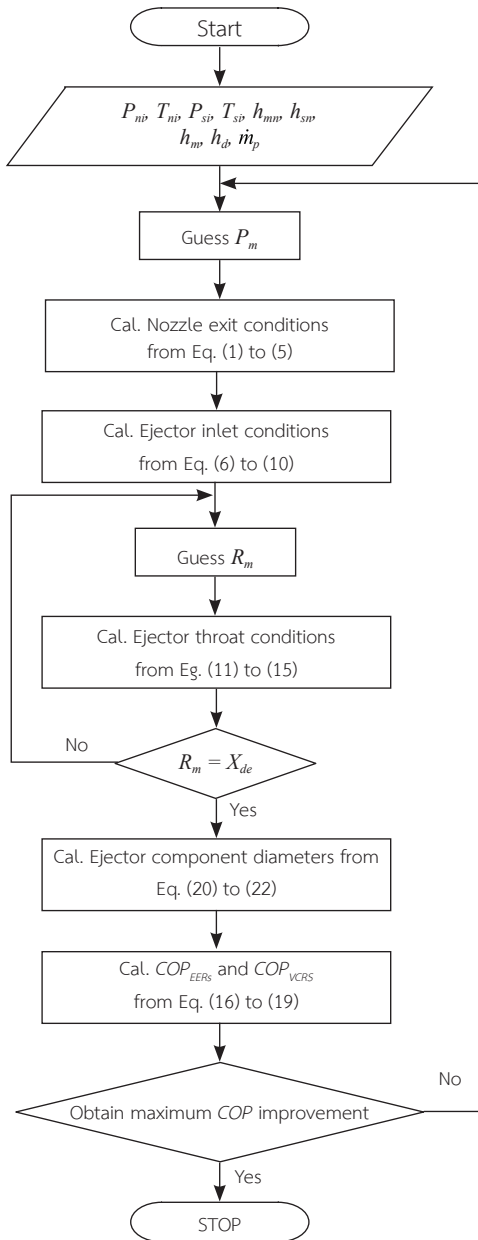
$$\eta_{comp} = 0.874 - 0.013\tau \quad (19)$$

โดยที่ τ คืออัตราส่วนความดันของสารทำความเย็นที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ต่อความดันของสารทำความเย็นที่เข้าคอมเพรสเซอร์

3. การออกแบบอีเจ็คเตอร์

งานวิจัยนี้เลือกใช้อีเจ็คเตอร์แบบพื้นที่ผสมคงที่ (Constant Mixing Area; CMA) เนื่องจากระบบ EERS ที่ใช้อีเจ็คเตอร์ชนิดนี้มีค่า COP สูงกว่าระบบที่ใช้อีเจ็คเตอร์แบบความดันคงที่ (Constant Pressure Mixing; CPM) [14] โดยใช้สมมติฐานและสมการในการออกแบบ ดังแสดงไว้ในหัวข้อที่ 2 ส่วนขั้นตอนในการออกแบบแสดงไว้ในรูปที่ 4

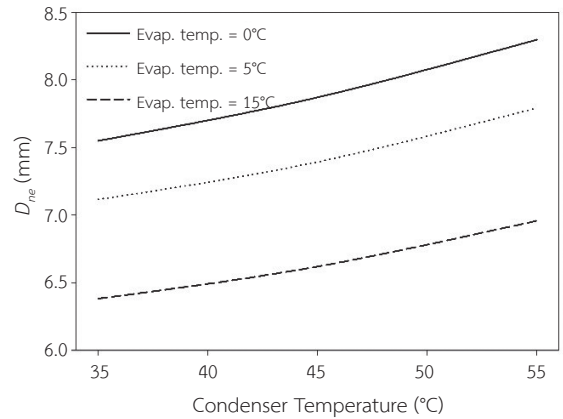
สมการวิเคราะห์การไหลแบบหนึ่งมิติและคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ของสารทำความเย็นที่ใช้ในการออกแบบจะถูกคำนวณด้วยโปรแกรม Engineering Equation Solver (EES) โดยทำการศึกษาถึงอิทธิพลของสภาวะการทำงานที่มีผลต่อขนาดของอีเจ็คเตอร์และ COP ของระบบ สภาวะการทำงานของระบบที่ใช้เป็นเงื่อนไขในการออกแบบได้แสดงไว้ในตารางที่ 1 ขนาดของอีเจ็คเตอร์ที่ศึกษา คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง ปากทางออกหัวฉีด (D_{ne}) ปากทางเข้าอีเจ็คเตอร์ (D_{se}) และคอคอดอีเจ็คเตอร์ (D_{me}) ซึ่งหาได้จากสมการที่ (20)–(22) ตามลำดับ



รูปที่ 4 ฟังก์ชันขั้นตอนการออกแบบ

ตารางที่ 1 สภาวะการทำงานของระบบที่ใช้ออกแบบ

| | |
|------------------------|---------|
| Refrigeration capacity | 3.5 kW |
| Refrigerant | R32 |
| Condenser temperature | 35–55°C |
| Evaporator temperature | 0–15°C |



รูปที่ 5 อิทธิพลของสภาวะการทำงานที่มีต่อขนาดปากทางออกหัวฉีด

$$D_{ne} = \sqrt{\frac{4\dot{m}_p v_{ne}}{\pi V_{ne}}} \quad (20)$$

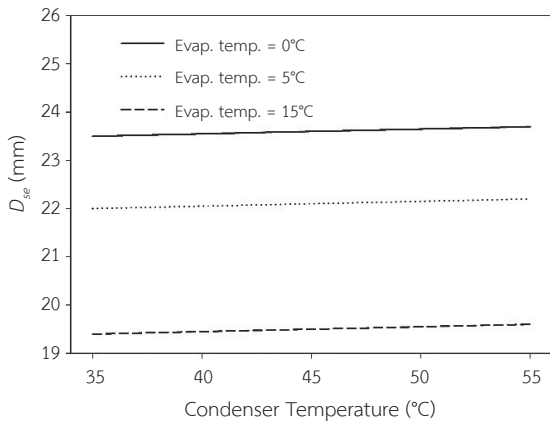
$$D_{se} = \sqrt{\frac{4\dot{m}_s v_{se}}{\pi V_{se}}} \quad (21)$$

$$D_{me} = \sqrt{\frac{4\dot{m}_m v_{me}}{\pi V_{me}}} \quad (22)$$

4. ผลการวิจัย

4.1 อิทธิพลของสภาวะการทำงานที่มีต่อขนาดปากทางออกของหัวฉีด

จากรูปที่ 5 พบว่า ในกรณีที่อุณหภูมิเครื่องระเหยมีค่าคงที่ เมื่ออุณหภูมิของเครื่องควบแน่นเพิ่มขึ้น ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของปากทางออกหัวฉีดมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากอัตราการไหลปฐมภูมิ (\dot{m}_p) ค่าปริมาตรจำเพาะ (v_{ne}) และความเร็วของของไหล (V_{ne}) ที่ปากทางออกหัวฉีดมีค่าเพิ่มขึ้น จึงทำให้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ตำแหน่งนี้มีค่าเพิ่มขึ้น [ดูสมการที่ (20)] กรณีที่อุณหภูมิเครื่องควบแน่นมีค่าคงที่ เมื่ออุณหภูมิของเครื่องระเหยเพิ่มขึ้น ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของปากทางออกหัวฉีดมีค่าลดลง เนื่องจาก \dot{m}_p มีค่าคงที่ แต่ v_{ne} และ V_{ne} มีค่าลดลง โดยที่อัตราการลดลงของ v_{ne} มีค่ามากกว่า



รูปที่ 6 อิทธิพลของสภาวะการทำงานที่มีต่อขนาดปากทางเข้าอีเจ็คเตอร์

อัตราการลดลงของ V_{ne} (เฉลี่ยประมาณ 12%) จึงเป็นเหตุผลให้ขนาดของปากทางออกหัวฉีดมีค่าลดลง

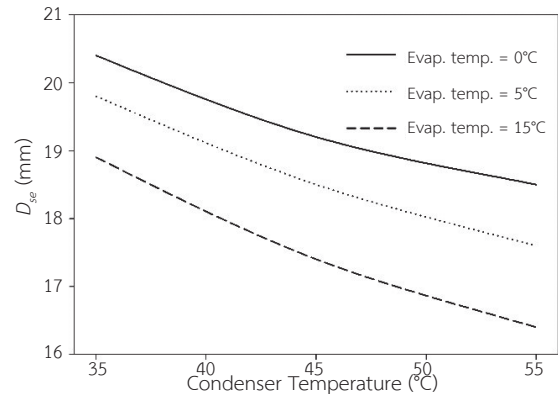
4.2 อิทธิพลของสภาวะการทำงานที่มีต่อขนาดปากทางเข้าอีเจ็คเตอร์

จากรูปที่ 6 พบว่า ในกรณีที่อุณหภูมิเครื่องระเหยมีค่าคงที่ เมื่ออุณหภูมิของเครื่องควบแน่นเพิ่มขึ้น ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของปากทางเข้าอีเจ็คเตอร์มีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อย ทั้งนี้เนื่องจาก m_s มีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อย (ประมาณ 0.0001 kg/s) ในขณะที่ v_{se} และ V_{se} มีค่าคงที่จึงทำให้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ตำแหน่งนี้มีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อย [ดูสมการที่ (21)]

กรณีที่อุณหภูมิเครื่องควบแน่นมีค่าคงที่ เมื่ออุณหภูมิของเครื่องระเหยเพิ่มขึ้น ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของปากทางเข้าอีเจ็คเตอร์จะมีค่าลดลง สาเหตุหลักเกิดจากการที่ v_{se} มีค่าลดลงเป็นอย่างมาก ถึงแม้ว่า m_s จะมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ยังถือว่า มีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับการลดลงของ v_{se} อีกทั้ง V_{se} มีค่าลดลงเช่นเดียวกันจึงทำให้ขนาดของ D_{se} มีค่าลดลง

4.3 อิทธิพลของสภาวะการทำงานที่มีต่อขนาดคอคอดอีเจ็คเตอร์

จากรูปที่ 7 พบว่า ในกรณีที่อุณหภูมิเครื่องระเหยมีค่าคงที่ เมื่ออุณหภูมิของเครื่องควบแน่นเพิ่มขึ้น ขนาดเส้นผ่าน



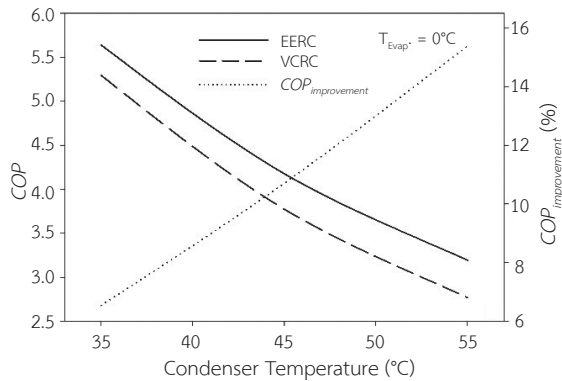
รูปที่ 7 อิทธิพลของสภาวะการทำงานที่มีต่อขนาดคอคอดอีเจ็คเตอร์

ศูนย์กลางของคอคอดอีเจ็คเตอร์มีค่าลดลง เนื่องจาก m_m และ v_{me} มีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อย แต่ V_{me} มีค่าเพิ่มขึ้นมาก จึงทำให้ขนาดของ D_{me} มีค่าลดลง [สมการที่ (22)]

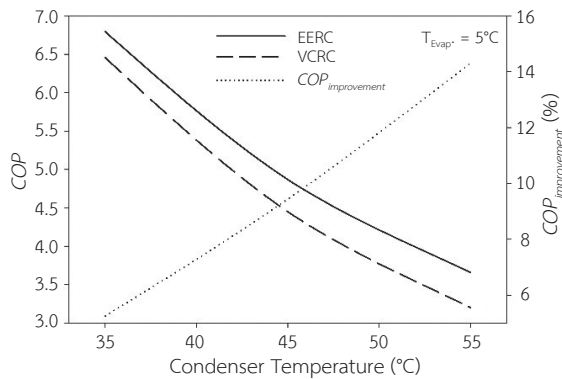
กรณีที่อุณหภูมิเครื่องควบแน่นมีค่าคงที่ เมื่ออุณหภูมิของเครื่องระเหยเพิ่มขึ้น ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของคอคอดอีเจ็คเตอร์จะมีค่าลดลง สาเหตุหลักเกิดจากการที่ v_{me} มีค่าลดลง โดยมีอัตราการลดลงเฉลี่ยเท่ากับ 21% ถึงแม้ว่า m_m จะมีค่าเพิ่มขึ้นโดยมีอัตราเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 0.85% ซึ่งมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับอัตราการลดลงของ v_{me} อีกทั้ง V_{me} มีค่าลดลงเช่นเดียวกันจึงทำให้ขนาดของ D_{me} มีค่าลดลง

4.4 อิทธิพลของสภาวะการทำงานที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น

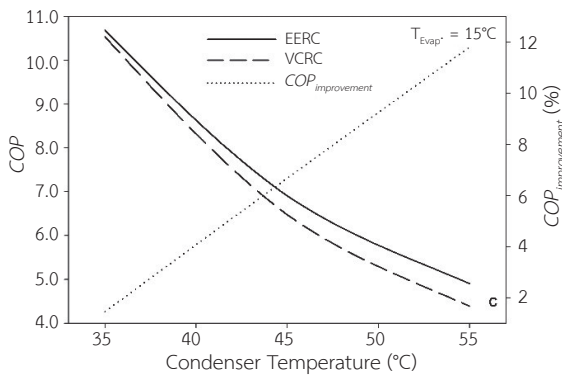
จากรูปที่ 8 พบว่า ค่า COP ของระบบ EERS มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับระบบ VCERS โดยมีค่าเพิ่มขึ้นสูงสุดเท่ากับ 15.38% ที่อุณหภูมิของเครื่องควบแน่นและเครื่องระเหยเท่ากับ 55 องศาเซลเซียส และ 0 องศาเซลเซียส ตามลำดับ [รูปที่ 8 (a)] นอกจากนี้การเพิ่มขึ้นของสัมประสิทธิ์สมรรถนะ ($COP_{improvement}$) มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิของเครื่องควบแน่นมีค่าเพิ่มขึ้น แต่จะมีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิของเครื่องระเหยเพิ่มขึ้นซึ่งสอดคล้องกับผลการทดลองของ Lin และคณะ [15] แสดงให้เห็นว่าเมื่ออุณหภูมิของเครื่องระเหยสูงขึ้น จะส่งผลเสียต่อสมรรถนะของระบบ



(ก)



(ข)



(ค)

รูปที่ 8 อิทธิพลของสภาวะการทำงานที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น

ในกรณีที่อุณหภูมิของเครื่องระเหยมีค่าคงที่ เมื่ออุณหภูมิของเครื่องควบแน่นมีค่าเพิ่มขึ้น ค่า COP มีค่าลดลง สาเหตุหลักเกิดจาก \dot{m}_m มีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ W_{comp} มีค่า

เพิ่มขึ้น ในขณะที่ Q_E มีค่าคงที่จึงเป็นเหตุผลทำให้ค่า COP มีแนวโน้มลดลง (จากสมการที่ (16), (17) และ (18) ตามลำดับ)

ในกรณีที่อุณหภูมิของเครื่องควบแน่นมีค่าคงที่ เมื่ออุณหภูมิของเครื่องระเหยเพิ่มขึ้น ค่า COP มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจาก เมื่ออุณหภูมิของเครื่องระเหยเพิ่มขึ้น ความดันที่ถึงฟักสารทำความเย็น (P_{sep}) หรือความดันก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์จะมีค่าเพิ่มขึ้นทำให้ W_{comp} มีค่าลดลง ในขณะที่ Q_E มีค่าคงที่ ดังนั้น จึงทำให้ค่า COP มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น

4.5 การหาขนาดอีเจ็คเตอร์และสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นของระบบ

ในกรณีที่ต้องการหาขนาดของอีเจ็คเตอร์และ COP ที่มีสภาวะการทำงานดังแสดงในตารางที่ 1 สามารถหาขนาดและ COP ได้โดยตรงจากรูปที่ 5 ถึง 8 แต่ถ้ามีสภาวะการทำงานที่แตกต่างจากตารางที่ 1 สามารถใช้สมการที่ (1) ถึง (22) ได้โดยมีขั้นตอนการคำนวณดังแสดงในรูปที่ 4 ในหัวข้อนี้จะแสดงตัวอย่างการหาขนาดอีเจ็คเตอร์และ COP จากกราฟความสัมพันธ์เท่านั้น

ตารางที่ 2 แสดงขนาดอีเจ็คเตอร์และ COP ที่ได้จากรูปความสัมพันธ์โดยมีขั้นตอนดังต่อไปนี้

- 1) กำหนดสภาวะการทำงานของระบบ ในที่นี้ใช้สภาวะการทำงานของเครื่องปรับอากาศ (อุณหภูมิสารทำความเย็น) ที่ทำงานภายใต้ภูมิอากาศของประเทศไทย
- 2) หาขนาดของปากทางออกหัวฉีด จากรูปที่ 5
- 3) หาขนาดของปากทางเข้าอีเจ็คเตอร์ จากรูปที่ 6
- 4) หาขนาดของคอคอดอีเจ็คเตอร์ จากรูปที่ 7
- 5) หาค่า COP จากรูปที่ 8

ขั้นตอนที่ 2 ถึง 5 หาขนาดของอีเจ็คเตอร์และ COP ได้โดยลากเส้นตั้งฉากกับแกน X ที่จุดอุณหภูมิเครื่องควบแน่นเท่ากับ 45 องศาเซลเซียส ไปตัดกับเส้นกราฟอุณหภูมิของเครื่องระเหยเท่ากับ 5 องศาเซลเซียส จากนั้นลากเส้นขนานกับแกน X จากจุดตัดไปยังแกน Y จะได้ค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางปากทางออกหัวฉีด (D_{me}) ปากทางเข้าอีเจ็คเตอร์ (D_{se}) และคอคอดอีเจ็คเตอร์ (D_{me}) และ COP ตามลำดับ

ตารางที่ 2 ขนาดอีเจ็คเตอร์และ COP

| ขั้นตอน | พารามิเตอร์ | ข้อมูล/ผลลัพธ์ |
|--------------------------|--|--|
| 1. กำหนดเงื่อนไขการทำงาน | - วัสดุสามารถการทำงาน ความเย็น - สารทำความเย็น - อุณหภูมิเครื่องระเหย - อุณหภูมิเครื่องควบแน่น | 3.5 kW R32 5°C 45°C |
| 2. หาขนาดอีเจ็คเตอร์ | - D_{ne} - D_{se} - D_{me} | - รูปที่ 5 - รูปที่ 6 - รูปที่ 7 |
| 3. หา COP | - รูปที่ 8 | 4.87 |

5. สรุป

งานวิจัยนี้ประยุกต์ใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อหาขนาดของอีเจ็คเตอร์และ COP ของระบบ EERS ที่มีสภาวะการทำงานแตกต่างกัน สภาวะการทำงานจากระบบที่ศึกษา คือ อุณหภูมิที่เครื่องควบแน่นเท่ากับ 35–55 องศาเซลเซียส และเครื่องระเหยเท่ากับ 0–15 องศาเซลเซียส และใช้ R32 เป็นสารทำความเย็น จากผลการศึกษาสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

สภาวะการทำงานจากระบบส่งผลโดยตรงต่อขนาดของอีเจ็คเตอร์และ COP ของระบบ

อุณหภูมิของเครื่องระเหยแปรผกผันกับขนาดปากทางออกของหัวฉีด ขนาดปากทางเข้าและขนาดคอคอดของอีเจ็คเตอร์ แต่จะแปรผันตรงกับ COP ของระบบ

อุณหภูมิของเครื่องควบแน่นแปรผันตรงกับขนาดปากทางออกของหัวฉีดและขนาดปากทางเข้าของอีเจ็คเตอร์ แต่จะแปรผกผันกับขนาดคอคอดของอีเจ็คเตอร์และ COP ของระบบ

6. กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะครุศาสตร์ มหาวิทยาลัยราชภัฏอุดรธานี และสาขาวิชาวิศวกรรมการทำงานความเย็นและการปรับอากาศ คณะ

วิศวกรรมศาสตร์และสถาปัตยกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน ที่ให้การสนับสนุนการทำงานวิจัยชิ้นนี้

เอกสารอ้างอิง

- [1] L. Cecchinato, "Part load efficiency air-cooled waster chillers with inverter driven scroll compressors," *Energy Conversion and Management*, vol. 51, no.7, pp. 1500–1509, 2010.
- [2] H. Nasution and W. N. M. Hasan, "Potential electricity savings by variable speed control of compressor for air conditioning systems," *Clean Technologies and Environmental Policy*, vol. 8, no. 2, pp. 105–1011, 2006.
- [3] C. Aprea, R. Mastrullo, and C. Renno, "Experimental analysis of the scroll compressor performances varying its speed," *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, no.10, pp. 983–992, 2006.
- [4] T. Q. Qureshi and S. A. Tassau, "Variable- speed capacity control in refrigeration system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 16, no.2, pp. 103–113, 1996.
- [5] A. A. Kornhauser, "The use of an ejector as a refrigerant expander," in *Proceedings of the USN/IR-Purdue refrigeration conference*, USA, pp. 10–19, 1990.
- [6] E. Nehdi, L. Kairouani, and M. Bouzaina, "Performance analysis of the vapor compression cycle using ejector as an expander," *International Journal Energy Research*, vol. 31, no. 4, pp. 364–75, 2007.
- [7] N. Billir and H. K. Ersoy, "Performance improvement of the vapour compression refrigeration cycle by a two-phase constant area ejector," *International Journal of Energy*



- Research*, vol. 33, no.5, pp. 469–480, 2009.
- [8] H. K. Ersoy and N. B. Sag, “Preliminary experimental results on the R134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expander,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 43, pp. 97–110, 2014.
- [9] M. Hassanain, E. Elgendy, and M. Fatouh, “Ejector expansion refrigeration system: Ejector design and performance evaluation,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 58, pp. 1–13, 2015.
- [10] N. B. Sag and H. K. Ersoy, “Experimental investigation on motive nozzle throat diameter for an ejector expansion refrigeration system,” *Energy Conversion and Management*, vol. 124, pp. 1–12, 2016.
- [11] Y. Li and J. Yu, “The effects of ejector geometry parameter and refrigerant charge amount on an ejector-expansion refrigeration system,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 152, pp. 402–408, 2019.
- [12] P. Chaiwongsa, “Effect of geometric parameters of ejector on the performance of refrigeration cycle using ejector as an expansion device,” M.S. thesis, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering King Mongkut’s University of Technology Thonburi, Bangkok, Thailand, 2005 (in Thai).
- [13] O. Brunin, M. Feidt, and B. Hivet, “Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 20, no. 5, pp. 308–318, 1997.
- [14] R. Yapici and H. K. Ersoy, “Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model,” *Energy Conversion and Management*, vol. 46, pp. 3117–3135, 2005.
- [15] C. lin, C. Xu, B. Yue, C. Jiang, H. Omori, and J. Deng, “Experimental study on the separator in ejector-expansion refrigeration system,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 100, pp. 307–314, 2019.