

การศึกษาการนำระบบทำความเย็นสเตอร์ลิงมาใช้ในการปรับอากาศ

อิทธิพล ญาณวารี และ อังคิร ศิริภาคาร*

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย กรุงเทพฯ ประเทศไทย 10330

E-mail: barracuda_iv@hotmail.com and angkee.s@gmail.com*

บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอแนวทางการออกแบบ และวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง ซึ่งระบบทำความเย็นสเตอร์ลิงวางอยู่บนพื้นฐานการทำงานย้อนกลับของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง การศึกษาแสดงให้เห็นถึงการนำเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงมาใช้ในการปรับอากาศ รวมถึงสร้างเครื่องทำความเย็นชนิดเบตามีพิกัดทำความเย็น 50 W ใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดันสูงสุด 0.70 MPa ความเร็วรอบสูงสุดที่ 1000 รอบ และอุณหภูมิทำความเย็น -5 ถึง 20°C จากนั้นทดสอบหาสมรรถนะทางด้านพิกัดทำความเย็นและค่า indicated COP ที่มีผลจากการเปลี่ยนแปลงความดัน รอบการทำงานและอุณหภูมิด้านการทำความเย็น โดยพิกัดทำความเย็นสูงสุดมีค่า 45.1 W ที่ความดัน 0.70 MPa และผลต่างอุณหภูมิปลายด้านเย็น/ปลายด้านร้อน 5/31°C เมื่อเพิ่มความดันให้กับเครื่อง ทำให้เครื่องมีพิกัดทำความเย็นเพิ่มมากขึ้น นอกจากนั้นผลต่างอุณหภูมิในการทำความเย็นยังมีผลต่อพิกัดทำความเย็น โดยพิกัดทำความเย็นเพิ่มขึ้นเมื่อผลต่างของอุณหภูมิลดลง สำหรับการทำนายพิกัดทำความเย็นสามารถทำนายได้อย่างแม่นยำด้วยสมการเชิงประจักษ์ ผลการทดสอบพิกัดทำความเย็นในรูปแบบของตัวแปรไร้มิติอยู่ในช่วงใกล้เคียงกับการศึกษาอื่น การศึกษานี้แสดงให้เห็นว่าการใช้งานในการปรับอากาศในยานยนต์ด้วยพิกัดทำความเย็นขนาดเล็กเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงสามารถเข้ามาเป็นทางเลือกเพื่อใช้ทดแทนระบบอัดไอได้

คำสืบค้น

สเตอร์ลิงปรับอากาศ พิกัดทำความเย็น

A STUDY ON THE USE OF STIRLING COOLER IN AIR CONDITIONING APPLICATIONS

Itthipol Yanwaree and Angkee Sripakagorn*

Department of Mechanical Engineering
Faculty of Engineering, Chulalongkorn University,
Bangkok, Thailand 10330

Email : barracuda_iv@hotmail.com and angkee.s@gmail.com*

ABSTRACT

This paper describes the design concept and thermodynamic analysis of the Stirling cooler. Based on the reverse operation of the Stirling engine, a Stirling cooler is investigated for the air conditioning application in the present study. The cooler is of a beta-type with 50 W cooling capacity. The design conditions are air-charged operation with the maximum pressure of 0.70 MPa, 1000 rpm maximum speed and the cold-end temperature of -5 to 20 °C. The cooler is evaluated for the cooling capacity and the COP under different pressure, running speed and cold-end temperature. At the design cold/warm-end temperature of 5/31 °C, the maximum cooling capacity is 45.1 W at 0.70 MPa charged pressure. The cooling capacity was observed to increase with the increased pressure and decreased cold/warm-end temperature difference. The cooling capacity of the cooler is predicted quite accurately using an empirical relationship. In terms of the dimensionless cooling capacity, this cooler performed at comparable performance with other studies. The results from the present study demonstrate that, in the smaller scale of cooling capacity such as in mobile air conditioning, the Stirling cooler can prove to be a viable alternative to the vapor compression system.

KEYWORDS

stirling, air conditioning, cooling capacity

I. บทนำ

ปัจจุบันระบบปรับอากาศเข้ามามีบทบาทในการดำรงชีวิต หากไม่ใช่ในระบบอุตสาหกรรมแล้วระบบปรับอากาศที่ใช้เกือบทั้งหมดยังคงพึ่งพาการอัดไอ (Vapor compression) แต่สารทำความเย็นในระบบอัดไอที่รื้อไหล ยังคงเป็นอันตรายต่อสิ่งแวดล้อมทั้งทางด้านสาร CFC ที่ทำลายชั้นโอโซน และสารจำพวก HFC เช่น R134a ที่มีผลต่อสภาวะโลกร้อน [1] รวมทั้งการเก็บสารทำความเย็นที่ได้จากการใช้งานไปแล้วก็ทำได้ยาก

การแก้ไขปัญหาดังกล่าวนอกจากจะเปลี่ยนสารทำความเย็นแล้ว การหากระบวนการทำความเย็นแบบอื่นที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมมาทดแทนระบบอัดไอก็เป็นอีกแนวทางหนึ่ง ตัวอย่างเช่น ระบบ Absorption และระบบ Ejector แต่ระบบทั้งสองมีโครงสร้างขนาดใหญ่ และจำนวนชิ้นส่วนมากกว่าระบบอัดไอ ส่งผลต่อขนาดและน้ำหนักตัวเครื่อง นอกจากนั้นปัญหาสำคัญของระบบ Absorption คือ ระบบใช้เวลาในการลดอุณหภูมิมากกว่าระบบอัดไอ [2] ส่วนระบบ Ejector นั้นให้ประสิทธิภาพทางการทำความเย็นที่ต่ำกว่าระบบอัดไอ [3] ทำให้ระบบดังกล่าวไม่เป็นที่นิยม จากความพยายามในการเปลี่ยนรูปแบบทำความเย็นดังกล่าวยังคงมีข้อจำกัดในหลายๆ ด้านเมื่อเทียบกับระบบอัดไอ แต่ยังมีระบบทำความเย็นอีกรูปแบบหนึ่งที่มีการพัฒนามาอย่างยาวนานแต่ถูกมองข้ามไปคือระบบทำความเย็นสเตอร์ลิง

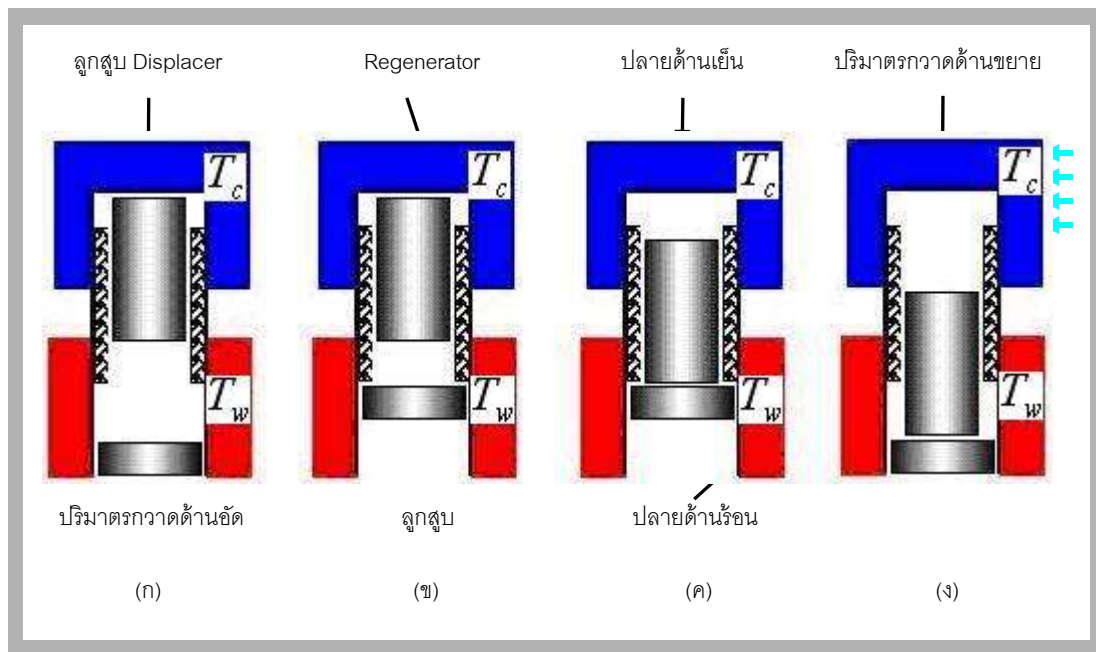
เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงมีหลักการทำงานมาจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เครื่องยนต์สเตอร์ลิงถูกคิดค้นและประดิษฐ์ขึ้นครั้งแรกในปี ค.ศ. 1816 โดย Robert Stirling จากนั้นการบุกเบิกวิจัยและพัฒนาของบริษัท Philips ในช่วงปี ค.ศ. 1940 [4] พบว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถทำงานย้อนกลับวัฏจักร โดยการให้แก๊สอุณหภูมิต่ำและอุณหภูมิต่ำสามารถทำความเย็นได้ ตั้งแต่นั้นมาเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงก็มีประวัติการใช้งานในเชิงพาณิชย์ในการทำความเย็นระดับเยือกแข็ง (cryogenics) มายาวนานเช่น ใช้ในการเก็บรักษาอาหารหรือเนื้อเยื่อต่างๆ และใช้ในการระบายความร้อนให้กับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ เป็นต้น จากนั้นในช่วงปี ค.ศ. 1950 บริษัท Philips ได้มีการนำมาพัฒนาให้สามารถทำงานที่อุณหภูมิสูงขึ้น ซึ่งต่อมาได้มีการนำอุปกรณ์ชนิดนี้เข้ามาใช้ในเทคโนโลยีการทำความเย็นต่างๆ มากขึ้น เช่นกระติกน้ำของ Coleman [5] และตู้เย็นภายในเรือออร์ซของบริษัท AvXcel

จากความเป็นมาของระบบทำความเย็นสเตอร์ลิงจะเห็นได้ว่าระบบทำความเย็นดังกล่าวนอกจากใช้ทำความเย็นในช่วงอุณหภูมิระดับต่ำมากๆ ยังสามารถทำความเย็นในระดับอุณหภูมิที่สูงขึ้นได้ในการใช้งานกับตู้แช่อาหาร (Refrigeration) ในงานวิจัยนี้เป็นการออกแบบและทดสอบเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงที่ระดับอุณหภูมิในการปรับอากาศ และทดสอบหาตัวแปรที่มีผลต่อสมรรถนะในการทำความเย็น เพื่อเป็นแนวทางในการพัฒนาให้ระบบทำความเย็นสเตอร์ลิงเป็นเทคโนโลยีทางเลือกสำหรับทดแทนระบบอัดไอ

II. การออกแบบ

การจัดวางของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงโดยทั่วไปมีการจัดวาง 3 รูปแบบได้แก่ รูปแบบ α β และ γ โดยการจัดวางแต่ละแบบมีข้อจำกัดที่แตกต่างกันไป เช่น การจัดวางแบบ α มักมีการรั่วที่ลูกสูบเมื่อมีการใช้งานในระยะยาว ส่วนการจัดวางแบบ γ ถึงแม้จะไม่มีปัญหาการรั่วที่ลูกสูบ แต่การจัดวางลูกสูบที่ไม่ตรงกันทำให้ในการออกแบบระบบขับเคลื่อนมีความซับซ้อนมากขึ้น [6] และการจัดวางแบบ β มีการจัดวางลูกสูบในแนวเดียวกันทำให้การออกแบบกลไกขับเคลื่อนต่างๆ ไม่ซับซ้อนเหมือนการจัดวางแบบ γ รวมถึงยังมีขนาดที่กะทัดรัดกว่าแบบ α ด้วยเหตุนี้เครื่องต้นแบบในงานวิจัยนี้จึงได้เลือกใช้รูปแบบการจัดวางแบบ β ซึ่งมีส่วนประกอบหลักดังรูปที่ 1

หลักการทำงานของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงรูปแบบ β อธิบายได้ใน 4 ขั้นตอนดังรูปที่ 1 โดยขั้นตอน (ก) เริ่มจากแก๊สเคลื่อนตัวจากปลายด้านเย็นไปปลายด้านร้อนอันเป็นผลจากการเคลื่อนตัวของลูกสูบ Displacer เกิดการถ่ายเทความร้อนจาก Regenerator ไปยังแก๊สทำให้อุณหภูมิและความดันของแก๊สเพิ่มขึ้น โดยเป็นกระบวนการแบบปริมาตรคงที่ ขั้นตอน (ข) จากการเคลื่อนตัวของลูกสูบแก๊สเกิดการอัดตัวทำให้มีปริมาตรลดลง และมีความดันที่มากขึ้น ขั้นตอน (ง) เป็นกระบวนการแบบอุณหภูมิคงตัว แก๊สเกิดการถ่ายเทความร้อนออกไปสู่สิ่งแวดล้อม ขั้นตอน (ค) แก๊สเคลื่อนตัวจากปลายด้านร้อนไปปลายด้านเย็น ความร้อนจากแก๊สถูกถ่ายเทไปสู่ Regenerator ทำให้ความดันและอุณหภูมิแก๊สลดลง โดยมีปริมาตรคงที่และขั้นตอน (ง) แก๊สเกิดการขยายตัวให้มีปริมาตรมากขึ้น ด้วยอุณหภูมิคงตัว และจะมีความดันลดลง แก๊สเกิดการดูดหรือรับความร้อนจากภายนอกเข้าสู่ระบบ



รูปที่ 1

โครงสร้างและหลักการทำงานของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงแบบ β [7]

2.1 การออกแบบทางเทอร์โมไดนามิกส์และการประเมินสมรรถนะ

ในส่วนแรกของการออกแบบเป็นการหาปริมาตรกวาดด้านขยาย เนื่องจากเป็นตัวแปรสำคัญที่มีผลต่อพิกัดทำความเย็น การศึกษาใช้รูปแบบสมการเชิงประจักษ์ของ Otaka [8] เพื่อการออกแบบ ซึ่ง Otaka ได้ศึกษาเกี่ยวกับเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงขนาดเล็ก และได้ทดลองถึงผลกระทบของตัวแปรต่างๆ เช่น ความดัน ผลต่างของมุม และ อัตราส่วนระหว่างปริมาตรทางด้านอัดตัวต่อด้านที่ขยายตัว เป็นต้น ที่ส่งผลต่อสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงและได้สรุปเป็นสูตรความสัมพันธ์ที่อยู่ในรูปพิกัดการทำความเย็นโดย

$$Q_o = Br \cdot P \cdot f \cdot V_e \frac{k \sin \alpha}{\xi \tau} (k+1) \quad (1)$$

เมื่อ V_e, V_c = ปริมาตรกวาดด้านขยายและด้านอัด (m^3)

Q_o = พิกัดการทำความเย็น (W)

V_d = ปริมาตรคงที่ (m^3)

k = อัตราส่วน V_c/V_e

Br = corrected Beale number

α = ผลต่างของมุม

P = ความดัน (MPa)

τ = อัตราส่วน T_w/T_c

f = ความถี่ (Hz)

ξ = อัตราส่วน V_d/V_e

* ปริมาตรคงที่ = ปริมาตรปลายด้านเย็น+ปริมาตร Regen+ปริมาตรปลายด้านร้อน และสามารถเขียนสมการของพิกัดทำความเย็นให้อยู่ในรูปอย่างง่ายได้โดย

$$Q_o = Br \cdot G \quad (2)$$

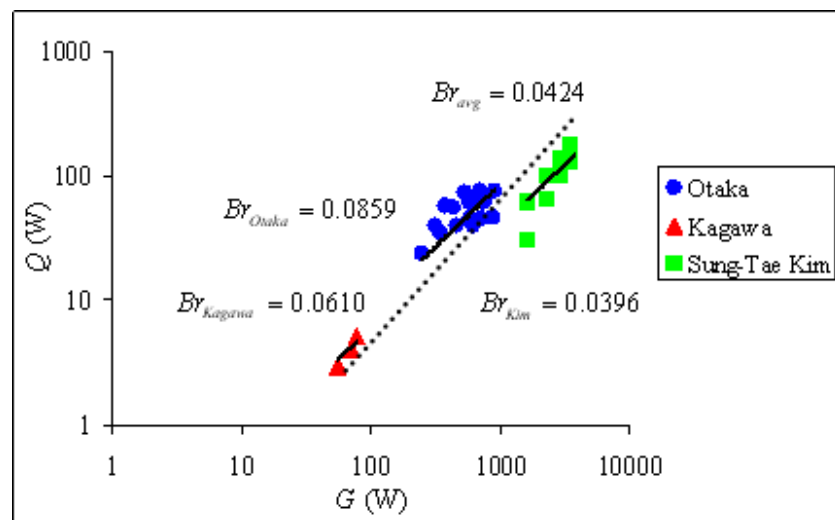
เมื่อ

$$G = P \cdot f \cdot V_e \frac{k \sin \alpha}{\xi \cdot \tau} (k+1)$$

จากการศึกษาของ Otaka ได้แนะนำค่า Br มีค่า 0.025 ในที่นี้เพื่อแสดงให้เห็นว่าสมการของ Otaka สามารถใช้งานได้จริง จึงได้ทดสอบสมการหาค่า G เทียบกับผลการทดสอบของการศึกษาอื่น เช่น การศึกษาของ Sung-Tae Kim [9] ซึ่งเป็นเครื่องรูปแบบ β ที่มีพิกัดทำความเย็นอยู่ที่ 250 W และการศึกษาของ Kagawa [10] ซึ่งเป็นเครื่องรูปแบบ β โดยมีพิกัดทำความเย็นอยู่ที่ 10 W จากข้อมูลแสดงดังในรูปที่ 2 โดยค่า Br ของ Sung-Tae Kim มีค่า 0.0396 Br จากผลการทดลองของ Otaka มีค่า 0.0859 ซึ่งแตกต่างจากที่แนะนำในตอนต้น และ Kagawa มีค่า 0.0610 ดังนั้นเมื่อนำข้อมูลมาเฉลี่ยทำให้ Br มีค่า 0.0424 ซึ่งจะนำไปใช้ในการออกแบบต่อไป

รูปที่ 2

การทำนายค่า G (2)
เทียบกับพิกัดทำความเย็น
ที่ได้จากการทดสอบ



จากการคำนวณหาปริมาตรด้านขยายสำหรับเครื่องทำความเย็น 50 W โดยค่า $\alpha = 90$ องศา $k = 1$ และ $\xi = 1$ ซึ่งเป็นค่าที่ได้แนะนำจาก Otaka [8] ทำให้ได้ค่าปริมาตรกวาดประมาณ 57 cc ในการศึกษาครั้งนี้จึงกำหนดเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบมีค่า 55 มม. และความยาวช่วงชักด้านขยายมีค่า 24 มม.

จากการหาปริมาตรขั้นต้นของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงสามารถหาได้ 2 ปริมาตรจากการคำนวณโดยสมการ (1) คือ ปริมาตรกวาดด้านขยายตัว และปริมาตรกวาดด้านอัดตัว ส่วนปริมาตรที่เหลือคือ ปริมาตรปลายด้านเย็น, Regenerator และปริมาตรปลายด้านร้อน จะใช้การวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ในการหาผลลัพธ์ [11] ซึ่งสามารถแสดงผลออกมาให้เห็นถึงการเปลี่ยนแปลงของมวลในระบบ รวมถึงสมรรถนะเบื้องต้นเพื่อให้ได้ปริมาตรในส่วนที่สามที่เหมาะสม หากปริมาตรทั้งสาม มีขนาดใหญ่เกินไปจะส่งผลทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องทำความเย็นต่ำลง ซึ่งเป็นผลมาจากอัตราส่วนการอัดที่ลดลง จากการวิเคราะห์ได้สรุปข้อมูลจำเพาะดังในตารางที่ 1

ปริมาตรกวาดด้านขยาย	57 cc
ϕ กระบอกสูบ x ช่วงชัก	55 มม. x 24 มม.
k	1:1
ความดันเฉลี่ย	0.7 MPa
ปลายด้านร้อน	ร่องครีป/ ขดลวดความร้อน
ปลายด้านเย็น	ร่องครีป/ น้ำระบายความร้อน
Regenerator	ตาข่ายสแตนเลส $\phi = 0.06$ มม.

ตารางที่ 1

ข้อมูลจำเพาะของเครื่อง
ทำความเย็นสเตอร์ลิง

III. โครงสร้างเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง

โครงสร้างหลักของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงประกอบด้วย กลไกขับเคลื่อน ลูกสูบ ตัวแลกเปลี่ยนความร้อน (ปลายด้านเย็น และปลายด้านร้อน) และห้องข้อเหวี่ยง ดังแสดงในรูปที่ 3 โดยโครงสร้างหลักของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงมีการจัดวางแบบ β ดังที่กล่าวไว้แล้วในหัวข้อที่ 2.1 ทางด้านกลไกขับเคลื่อนใช้แบบ Scotch yoke ซึ่งเป็นรูปแบบกลไกที่มีแรงเบียดด้านข้างต่ำส่งผลลดแรงเสียดทานและการรั่วที่ลูกสูบได้ดี ส่วนตัวแลกเปลี่ยนความร้อนในส่วนของปลายด้านเย็นจะถูกติดตั้งด้วยขดลวดความร้อนเพื่อเป็นภาระทางความร้อนสำหรับเครื่องทำความเย็น และปลายด้านร้อนมีการระบายความร้อนด้วยน้ำ โดยมีครีปช่วยในการระบายความร้อน ซึ่งรายละเอียดและเหตุผลในการเลือกดังกล่าวจะได้กล่าวต่อไป

การออกแบบก้านของชุด Scotch yoke ใช้เหล็กแผ่นที่มีความหนา 5 มม. ผลิตด้วยวิธี Laser cutting เพื่อลดต้นทุนและระยะเวลาในการผลิต ในส่วนการเคลื่อนที่ของก้าน Scotch yoke ที่มีลักษณะในการเคลื่อนที่เป็นแนวเส้นตรง จึงต้องมีการประกอบให้ Scotch yoke เคลื่อนที่ได้โดยมีแรงเสียดทานน้อยที่สุด จึงได้ใช้ Linear bearing เป็นตัวรับแรงเบียดด้านข้าง ในส่วนของเพลาชข้อเหวี่ยงผลิตจากวัสดุ S45C ประกอบด้วยลูกเบี้ยว ขับเคลื่อนก้านลูกสูบและลูกเบี้ยวขับเคลื่อนลูกสูบ Displacer เพลาชข้อเหวี่ยงมีหน้าที่ขับเคลื่อนก้านของชุด Scotch yoke ทั้งลูกสูบและลูกสูบ Displacer ให้สามารถเคลื่อนที่ตามแนวแกน ซึ่งการออกแบบเพลาดังกล่าวสามารถทำงานได้ตามที่ออกแบบไว้ที่ความดันเฉลี่ยสูงสุด 0.7 MPa แต่เมื่อลูกสูบเกิดการอัดตัวจะทำให้เกิดความดันภายในเครื่องที่สูงกว่าค่าเฉลี่ยนี้ ซึ่งจากการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ได้ระบุความดันสูงสุดที่ใช้ในการออกแบบเพลาคือ 1.0 MPa ส่วนการยึดเพลากับลูกเบี้ยวของลูกสูบยึดติดกันด้วยลิ้ม ส่วนลูกเบี้ยวของ Displacer ยึดติดกับเพลาโดยใช้แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นจากการอัดเข้ากับเพลาดังแสดงในรูปที่ 3

ลูกสูบทำหน้าที่เพิ่มความดันให้กับแก๊สในระบบ ดังนั้นลูกสูบจะต้องสามารถที่จะรับแรงดันจากการอัดตัวและขยายตัวของแก๊สได้ และมีการป้องกันการรั่วอย่างแน่นหนากับกระบอกสูบ เพื่อป้องกันการรั่วไหลของแก๊สซึ่งจะมีผลต่อสมรรถนะในการทำความเย็นได้ นอกจากนั้นความยากง่ายของการผลิตชิ้นส่วนก็มีความสำคัญจึงได้เลือกใช้อะลูมิเนียมเป็นวัสดุสำหรับลูกสูบเนื่องจากมีความแข็งแรง ผลิตง่ายและน้ำหนักเบา การออกแบบเครื่องสเตอร์ลิงในที่นี่ไม่ได้ออกแบบให้มีระบบหล่อลื่นเนื่องจากสารหล่อลื่นดังกล่าวจะเข้าไปสะสมที่ Regenerator ทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนลดลง ด้วยเหตุนี้จึงใช้แหวนลูกสูบที่ทำจากเทฟลอน (Polytetrafluoroethylene) ซึ่งมีสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานต่ำในการป้องกันการรั่วที่ลูกสูบ

ส่วนลูกสูบ Displacer นั้นจะต้องเป็นฉนวนระหว่างปลายด้านเย็นและปลายด้านร้อนเพื่อป้องกันการนำความร้อนตามแนวแกนที่ลูกสูบ Displacer ดังนั้นวัสดุที่จะนำมาผลิต Displacer ควรจะต้องมีค่าการนำความร้อนที่

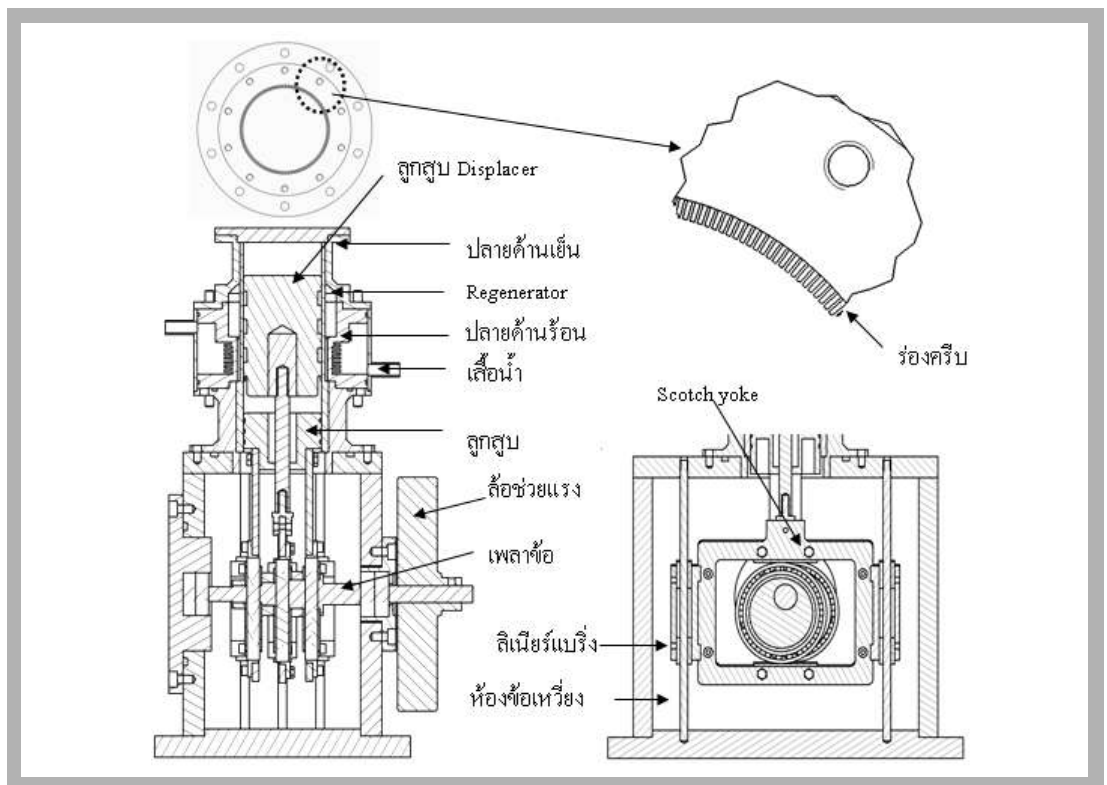
ต่ำและน้ำหนักเบา ซึ่งในที่นี้เลือกใช้เทฟลอนในการผลิต Displacer ในการผลิตจะทำร่องตามแนวขวางจำนวน 4 ร่อง เพื่อลดแรงเสียดทานระหว่างผนังกระบอกสูบกับลูกสูบ Displacer ดังในรูปที่ 3

ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือ ปลายด้านร้อนมีหน้าที่ในการระบายความร้อนออกจากระบบ และปลายด้านเย็นมีหน้าที่ในการดูดความร้อนเข้าสู่ระบบ ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนทั้ง 2 มีโครงสร้างแบบร่องครีบทาจากวัสดุ Aluminum alloy 7075 ซึ่งเป็นวัสดุที่นำความร้อนได้ดี ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนของปลายด้านร้อนจะใช้น้ำในการระบายความร้อนดังแสดงในรูปที่ 3

ห้องข้อเหวี่ยงเป็นที่อยู่ของกลไกขับเคลื่อน โดยภายในจะมีการอัดความดันเข้าสู่ห้องข้อเหวี่ยง ดังนั้นห้องข้อเหวี่ยงจำเป็นต้องรับแรงดัน และแรงกระทำต่างๆ วัสดุที่ใช้ผลิตห้องข้อเหวี่ยง คือ Aluminum alloy 5083 โดยที่ความดันที่ออกแบบ 0.7 MPa ได้กำหนดความหนาของผนังห้องข้อเหวี่ยงที่ 15 มม. การกำหนดผนังห้องข้อเหวี่ยงให้หนาเนื่องจากระยะที่ใช้ในการเจาะรูสำหรับยึดชิ้นส่วนต่างๆ นั้นมีระยะที่ค่อนข้างเล็ก และอีกเหตุผลหนึ่งที่ออกแบบห้องข้อเหวี่ยงให้มีผิวเรียบเพราะสามารถลดขั้นตอนในการผลิตหน้าแปลนลงได้ แม้น้ำหนักของตัวเครื่องจะเพิ่มมากขึ้น

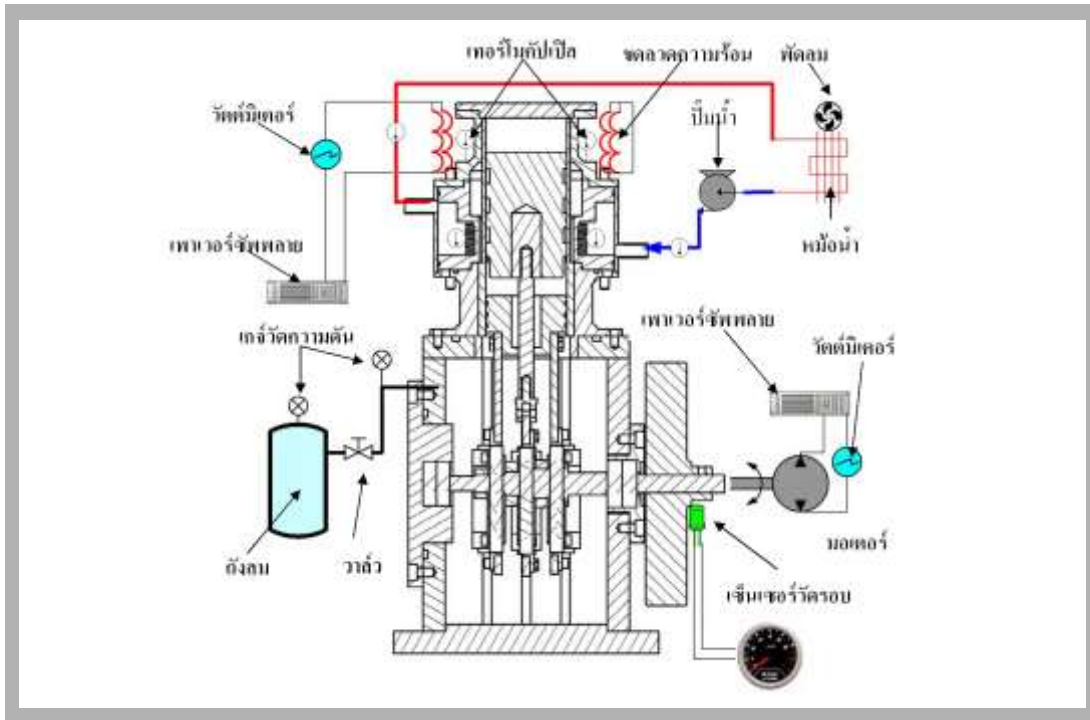
รูปที่ 3

โครงสร้างหลักของเครื่อง
ทำความเย็นสเตอร์ลิง
ต้นแบบ



IV. วิธีการทดสอบ

การติดตั้งและทดสอบเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงจะทดสอบหาสมรรถนะที่มีผลจากการเปลี่ยนแปลงของความดัน และช่วงอุณหภูมิของการทำความเย็นดังแสดงในรูปที่ 4 โดยการวัดอุณหภูมิจะใช้ Thermocouple ชนิด K วัดอุณหภูมิที่ปลายด้านเย็น, ปลายด้านร้อนและน้ำหล่อเย็นทั้งขาเข้าและออก ที่ด้านปลายด้านเย็นใช้ขดลวดความร้อนเป็นภาระทางความร้อนให้แก่ระบบ ระบบถูกขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ขนาด 500 W และมีการวัดความเร็วรอบที่เฟลาข้อเหวี่ยง ทางด้านการวัดความดันมีเกจวัดความดันถูกติดตั้งอยู่ที่ห้องข้อเหวี่ยง และมีวาล์วนิรภัยป้องกันความดันสูงภายในระบบ ในส่วนของการทดสอบเครื่องทำความเย็นกำหนดการทดสอบที่อุณหภูมิปลายด้านเย็นในช่วง $-5 - 20^{\circ}\text{C}$ และปลายด้านร้อน $31-36^{\circ}\text{C}$ โดยทดสอบที่ความเร็วรอบระหว่าง 500-1000 rpm และปรับเปลี่ยนความดันในระบบระหว่าง 0.6-0.8 MPa



รูปที่ 4

แผนผังการเตรียมการ
ทดสอบ

การทดสอบหาสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นแบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือ พิกัดทำความเย็นและ COP โดยพิกัดทำความเย็นหาได้จากการวัดกำลังไฟฟ้าของขดลวดความร้อนที่ได้กล่าวไว้ข้างต้น ส่วน COP นั้นหาได้จาก

$$\text{COP} = \frac{Q}{W} \quad (3)$$

เมื่อ Q = พิกัดทำความเย็น (W)
 W = กำลังขับเคลื่อน (W)

แต่ด้วย COP ดังกล่าวรวมการสูญเสียในระบบขับเคลื่อน เพื่อเปรียบเทียบค่า COP กับงานวิจัยอื่น ซึ่งมีการสูญเสียในระบบขับเคลื่อนที่แตกต่างกัน รวมทั้งงานวิจัยนี้ยังไม่ได้ปรับปรุงระบบขับเคลื่อนให้เหมาะสมที่สุด ทำให้สามารถเปรียบเทียบค่า COP ได้ในอีกรูปแบบหนึ่ง โดยเป็นค่า COP ที่ไม่รวมการสูญเสียที่กลไกขับเคลื่อนที่เรียกว่า Indicated COP ดังสมการ

$$\text{COP}_i = \frac{Q}{W - W_{\text{mech}}} \quad (4)$$

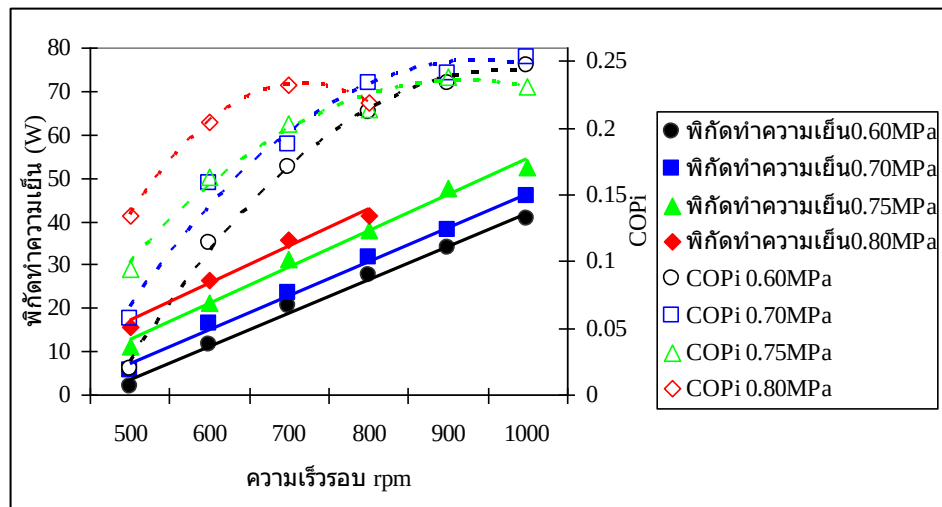
เมื่อ COP_i = Indicated COP
 W_{mech} = การสูญเสียทางกลไกขับเคลื่อน (W)

V. ผลการทดสอบ

สำหรับการทดสอบหาค่าพิกัดทำความเย็นที่มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงความดัน จากการทดสอบพบว่า เมื่อความดันเพิ่มขึ้นค่าพิกัดทำความเย็นจะเพิ่มมากขึ้นแสดงในรูปที่ 5 โดยที่ความดัน 0.6 – 0.7 MPa มีแนวโน้มของค่าพิกัดทำความเย็นใกล้เคียงกัน และที่ความดันตั้งแต่ 0.75 – 0.8 MPa มีค่าพิกัดทำความเย็นที่เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ส่วนทางด้าน COP_i มีแนวโน้มเช่นเดียวกับพิกัดทำความเย็น ในขณะที่ทดสอบเครื่องที่ความดัน 0.8 MPa ทำการทดสอบได้ที่ความเร็วรอบเพียง 750 rpm เครื่องเริ่มสั่น จากการสังเกตสาเหตุดังกล่าว เกิดจากเพลาช้อเหวี่ยงเริ่มงอทำให้เครื่องสั่น เพราะในการออกแบบในตอนต้นออกแบบให้ทนกับแรงดันเฉลี่ยที่ 0.7 MPa อย่างไรก็ตามจากการทดลองดังกล่าวทำให้ทราบว่าเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงยังสามารถที่จะเพิ่มศักยภาพทางด้านพิกัดทำความเย็นโดยการเพิ่มความดันของระบบ ซึ่งเป็นแนวทางในการพัฒนาต่อไป

รูปที่ 5

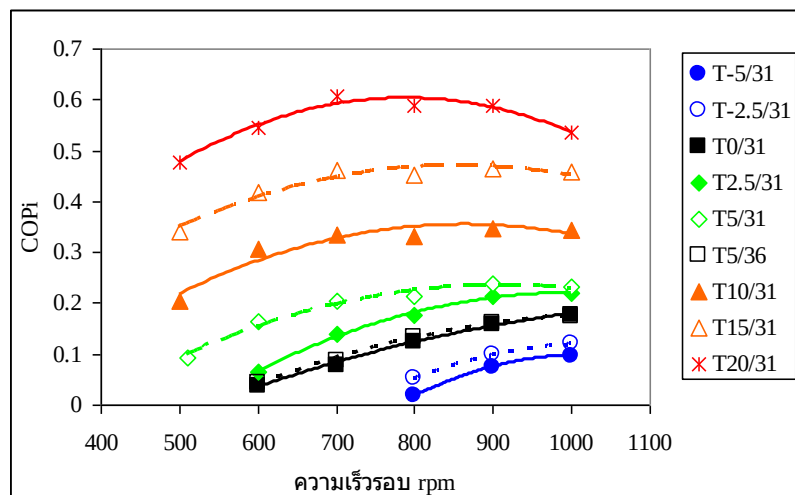
สมรรถนะด้านพิกัดทำความเย็นและ COP_i ที่มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงความดันที่รอบการทำงานต่างๆ โดยทำความเย็นที่อุณหภูมิปลายด้านเย็น 5°C และปลายด้านร้อน 31°C กรณี



จากผลการทดสอบสมรรถนะทางด้าน COP_i เทียบกับผลต่างของอุณหภูมิดังรูปที่ 6 กราฟแสดงถึงค่าสมรรถนะทางด้าน COP_i เมื่อผลต่างของอุณหภูมิในการทำทำความเย็นมีค่ามากขึ้นจะทำให้ COP_i มีค่าลดลง สำหรับการเพิ่มระดับอุณหภูมิในการทำงานของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงจากปลายด้านเย็น/ปลายด้านร้อน 0/31°C เป็น 5/36°C พบว่าให้ค่าสมรรถนะทางด้าน COP_i ใกล้เคียงกัน ซึ่งเป็นลักษณะเฉพาะของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง

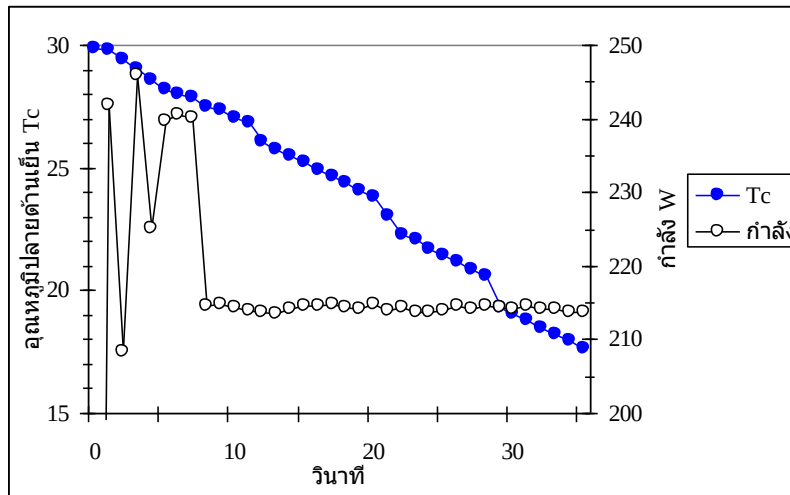
รูปที่ 6

ความสัมพันธ์ระหว่าง COPi กับความเร็วรอบที่มีผลจากผลต่างของอุณหภูมิ โดยทดสอบที่ความดัน 0.75 MPa



ขั้นแรกกำหนดความดันเฉลี่ยในระบบที่ 0.7 MPa และเริ่มหมุนที่ความเร็วรอบโดยเฉลี่ย 100 rpm เนื่องจาก

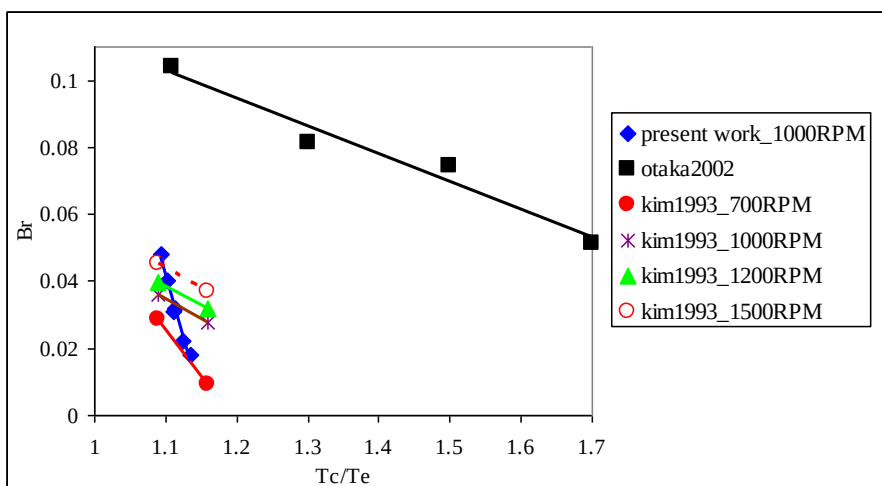
เพาเวอร์ซัพพลายเมื่อมีการจ่ายกระแสให้กับมอเตอร์ขณะหยุดนิ่งจะทำให้วงจรการทำงานของเพาเวอร์ซัพพลายตัดการจ่ายกระแสทำให้ไม่สามารถทดสอบได้ จากนั้นปรับรอบการหมุนจาก 100 rpm เป็น 800 rpm ทำให้เกิดการตั้งกระแสในช่วงเวลาหนึ่งดังรูปที่ 7 เมื่อเปรียบเทียบกำลังที่ใช้เป็นเปอร์เซ็นต์แล้วกำลังที่ใช้ในการเริ่มต้นการทำงานจะมีค่ามากกว่าขณะเครื่องทำงานที่สภาวะคงที่ 12% ซึ่งมีค่าน้อยกว่าเมื่อเทียบกับระบบอัตโนมัติ ปัญหานี้จะมีความสำคัญมากเมื่อแหล่งพลังงานมีอย่างจำกัด



รูปที่ 7

การทดสอบกำลังที่ใช้ในการเริ่มต้นระบบที่ความดัน 0.7 MPa 800 rpm

จากผลการทดสอบพิกัดทำความเย็นในรูปของตัวแปรไร้มิติของเครื่องต้นแบบมีค่า $Br = 0.0424$ ซึ่งค่าดังกล่าวจะบ่งบอกถึงสมรรถนะของตัวเครื่อง เมื่อค่า Br มีค่ามากเครื่องก็จะมีสมรรถนะทางด้านพิกัดทำความเย็นสูงเมื่อนำค่า Br ของเครื่องต้นแบบเปรียบเทียบกับงานวิจัยอื่นๆ ดังรูปที่ 8 พบว่าเครื่องต้นแบบมีค่า Br ใกล้เคียงกับงานวิจัยของ Sung-Tae Kim และมีค่าน้อยกว่างานวิจัยของ Otaka ค่อนข้างมาก เนื่องจากสารทำความเย็นที่ใช้ในงานวิจัยนี้ใช้อากาศเป็นสารทำความเย็น ส่วนงานวิจัยของ Otaka ใช้ฮีเลียมและไฮโดรเจนซึ่งให้สมรรถนะทางด้านการทำความเย็นที่สูงกว่ามาก จึงทำให้ทราบได้ว่าขีดจำกัดของเทคโนโลยีการทำความเย็นด้านสเตอร์ลิงไม่ได้จำกัดที่งานวิจัยนี้ แต่ยังสามารถพัฒนาให้สูงขึ้นไปได้อีก



รูปที่ 8

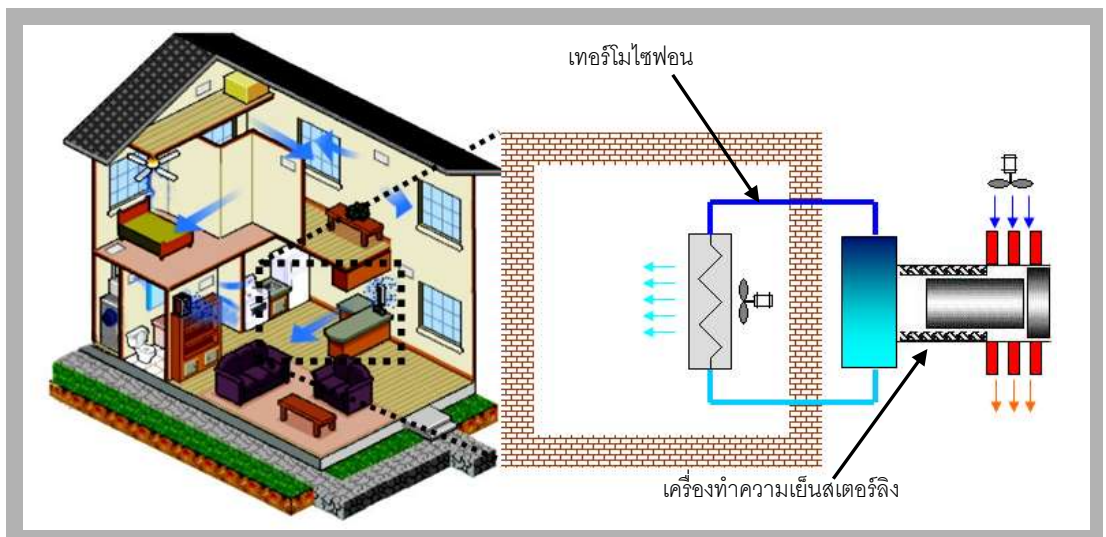
ผลการทดสอบพิกัดทำความเย็นในรูปของตัวแปรไร้มิติของเครื่องต้นแบบ

จากผลการทดสอบแสดงให้เห็นถึงข้อดีของการทำงานของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง โดยที่เครื่องสามารถทำงานได้หลายช่วงอุณหภูมิ ถึงจะทำงานที่อุณหภูมิสูงหรืออุณหภูมิต่ำก็ตาม เมื่อผลต่างอุณหภูมิระหว่างด้าน

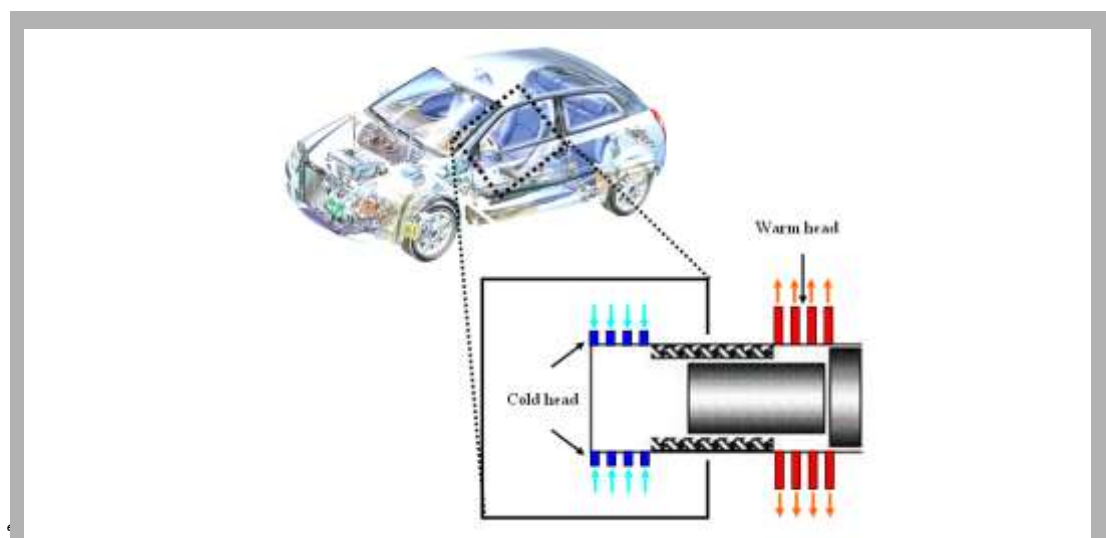
ร้อนและเย็นเท่ากัน จะให้ค่า COP_i ใกล้เคียงกัน รวมถึงพลังงานที่ใช้ในการเริ่มต้นระบบก็มีค่าเทียบเท่าในขณะเครื่องทำงานซึ่งเป็นข้อได้เปรียบของระบบทำความเย็นสเตอร์ลิงที่ระบบอัดไอกับ Thermoelectric ไม่สามารถทำงานได้ ถึงแม้ว่าเครื่องต้นแบบจะมีค่า COP_i ต่ำกว่าระบบอัดไออประมาณ 5 เท่าก็ตามแต่ผลการทดสอบก็บ่งชี้ว่าถ้าหากมีการพัฒนาโดยการเพิ่มความดัน รวมถึงปรับปรุงตัวแลกเปลี่ยนความร้อนและเปลี่ยนสารทำงานเป็นแก๊สไฮโดรเจนหรือฮีเลียม [8] จะสามารถเพิ่มสมรรถนะให้กับเครื่องและทำให้เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงมีโอกาสเข้ามาเป็นทางเลือกเพื่อทดแทนระบบอัดไออต่อไปได้

การนำไปใช้งานทางด้านการปรับอากาศมีสองทางเลือกด้วยกันคือ การใช้งานตามบ้านเรือนและการใช้งานทางด้านยานยนต์ แต่เนื่องจากข้อจำกัดด้านการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงมีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนที่จำกัดและเป็นแบบเบ็ดเสร็จภายในตัว ถ้านำมาใช้ในระบบปรับอากาศตามบ้านเรือนจะต้องใช้ตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อนเช่น เทอร์มิไซฟอน ดังในรูปที่ 9 ทำให้สมรรถนะของเครื่องลดต่ำลง แต่ถ้าหากนำมาใช้กับการปรับอากาศในยานยนต์ตัวเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงสามารถนำมาติดตั้ง โดยให้ด้านปลายด้านเย็นอยู่บริเวณภายในพื้นที่ปรับอากาศ ส่วนปลายด้านร้อนอยู่ภายนอกยานยนต์ดังแสดงในรูปที่ 10 ทำให้ลดการสูญเสียจากการถ่ายเทความร้อนผ่านตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อนลงได้

รูปที่ 9
แนวคิดการปรับอากาศใน
บ้านเรือน



รูปที่ 10
แนวคิดการปรับอากาศใน
ยานยนต์



การขยายพิกัดทำความเย็นจาก 50 W ในการศึกษาเพิ่มเป็น 3000 W ซึ่งคิดเป็นอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นเป็น 60 เท่า โอกาสที่จะเป็นไปได้ค่อนข้างน้อย แต่ถ้าหากมีการแบ่งส่วนในการทำความเย็นหรือที่เรียกว่าการทำความ

เย็นแบบจุดแสดงดังรูปที่ 11 เช่นถ้ามีการแบ่งการทำความร้อนออกเป็น 4 ส่วนจะได้พิกัดทำความเย็นแต่ละส่วนเป็น 750 W หรือเพิ่มขึ้น 15 เท่า ทำให้มีความเป็นไปได้ที่จะเพิ่มพิกัดทำความเย็นไปสู่การใช้งานจริง นอกจากการเพิ่มขนาดของพิกัดทำความเย็นแล้ว สมรรถนะด้าน COP_i ก็มีความสำคัญ จากข้อมูลการทดสอบข้างต้น หากมีการเพิ่มความดันในระบบให้สูงขึ้น หรือเปลี่ยนสารทำความเย็นก็มีความเป็นไปได้ที่สมรรถนะทางด้าน COP_i ของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงจะมีค่าเทียบเท่าระบบอัดไอ



รูปที่ 10

แนวคิดการทำความร้อน
เป็นจุดในยานยนต์ [12]

VI. สรุป

ระบบทำความเย็นสเตอร์ลิงโดยทั่วไปทำงานที่ระดับอุณหภูมิเยือกแข็ง ต่อมาได้มีการพัฒนาให้สามารถทำความเย็นที่ระดับตู้แช่เย็นได้ จากงานวิจัยนี้ได้ศึกษาถึงการใช้งานทางด้านการปรับอากาศ ซึ่งมีระดับอุณหภูมิในการทำความเย็นสูงกว่าระดับตู้แช่เย็น ซึ่งอุณหภูมิด้านเย็นของระบบปรับอากาศอยู่ในช่วง 0 ถึง 5 °C ทั้งนี้เพื่อระบุถึงความเป็นไปได้ที่จะนำระบบดังกล่าวมาใช้งานทางด้านการปรับอากาศเพื่อทดแทนระบบอัดไอ

ในการศึกษานี้ได้ทดสอบสมรรถนะของเครื่องที่อุณหภูมิปลายด้านเย็น/ปลายด้านร้อน 5/31°C โดยเครื่องทำความเย็นให้พิกัดทำความเย็น 45.1W และ Indicated COP มีค่าสูงสุด 0.25 ที่ความดัน 0.70 MPa เมื่อเพิ่มความดันมากขึ้นพิกัดทำความเย็นจะเพิ่มขึ้น ส่วนแนวโน้มของผลต่างอุณหภูมิในการทำความเย็นที่มากขึ้นพิกัดทำความเย็นกับ Indicated COP จะมีค่าลดลง เมื่อพิจารณาข้อมูลการทดสอบพบว่าค่า Indicated COP สูงสุดของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงยังมีค่าค่อนข้างต่ำเมื่อเทียบกับระบบอัดไหากนำระบบดังกล่าวมาใช้ทดแทนระบบอัดไอจะต้องมีการปรับปรุงสมรรถนะต่อไป

จากการออกแบบขนาดทำความเย็นในตอนต้นที่ 50 W เมื่อทดสอบเครื่องดังกล่าวได้พิกัดทำความเย็นมีค่า 45.1W ทำให้สามารถนำสมการดังกล่าวไปใช้ในการวิเคราะห์และออกแบบเพื่อใช้ปรับปรุงสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงที่มีพิกัดทำความเย็นใกล้เคียงกับการใช้งานจริงต่อไปได้

ส่วนการนำไปใช้งานทางด้านการปรับอากาศจะเน้นการใช้งานทางด้านยานยนต์ เนื่องจากข้อจำกัดด้านการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง ถ้านำมาใช้ในระบบปรับอากาศตามบ้านเรือนจะต้องใช้

ตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งทำให้สมรรถนะของเครื่องลดต่ำลง แต่ถ้านำมาใช้กับระบบปรับอากาศในยานยนต์ จะสามารถลดการสูญเสียที่เกิดขึ้นกับตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อนลงได้ และเมื่อพัฒนาให้ระบบดังกล่าวมีสมรรถนะที่ใกล้เคียงกับระบบอัดไอก็มีความเป็นไปได้ที่ระบบทำความเย็นสเตอร์ลิงจะเข้ามาเป็นเทคโนโลยีทางเลือกสำหรับการปรับอากาศในยานยนต์

บรรณานุกรม

- [1] ASHRAE, "Designation and safety classification of refrigerants," *ANSI/ASHRAE Standard 34-1997*, Atlanta, Ga: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., pp. 1-8, 1997.
- [2] P. Boatto, C. Boccaletti, G. Cerri, and C. Malvicino, " Internal combustion engine waste heat potential for an automotive absorption system of air conditioning. Part 2: the automotive absorption system," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 214, no. 8, pp. 983-989, 2000.
- [3] M. Salim, "Thermally activated mobile ejector refrigeration system analysis," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 218, no. 9, pp. 1055-1061, 2004.
- [4] C. M. Hargreaves, *The Philips Stirling Engine*. Amsterdam: Elsevier, 1991.
- [5] Coleman Corp., *Coleman Stirling Power Electric Cooler*. [Online]. Available: www.coleman.com
- [6] Animated Engines, *Single Cylinder Stirling Engine*. [Online]. Available: <http://www.animatedengines.com/stirling.shtml>
- [7] I. Urieli, *The Second Law of Thermodynamics*. 2010.[Online]. Available: <http://www.ohio.edu/mechanical/thermo/index.html>
- [8] T. Otaka, M. Ota, K. Murakami, and M. Sakamoto, " Study of performance characteristics on a small size stirling refrigerator," *Heat Transfer – Asian Research*, vol. 31, no. 5, pp-344-361, 2002.
- [9] S. kim, K. Cho, and W. Chung, " Study of stirling cycle refrigerator" In *Proceedings of the 28th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, Atlanta, Georgia: pp. 615-619,1993.
- [10] N. Kagawa, "Analytical method for stirling engine and coolers," *The Japan Society of Mechanical Engineers*, pp. 346-353,1998.
- [11] I. Urieli and D. M. Berchowitz, *Stirling Cycle Engine Analysis*. Bristol: Adam Higler , 1984.
- [12] SAE International, *Thermoelectric devices could revolutionize HVAC*. [Online]. Available: www.sae.org/mags/aei/6384