

การปรับปรุงค่าการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบ โดยใช้วิธีการออกแบบการทดลอง

การุณ เทพทวี¹ และ ธีรเดช วุฒิพรพันธ์^{2*}

บทคัดย่อ

ปัจจุบันโรงงานผลิตคอมเพรสเซอร์ตัวอย่างพบว่า ค่าทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์ที่ผลิตได้นั้นต่ำกว่า ของคู่แข่งประมาณ 100 วัตต์ งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์ เพื่อหาปัจจัยที่เหมาะสมในการปรับปรุงค่าการทำความเย็น ของคอมเพรสเซอร์ จากการศึกษาข้อมูลในการออกแบบ คอมเพรสเซอร์พบว่าปัจจัยที่เกี่ยวข้องกับค่าทำความเย็น อยู่ 4 ปัจจัย ได้แก่ ปริมาตรของห้องพักสารทำความเย็น ความหนาของแผ่นวาล์ว ขนาดทางไหลของสารทำความเย็น ด้านอัด และความหนาของวาล์วด้านดูด ผู้วิจัยใช้การ ออกแบบการทดลองแฟคทอเรียลแบบ 2 ระดับ (2^4 Full Factorial Design) โดยทำการทดลองซ้ำทั้งหมด 3 ครั้ง และใช้วิธีการวิเคราะห์ข้อมูลเชิงสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 เปอร์เซ็นต์ ผลการศึกษาพบว่าทุกปัจจัยมีผลต่อ

การทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์อย่างมีนัยสำคัญ ($p\text{-value} < 0.001$) และปัจจัยที่เหมาะสมสำหรับการเพิ่มค่า การทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์ดังกล่าว ได้แก่การใช้ ปริมาตรของห้องพักสารทำความเย็นที่ 45 ซีซี ใช้ความหนา ของแผ่นวาล์ว 2.7 มิลลิเมตร ใช้ขนาดทางไหลของสาร ทำความเย็นด้านอัด 1 รู ขนาด 5.5 มิลลิเมตร และใช้ความ หนาของวาล์วด้านดูด 0.25 มิลลิเมตร จากผลการทดลอง ดังกล่าวทำให้โรงงานตัวอย่างได้ค่าการทำความเย็น เพิ่มขึ้น 140 วัตต์ หรือเพิ่มขึ้นจากเดิม 1,220 วัตต์ เป็น 1,360 วัตต์ ซึ่งเป็นค่าการทำความเย็นที่สามารถแข่งขันกับ คอมเพรสเซอร์ของคู่แข่งได้

คำสำคัญ: คอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบ ประสิทธิภาพ การทำความเย็น การออกแบบการทดลอง

¹ นักศึกษา ภาควิชาวิศวกรรมอุตสาหการ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

² ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ภาควิชาวิศวกรรมอุตสาหการ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

* ผู้นิพนธ์ประสานงาน โทรศัพท์ 0-2555-2000 ต่อ 8141 อีเมล: teeradejw@kmutnb.ac.th

Cooling Capacity Improvement of Reciprocating Compressor with a DOE Approach

Karun Theptawee¹ and Teeradej Wuttiornpun^{2*}

Abstract

At present, cooling capacity of compressors produced of a case study is lower than that of competitors approximately 100 watts. The purpose of this study is to determine the optimal factors that can improve the cooling capacity of the compressor. Based on the study, there are four main factors directly involved the cooling capacity which are, volume of refrigerant chamber, valve plate thickness, discharge transfer hole, and suction plate thickness. A 2^k factorial experiment design is then conducted in order to determine the optimal setting to obtain the highest cooling capacity. Each experiment is performed by 3 replicates at 95% confidence interval.

The result indicates that all factors have significantly affected to the cooling capacity. The optimal factors to increase cooling capacity are to use 45 cc. for refrigerant chamber, 2.7 mm. for valve plate thickness, 5.5 mm. for discharge transfer diameter (1 hole), and 0.25 mm. for suction plate thickness. Based on the optimal setting, the company can increase their cooling capacity about 140 watts which increased from 1,220 watts to 1,360 watts and it is comparable to the cooling capacity of the competitors.

Keywords: Reciprocating Compressor, Cooling Efficiency, Design of Experiment

¹ Student, Department of Industrial Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's University of Technology North Bangkok.

² Assistant Professor, Department of Industrial Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's University of Technology North Bangkok.

* Corresponding Author, Tel. 0-2555-2000 Ext. 8141, E-mail: teeradejw@kmutnb.ac.th

1. บทนำ

ปัจจุบันทุกๆ องค์การย่อมต้องมีการปรับปรุงการผลิตอย่างต่อเนื่องเพื่อความอยู่รอดทางธุรกิจตลอดจนสามารถแข่งขันกับคู่แข่งในในตลาดได้ ปัจจัยสำคัญที่ส่งผลให้ธุรกิจประสบความสำเร็จคือ การผลิตสินค้าที่มีคุณภาพเป็นที่น่าเชื่อถือ และมีต้นทุนการผลิตต่ำ ดังนั้นการปรับปรุงและการศึกษาหาปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อต้นทุนในกระบวนการผลิตจึงเป็นอีกกิจกรรมหนึ่งที่องค์กรไม่ควรมองข้ามจากการศึกษาสภาพปัญหาของโรงงานผลิตคอมเพรสเซอร์แห่งหนึ่ง พบว่าทางโรงงานได้ประสบปัญหาเรื่องค่าการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์ต่ำกว่าของคู่แข่งอยู่ประมาณ 100 วัตต์ และเพื่อให้คอมเพรสเซอร์สามารถแข่งขันกับคู่แข่งได้ ทางโรงงานจึงต้องใช้คอมเพรสเซอร์รุ่นที่ใหญ่ขึ้นทดแทน งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาหาปัจจัยที่ส่งผลต่อการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์ พร้อมทั้งหาระดับของปัจจัยที่เหมาะสมในการเพิ่มค่าการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์ ผู้วิจัยเริ่มจากการวิเคราะห์หาปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์ ซึ่งได้จากการระดมความคิดเห็นและวิเคราะห์จากทีมงานผู้ที่มีประสบการณ์และความเชี่ยวชาญในการออกแบบคอมเพรสเซอร์ของโรงงานจากการวิเคราะห์พบว่าสาเหตุหลักที่ทำให้คอมเพรสเซอร์มีค่าการทำความเย็นต่ำกว่าของคู่แข่งคือการออกแบบโดยใช้ปริมาตรของห้องพักสารทำความเย็น ความหนาของแผ่นวาล์ว ขนาดทางไหลของสารทำความเย็นด้านอัด และความหนาของวาล์วด้านดูดที่ไม่เหมาะสมจากการวิเคราะห์ข้างต้น ผู้วิจัยได้เสนอวิธีการแก้ปัญหาโดยใช้วิธีการออกแบบการทดลองเชิงแฟคทอเรียลในการหาค่าที่เหมาะสมของแต่ละปัจจัยเพื่อที่จะใช้เป็นแนวทางในการเพิ่มค่าการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์สำหรับงานวิจัยนี้

2. งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

งานวิจัยนี้ผู้วิจัยได้ศึกษาเอกสารที่เกี่ยวข้องกับการเพิ่มค่าการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์ซึ่งมีดังต่อไปนี้ Dossat [1] ได้กล่าวไว้ว่าตัวประกอบที่มี

ผลต่อประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของไอสารทำความเย็นในการอัดตัวต่อหนึ่งช่วงชักของเครื่องอัดมีดังต่อไปนี้ 1) ช่องว่างเหนือลูกสูบของเครื่องอัดสารทำความเย็น 2) ท่อทางไหลของสารทำความเย็น 3) ความร้อนที่เสียดสี และ 4) การรั่วที่ล้นลูกสูบ ในปี 1998 Roy และคณะ [2] ได้ศึกษาถึงทางไหลของสารทำความเย็นในชุดอัดสารทำความเย็นโดยใช้วิธีการออกแบบการทดลองแบบทากูชิ (Full Factorial Design) โดยมีปัจจัยที่นำมาศึกษาคือ 1) ขนาดพื้นที่ของท่อทางดูด 2) ขนาดพื้นที่ทางไหลของสารทำความเย็นด้านดูด 3) ขนาดทางไหลของสารทำความเย็นด้านอัด และ 4) ขนาดของท่อทางด้านอัด จากผลการทดลองพบว่าขนาดพื้นที่ของท่อทางด้านดูด และขนาดของท่อทางด้านอัด ต้องมีขนาดที่ใหญ่ขึ้น และขนาดทางไหลของสารทำความเย็นด้านอัดต้องมีขนาดเล็กลง ในปี 2000 Brusin [3] ได้ศึกษาการปรับปรุงประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ในด้านการทำความเย็นที่มีไม่เพียงพอต่อการทำงานของระบบทำความเย็น โดยใช้วิธีการออกแบบการทดลองเชิงแฟคทอเรียลแบบ 2 ระดับ 3 ปัจจัย (2^2 Factorial Design) โดยกำหนดปัจจัยต่างๆ ดังนี้ 1) ระยะการเปิดปิดของวาล์วด้านดูด 2) ระยะการเปิดปิดของวาล์วด้านอัด และ 3) ขนาดรูทางเดินของสารทำความเย็นด้านอัด ซึ่งผลที่ได้จากการทดลองพบว่าปัจจัยที่กำหนดไม่มีผลกระทบต่อการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์ แต่มีผลกระทบต่อแรงดันภายในชุดอัดสารทำความเย็น ซึ่งการกำหนดระยะเปิดปิดวาล์วยังสามารถช่วยยืดอายุการใช้งานของคอมเพรสเซอร์ออกไปได้ ในปี 2008 Yaroglu และคณะ [4] ได้ศึกษาถึงลักษณะของวาล์วด้านดูดและวาล์วด้านส่งที่มีผลต่อประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบ โดยการออกแบบทดสอบและสร้างโมเดลจำลองเพื่อวิเคราะห์ผลและหาค่าเบี่ยงเบนในการออกแบบโดยใช้วิธีการออกแบบเชิงแฟคทอเรียลแบบ 3 ระดับ 2 ปัจจัย คือ 1) ความหนาของวาล์ว 2) ความกว้างของลิ้นวาล์ว ซึ่งจากผลการทดลองพบว่าค่าการทำความเย็นเพิ่มขึ้น 3% ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) เพิ่มขึ้น 7% เมื่อใช้ความหนาของวาล์ว 0.25 mm.

และความกว้างของวาล์ว 4 mm. และในปีเดียวกัน Lehr และคณะ [5] ได้วิเคราะห์การสูญเสียเนื่องจากการลดลงของแรงดัน และการถ่ายเทความร้อนจากการไหลของก๊าซในห้องพักสารทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์ โดยวิธีการจำลองการออกแบบ CFD (Computational Fluid Dynamics) โดยการคำนวณรูปทรงทางเรขาคณิตของห้องพักสารทำความเย็นและการปรับเปลี่ยนทิศทางการไหลของก๊าซในห้องพักสารทำความเย็นเทียบกับของปัจจุบัน จากการทดลองพบว่า 1) ผลของการลดค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทำให้ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรเพิ่มขึ้นและจากการทดลองค่าที่ดีที่สุดคือที่ความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์ต่ำ 2) การปรับเปลี่ยนห้องพักสารทำความเย็นไม่ได้เป็นการลดอุณหภูมิของก๊าซด้านส่ง 3) การปรับเปลี่ยนห้องพักสารทำความเย็นทำให้ระดับเสียงของคอมเพรสเซอร์สูงขึ้น

จากการศึกษาเอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องข้างต้น ผู้วิจัยได้นำแนวคิดที่จะนำวิธีการออกแบบการทดลองเชิงแฟกทอเรียล (Factorial Design) มาประยุกต์ใช้กับโรงงานกรณีศึกษาเพื่อศึกษาและกำหนดปัจจัยและระดับของปัจจัยที่เหมาะสมในการเพิ่มค่าการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์ ซึ่งประกอบไปด้วย 4 ปัจจัยหลัก ได้แก่ ปริมาตรของห้องพักสารทำความเย็น ความหนาของแผ่นวาล์ว ขนาดทางไหลของสารทำความเย็นด้านอัด และความหนาของวาล์วด้านดูด เพื่อกำหนดเป็นมาตรฐานในการผลิตคอมเพรสเซอร์ต่อไป

3. การออกแบบการทดลอง

ในหัวข้อนี้ผู้วิจัยจะอธิบายถึงวิธีการออกแบบการทดลอง โดยผู้วิจัยได้แบ่งตัวแปรการทดสอบออกเป็น 2 ตัวแปรได้แก่ ตัวแปรอิสระ และตัวแปรตาม ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

3.1 ตัวแปรอิสระ

ในการออกแบบการทดลองครั้งนี้ผู้วิจัยได้ศึกษาและวิเคราะห์สาเหตุร่วมกับทีมวิศวกรและผู้มีประสบการณ์ทางด้านการออกแบบคอมเพรสเซอร์ของทางโรงงาน

กรณีศึกษาเพื่อหาปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อค่าการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์ ตารางที่ 1 แสดงการจำแนกปัจจัยและระดับปัจจัยที่มีผลกระทบต่อค่าการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์ ซึ่งในการกำหนดปัจจัยต่างๆ ที่จะใช้ในการทดลองนั้น ผู้วิจัยได้อ้างอิงจากข้อมูลการทดลองเบื้องต้นของทางโรงงานกรณีศึกษา

ตารางที่ 1 แสดงปัจจัยและระดับต่างๆ ที่ใช้ในการทดลอง

ปัจจัย (Factor)	ระดับปัจจัย (Level)
ปริมาตรของห้องพักสารทำความเย็น (A)	35 cc.
	45 cc.
ความหนาของแผ่นวาล์ว (B)	2.7 mm.
	3.6 mm.
ขนาดทางไหลของสารทำความเย็นด้านอัด (C)	5.0 mm. (2 Holes)
	5.5 mm. (1 Hole)
ความหนาของวาล์วด้านดูด (D)	0.25 mm.
	0.30 mm.

3.2 ตัวแปรตาม

ตัวแปรตามในงานวิจัยนี้คือ ค่าความเย็นของคอมเพรสเซอร์ในแต่ละการทดลอง การจัดลำดับการทดลองเป็นแบบสุ่มเพื่อลดอิทธิพลของตัวแปรที่ไม่สามารถควบคุมได้ และทำการทดลองซ้ำ 3 ครั้ง เพื่อเป็นการลดความน่าจะเป็นที่จะเกิดความผิดพลาดแบบที่ 2 (Type II Error: β) รวมการทดลองทั้งสิ้น 48 การทดลอง

4. ผลการทดลอง

ในการวิเคราะห์ผลการทดลองของงานวิจัยนี้แบ่งออกเป็น 3 หัวข้อ ได้แก่ การทดสอบความถูกต้องของรูปแบบการทดลอง การตรวจสอบอำนาจการทดสอบข้อมูล และการวิเคราะห์ผลกระทบของปัจจัยต่างๆ ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

4.1 การตรวจสอบความถูกต้องของรูปแบบการทดลอง

ก่อนการวิเคราะห์ความแปรปรวนของข้อมูลควร

จะตรวจสอบความเหมาะสมและความถูกต้องของข้อมูลก่อนที่จะนำข้อมูลไปวิเคราะห์ความแปรปรวน โดยข้อมูลที่มีความน่าเชื่อถือจะต้องเป็นไปตามหลักการต่อไปนี้ 1) ค่าส่วนตกค้าง (Residual) ต้องมีการแจกแจงแบบปกติ 2) ค่าส่วนตกค้างต้องเป็นอิสระต่อกัน และ 3) ความแปรปรวนของค่าส่วนตกค้างต้องมีค่าคงที่ [6] จากการตรวจสอบข้อมูลจากการทดลองสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

1) การตรวจสอบการแจกแจงแบบปกติ (Normal Distributed) ของส่วนตกค้าง จากรูปที่ 1 พบว่าค่าส่วนตกค้างจากผลการทดลองเทียบกับค่าเปอร์เซ็นต์ไทล์ มีการกระจายตามแนวเส้นตรง จึงสามารถอนุมานได้ว่าค่าส่วนตกค้างมีการแจกแจงแบบปกติ

2) การตรวจสอบความเสถียรของความแปรปรวน (σ^2) จากรูปที่ 2 พบว่าการกระจายตัวของค่าส่วนตกค้างเทียบกับค่าที่ได้จากการทดลอง (Fitted Value) มีความเสถียรและมีแนวโน้มที่มีการกระจายตัวแบบสุ่ม ไม่มีรูปแบบที่มีลักษณะผิดปกติ จึงสามารถอนุมานได้ว่าค่าความแปรปรวนของการทดลองมีความคงที่

3) การตรวจสอบความเป็นอิสระของส่วนตกค้าง จากรูปที่ 3 พบว่าการกระจายตัวค่าส่วนตกค้างเทียบกับลำดับ

การทดลองไม่มีลักษณะเป็นแนวโน้ม จึงสามารถอนุมานได้ว่าการทดลองเป็นอิสระต่อกัน

จากการตรวจสอบรูปที่ 1 ถึง 3 ผู้วิจัยพบว่ารูปแบบของค่าส่วนตกค้างที่ได้จากข้อมูลในการทดลองเป็นไปตามหลักการที่กล่าวมาข้างต้นทุกประการ ข้อมูลเหล่านี้จึงมีความเหมาะสมในการนำไปใช้วิเคราะห์ผลกระทบของปัจจัย ซึ่งจะกล่าวในหัวข้อต่อไป

4.2 การตรวจสอบอำนาจการทดสอบข้อมูล

ปัจจัยสำคัญอย่างหนึ่งที่สำคัญสำหรับการออกแบบการทดลองคือ การหาจำนวนการทดลองซ้ำ (Replication) ที่เหมาะสม ซึ่งสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$O^2 = \frac{n b c d D^2}{2 a \sigma^2} \quad (1)$$

โดยที่

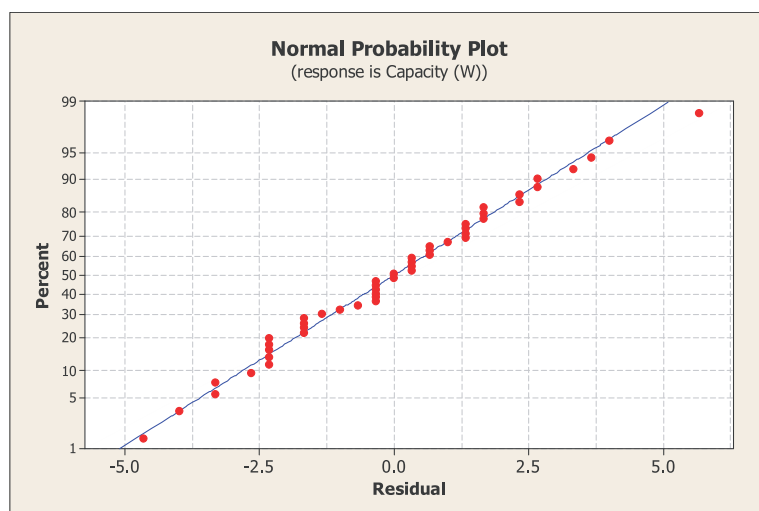
O = ค่าที่ใช้เปิดตาราง Operating Characteristic

n = จำนวนการทดลองซ้ำ

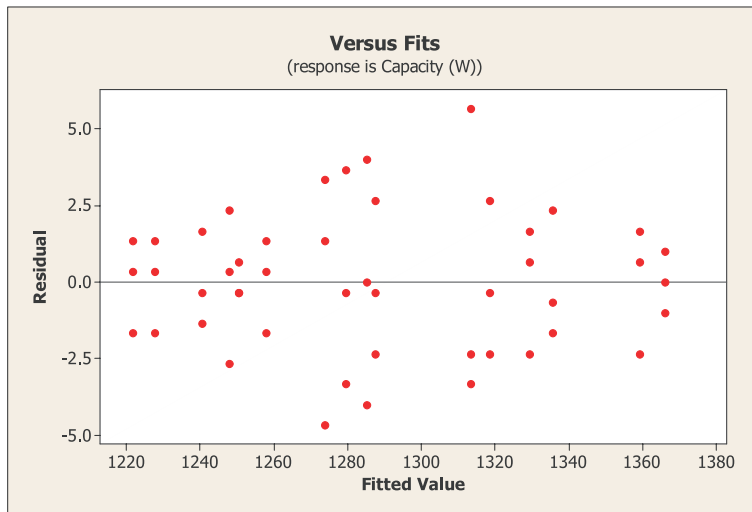
a = ระดับของปัจจัย A มี 2 ระดับ

b = ระดับของปัจจัย B มี 2 ระดับ

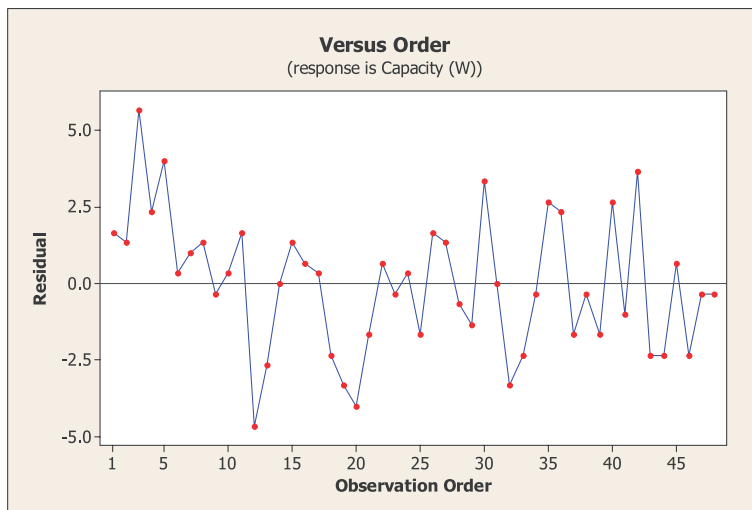
c = ระดับของปัจจัย C มี 2 ระดับ



รูปที่ 1 การกระจายตัวแบบปกติของค่าส่วนตกค้าง



รูปที่ 2 การกระจายตัวของค่าส่วนตกค้างเทียบกับค่าที่ได้จากการทดลอง



รูปที่ 3 การกระจายตัวของค่าส่วนตกค้างเทียบกับลำดับในการทำการทดลอง

d = ระดับของปัจจัย D มี 2 ระดับ

D = ความแตกต่างระหว่างค่าเฉลี่ยที่ต้องการ

σ = ค่าความแปรปรวนของการทดลอง

ในงานวิจัยนี้ใช้ค่าความแตกต่างระหว่างค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 30 วัตต์ ซึ่งเป็นค่าที่โรงงานใช้อยู่ในปัจจุบัน ส่วนค่าความแปรปรวนนั้นได้มาจากการทดลองจริงซึ่งมีค่าเท่ากับ 2.6536 จากการแทนค่าต่างๆ ลงใน

สมการที่ 1 ผลลัพธ์แสดงดังตารางที่ 2 จากตารางที่ 2 พบว่าค่า $1-\beta$ ซึ่งเป็นค่ากำลังของการทดสอบ (Power of Test) มีค่าสูงถึง 0.97 เมื่อทำการทดลองซ้ำ 3 ครั้ง ดังนั้นจำนวนการทดลองซ้ำในงานวิจัยนี้จึงมีเพียงพอที่จะส่งผลให้ข้อมูลที่ได้จากการทดลองมีความน่าเชื่อถือและเพียงพอสำหรับการนำไปวิเคราะห์ความแปรปรวนต่อไป

ตารางที่ 2 อำนาจการทดสอบข้อมูลที่มีจำนวนซ้ำต่างๆ

n	ϕ^2	ϕ	$\alpha-1$	abcd(n-1)	β	(1- β)
2	511.248	22.611	1	16	0.04	0.96
3	766.872	27.692	1	32	0.03	0.97
4	1022.496	31.976	1	48	0.01	0.99

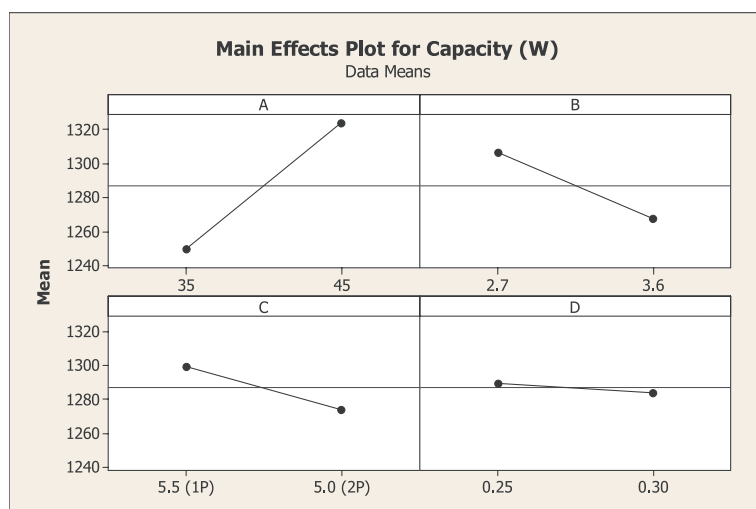
4.3 การวิเคราะห์ผลกระทบของปัจจัยที่ทำการทดลอง
งานวิจัยนี้ใช้ผลการวิเคราะห์เชิงสถิติด้วยโปรแกรม Minitab 16 ผลการวิเคราะห์ที่ผู้วิจัยได้แสดงในตารางที่ 3 นั้นเป็นการเปรียบเทียบค่า P-Value กับค่านัยสำคัญของการทดลอง โดยที่ค่า P-Value ของแต่ละปัจจัยจะต้องมีค่าน้อยกว่าค่านัยสำคัญ (0.05) จึงจะถือได้ว่าปัจจัยที่ผู้วิจัยกำหนดขึ้นมีผลต่อค่าการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์อย่างมีนัยสำคัญ ผลจากการเปรียบเทียบพบว่าค่า P-Value ของความหนาของแผ่นวาล์ว ขนาดทางไหลของสารทำความเย็นด้านอัด ปริมาตรของห้องพักสารทำความเย็น และความหนาของวาล์ว ด้านดูด นั้นมีค่าน้อยกว่าค่านัยสำคัญ จึงสรุปได้ว่าทุกปัจจัยล้วนส่งผลกระทบต่อค่าการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์

ตารางที่ 3 ผลการวิเคราะห์ความแปรปรวน

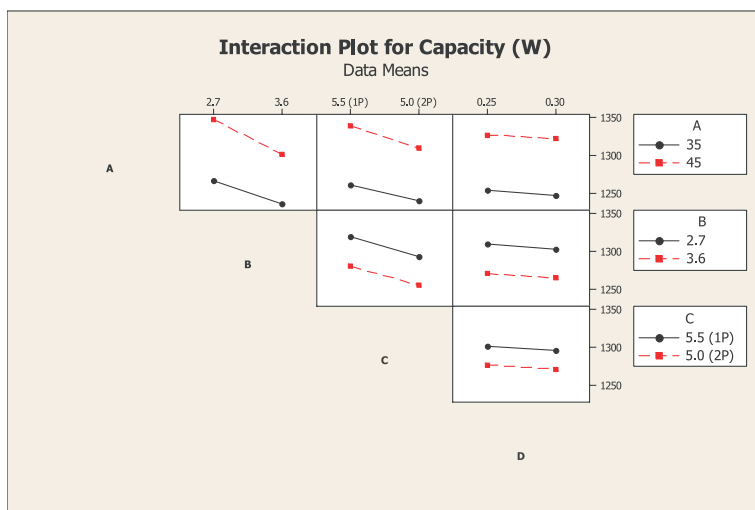
ปัจจัย	P-Value	ค่าสัมประสิทธิ์
Constant	0.000	1287.04
A	0.000	37.25
B	0.000	-19.38
C	0.000	-12.71
D	0.000	-2.92
A*B	0.000	-3.92
A*C	0.000	-2.25

S = 2.559 R-sq = 99.71% R-sq (adj) = 99.67%

รูปที่ 4 แสดงอิทธิพลของปัจจัยหลักทั้ง 4 ปัจจัย ซึ่งสามารถสรุปได้ดังนี้ รูปที่ 4 บนซ้ายแสดงอิทธิพลของปัจจัยปริมาตรของห้องพักสารทำความเย็น (A) พบว่าเมื่อปริมาตรของห้องพักสารทำความเย็นเพิ่มขึ้น ค่าการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์จะเพิ่มขึ้นตามไปด้วย โดยที่ปริมาตรของห้องพักสารทำความเย็น 45 ซีซี จะเป็นระดับที่ทำให้ค่าการทำความเย็นขึ้นมากที่สุด รูปที่ 4 บนขวาแสดงอิทธิพลของปัจจัยความหนาของแผ่นวาล์ว (B) พบว่าค่าการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์ลดลงเมื่อ



รูปที่ 4 กราฟแสดงอิทธิพลของปัจจัยหลักทั้ง 4 ปัจจัย



รูปที่ 5 กราฟแสดงอิทธิพลร่วมแต่ละคู่ของปัจจัย

ความหนาของแผ่นวาล์วเพิ่มขึ้น โดยที่ความหนาของแผ่นวาล์ว 2.7 มิลลิเมตร จะเป็นระดับที่ทำให้ค่าการทำความเย็นดีที่สุด รูปที่ 4 ล่างซ้ายแสดงอิทธิพลของปัจจัยขนาดทางไหลของสารทำความเย็นด้านอัด (C) พบว่าค่าการทำความเย็นของ คอมเพรสเซอร์จะลดลงเมื่อขนาดทางไหลของสารทำความเย็นด้านอัดเพิ่มขึ้น โดยที่ขนาดทางไหลของสารทำความเย็นด้านอัด 1 รู ขนาด 5.5 มิลลิเมตร จะเป็นระดับที่ทำให้ค่าการทำความเย็นเพิ่มขึ้นมากที่สุด และรูปที่ 4 ล่างขวาจะแสดงถึงอิทธิพลของปัจจัยความหนาของแผ่นวาล์วด้านดูด (D) พบว่าค่าการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์จะลดลงเมื่อความหนาของแผ่นวาล์วด้านดูดเพิ่มขึ้น โดยที่ความหนาของแผ่นวาล์วด้านดูด ขนาด 0.25 มิลลิเมตร จะเป็นระดับที่ทำให้ค่าการทำความเย็นดีที่สุด

รูปที่ 5 แสดงอิทธิพลร่วมของปัจจัยที่มีต่อค่าการทำความเย็นที่เพิ่มขึ้นของคอมเพรสเซอร์ ถึงแม้ว่าอิทธิพลร่วมของปัจจัยระหว่างปริมาตรของห้องพักสารทำความเย็น (A) กับความหนาของแผ่นวาล์ว (B) และอิทธิพลร่วมระหว่างปริมาตรของห้องพักสารทำความเย็น (A) กับขนาดทางไหลของสารทำความเย็นด้านอัด (C) ที่แสดงอยู่ในตารางที่ 3 จะมีนัยสำคัญ แต่เมื่อพิจารณาจากรูปที่ 5 พบว่า ผลกระทบจากอิทธิพลร่วมดังกล่าวไม่ได้ส่งผลให้การสรุปผลแตกต่าง

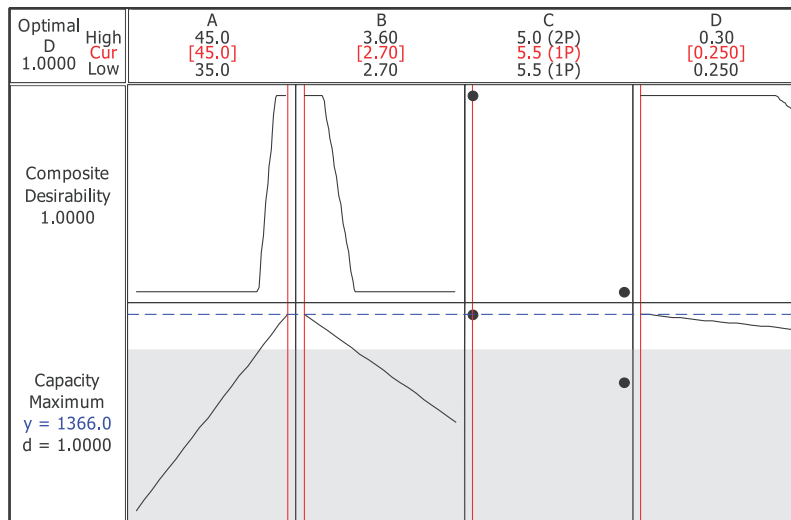
จากรูปที่ 4 แต่อย่างใด

จากตารางที่ 3 สามารถเขียนสมการการทำนายค่าการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์ (Y) ในรูปของปัจจัยต่างๆ เพื่อที่จะใช้พยากรณ์ค่าการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์ที่เพิ่มขึ้นจากการออกแบบคอมเพรสเซอร์ หรือใช้กำหนดระดับปัจจัยเพื่อให้ค่าการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์ที่เพิ่มขึ้นจากการออกแบบคอมเพรสเซอร์ให้มีค่าการทำความเย็นเป็นไปตามที่ต้องการได้ดังสมการที่ 2

$$Y = 1,287.04 + 37.25A - 19.38B - 12.71C - 2.92D - 3.92AB - 2.25AC \quad (2)$$

5. การวิเคราะห์หาสภาวะที่เหมาะสม

ในการวิเคราะห์หาสภาวะการออกแบบที่เหมาะสมของการออกแบบคอมเพรสเซอร์ที่ทำให้ค่าการทำความเย็นเพิ่มขึ้นสูงสุด ผู้วิจัยจะทำการวิเคราะห์โดยใช้ฟังก์ชัน Response Optimizer ในโปรแกรม Minitab 16 เนื่องจากผู้วิจัยต้องการให้ได้ค่าการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์ที่สูงที่สุด ดังนั้นในการวิเคราะห์ผู้วิจัยจะกำหนดให้เป็นการหาค่าสูงที่สุด (Maximize) โดยกำหนดค่าเป้าหมาย (Target) ไว้ที่ 1360 วัตต์



รูปที่ 6 ระดับของปัจจัยที่เหมาะสม

เนื่องจากเป็นค่าที่ทางโรงงานสามารถแข่งขันกับคู่แข่งได้ และกำหนดค่าต่ำสุดที่ยอมรับได้ (Lower Limit) ที่ 1350 วัตต์ เนื่องจากถ้าได้ค่าความเย็นต่ำกว่านี้ทางโรงงานจะถือว่าการทดลองไม่ประสบผลสำเร็จ ผลที่ได้แสดงดังรูปที่ 6

เมื่อพิจารณาภาวะการออกแบบที่เหมาะสมของการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์ ดังแสดงในรูปที่ 6 พบว่าการกำหนดระดับปริมาตรของห้องพักสารทำความเย็น (A) 45 ซีซี ความหนาของแผ่นวาล์ว (B) 2.7 มิลลิเมตร ขนาดทางไหลของสารทำความเย็นด้านอัด (C) 1 รู ขนาด 5.5 มิลลิเมตร และความหนาของแผ่นวาล์วด้านดูด (D) 0.25 มิลลิเมตร เป็นสภาวะการออกแบบที่ทำให้ได้ค่าการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์สูงที่สุดคือ 1,366 วัตต์ จากนั้นผู้วิจัยได้นำสภาวะดังกล่าวมาใช้ในการทดลองผลิตจริงเพื่อยืนยันผล โดยทำการทดสอบกับคอมเพรสเซอร์ทั้งหมด 15 ลูก พบว่าค่าการทำความเย็นเฉลี่ยเพิ่มขึ้นจาก 1,220 วัตต์ เป็น 1360 วัตต์ ซึ่งเพิ่มขึ้น 140 วัตต์ หรือคิดเป็น 11.48%

ผู้วิจัยได้นำค่าที่ได้จากการทดลองไปประยุกต์ใช้กับคอมเพรสเซอร์รุ่นอื่นๆ ที่มีลักษณะใกล้เคียงกันพบว่าค่าการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์แต่ละรุ่นมีค่าเพิ่มขึ้นอยู่ระหว่าง 70 - 140 วัตต์ หรือเพิ่มขึ้น 4.17 - 11.48% แสดงดังตารางที่ 4

ตารางที่ 4 ตารางเปรียบเทียบค่าการทำความเย็นหลังการประยุกต์ใช้ข้อมูลจากการออกแบบ

รุ่นคอมเพรสเซอร์	ขนาดความจุระบกกสูบ (c.c)	ค่าการทำความเย็น (Watt)			อัตราส่วนการทำความเย็นต่อขนาดความจุระบกกสูบ (Watt/cc)		
		ก่อนการปรับปรุง	หลังการปรับปรุง	% ปรับปรุง	ก่อนการปรับปรุง	หลังการปรับปรุง	% ปรับปรุง
XX4440Y-XX	12.05	1075	1170	8.83	89	97	8.99
XX4448Y-XX	14.14	1220	1360	11.48	86	96	11.63
XX4459Y-XX	16.08	1450	1550	6.9	90	96	6.67
XX9437Y-XX	18.00	1680	1750	4.17	93	97	4.30

6. สรุป

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อค่าการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์ พร้อมทั้งหากระดับของปัจจัยที่เหมาะสมต่อค่าการทำความเย็นสำหรับกระบวนการผลิตคอมเพรสเซอร์ โดยแบ่งปัจจัยออกเป็น 4 ปัจจัยหลักได้แก่ ปริมาตรของห้องพักสารทำความเย็น ความหนาของแผ่นวาล์ว ขนาดทางไหลของสารทำความเย็นด้านอัด และความหนาของแผ่นวาล์วด้านดูด ผู้วิจัยใช้วิธีการออกแบบการทดลองแบบฟูลแฟกทอเรียลแบบ 2 ระดับ (2^k Full Factorial Design) ผลการทดลองพบว่าปัจจัยทั้ง 4 ล้วนส่งผลต่อค่าการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์

อย่างมีนัยสำคัญที่ระดับความเชื่อมั่น 95% จากผลการทดลองพบว่าการใช้ปริมาตรของห้องพักสารทำความเย็น 45 ซีซี ความหนาของแผ่นวาล์ว 2.7 มิลลิเมตร ขนาดทางไหลของสารทำความเย็นด้านอัด 1 รู ขนาด 5.5 มิลลิเมตร และความหนาของแผ่นวาล์วด้านดูด 0.25 มิลลิเมตร จะทำให้สามารถเพิ่มค่าการทำความเย็นให้สูงขึ้นเทียบเท่ากับคู่แข่งได้

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาการออกแบบคอมเพรสเซอร์เพื่อเพิ่มค่าการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์ โดยยังมีประเด็นที่น่าจะศึกษาเพิ่มเติมได้ดังนี้

1. ควรมีการศึกษปัจจัยอื่นๆ ที่เกี่ยวข้องกับการทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์เพิ่มเติม อาทิเช่น ช่องว่างเหนือลูกสูบของเครื่องอัด การไหลกลับโดยตรงของสารทำความเย็น (Direct Suction) ความร้อนที่เสียดสี ขนาดท่อทางไหลของสารทำความเย็น การปรับขนาดช่องว่างระหว่างชิ้นงานให้มีค่าที่แคบลง การรั่วที่ลิ้นวาล์วและลูกสูบ เป็นต้น

2. หากต้องการปรับปรุงประสิทธิภาพด้านพลังงานของคอมเพรสเซอร์ให้ดีขึ้นจะต้องมีการพัฒนามอเตอร์ควบคู่ไปด้วย

3. ในการปรับปรุงโครงสร้างภายในของคอมเพรสเซอร์อาจจะมีผลต่อสมรรถนะการใช้งานและความคงทนของคอมเพรสเซอร์ ดังนั้นจึงต้องคำนึงถึงสิ่งต่างๆ ดังต่อไปนี้

ก) การทดสอบเสียงและการสั่นสะเทือนของคอมเพรสเซอร์

ข) การทดสอบอายุการใช้งานของคอมเพรสเซอร์

ค) การทดสอบการใช้งานจริง

ง) การทดสอบการเปิดปิดของคอมเพรสเซอร์

7. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้สามารถสำเร็จลุล่วงได้ ผู้วิจัยต้องขอขอบคุณโรงงานกรณีศึกษาที่กรุณาให้การสนับสนุนและให้การช่วยเหลือในด้านการเตรียมตัวอย่างและห้องทดสอบ รวมทั้ง

ทีมวิศวกรของหน่วยงานวิจัยและพัฒนาผลิตภัณฑ์ทุกๆ ท่านที่ช่วยให้คำแนะนำและจัดเตรียมตัวอย่างในการทดลอง สุดท้ายผู้วิจัยขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมอุตสาหการ มจพ. ที่อนุญาตให้นำโปรแกรม Minitab 16 มาใช้ในการวิเคราะห์ข้อมูลของงานวิจัยฉบับนี้

เอกสารอ้างอิง

- [1] R. J. Dossat, *Principles of Refrigeration*, 4th edition, Prentice Hall International, Inc, 1981.
- [2] P. K. Roy and S. G. Hix, "Higher Efficiency, Lower Sound, and Lower Cost Air conditioning Compressor," *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, vol. 2, pp. 707-711, 1998.
- [3] M. Brusin, R. Casamassima, and G. Lampugnani, "Optimization of the compressor efficiency: A DOE Approach." *15th International Compressor Engineering Conference at Purdue University*, USA, July 25-28, 2000.
- [4] T. Yarogly, S. Kara, and A. S. ARCELİK, "Optimization of Discharge valve leaf for Performance," *19th International Compressor Engineering Conference at Purdue University*, USA, July 14-17, pp. 1242, 2008.
- [5] S. Lehr and R. Langebach, "Improvement to the volumetric and isentropic efficiency due to modifications of the suction chamber," *19th International Compressor Engineering Conference at Purdue University*, USA, July 14-17, pp. 1129, 2008.
- [6] D. C. Montgomery, *Design and Analysis of Experiments*, 5th edition, USA, John Wiley & Sons, Inc., 2009.