

การเพิ่มสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอด โดยการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

The Cooling Capacity of the Tubular-Ice by Installing a Heat Exchanger (H/X)

ณัฐดนัย พรพรรณเจริญวงษ์^{*1} และ นคร ศรีวิแสน²

¹อาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องจักรกลเกษตร คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี วิทยาเขตขอนแก่น 40000

²นักศึกษาภาควิชาวิศวกรรมเครื่องจักรกลเกษตร คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี วิทยาเขตขอนแก่น 40000

*ผู้ติดต่อ: tsubasa_ice1@hotmail.com, (043)230200-1 ต่อ 2295, (043)237483

บทคัดย่อ

บทความนี้เป็นการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอดโดยการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งเป็นการออกแบบชุดแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อนำน้ำที่ทิ้งจากกระบวนการผลิตน้ำแข็งมาใช้ประโยชน์ โดยได้ทำการออกแบบชุดแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยวัสดุที่ทำจากสแตนเลส ซึ่งมีพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อน 4.023 ตารางเมตร จากนั้นได้ทำการสร้างและนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนในบ่อน้ำทิ้งที่มีอุณหภูมิ 0 องศาเซลเซียส ซึ่งจากการทดสอบพบว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้สามารถลดอุณหภูมิน้ำขาเข้าจากเดิม 27 องศาเซลเซียส เป็น 25 องศาเซลเซียสและทำให้ค่า COP ของระบบเพิ่มขึ้น ทำให้สามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าได้ 13,635 กิโลวัตต์ ชั่วโมงต่อปีคิดเป็นค่าใช้จ่าย 16,245 บาทต่อปี และมีระยะเวลาในการคืนทุน 0.9 ปี

คำหลัก: เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, สมรรถนะการทำความเย็น, ระยะเวลาคืนทุน

Abstract

This objective of this paper presents a study the cooling capacity of the tubular-ice by installing a heat exchanger (H/X) of heat exchanger design for improving the performance of ice maker by using waste water from ice factory. The heat exchanger was made of stainless steel and had 4.023 m² of heating surface. After using the heat exchange in the waste water pond which the temperature was 0 °C, the temperature of feed water was decreased from 27 °C to 25 °C. The COP of the ice maker was increased and the factory can save energy consumption 13,635 kWh/year or 16,245 baht/year. The payback period was 0.9 year.

Keywords: Heat exchanger (H/X), COP, Payback period.

1. บทนำ

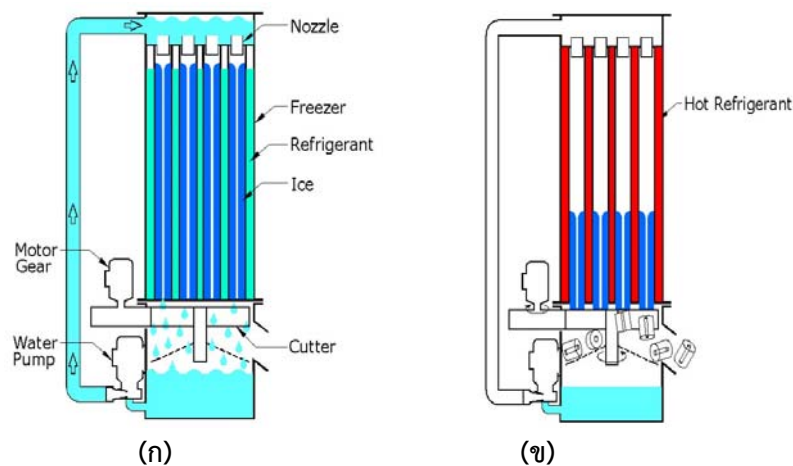
ปัจจุบันประเทศไทยกำลังประสบปัญหาว่าพลังงานที่ใช้อยู่ในปัจจุบันมีจำนวนลดน้อยลง เพราะเกิดจากการที่มีประชากรเพิ่มมากขึ้น และมีเทคโนโลยีมากขึ้นทำให้ประชากรมีความต้องการในการใช้พลังงานมีมากขึ้น ส่งผลให้เกิดปัญหาการขาดแคลนพลังงาน และการทำลายทรัพยากรก็มีเพิ่มมากขึ้น เพราะพลังงานต่างๆ ที่ใช้กันอยู่จำเป็นต้องนำทรัพยากรต่างๆ มาผลิต จึงเป็นเหตุให้ทรัพยากรเหล่านี้น้อยลง เพราะในการผลิตพลังงานแต่ละครั้ง ทรัพยากรที่ใช้ในการผลิตเมื่อนำมาใช้แล้วจะหมดไป บางตัวก็สามารถสร้างขึ้นมทดแทนได้แต่ก็มีส่วนน้อยที่สามารถสร้างขึ้นมทดแทนได้ ประกอบกับสถานะเศรษฐกิจในปัจจุบันของประเทศไทยที่ตกต่ำยังต้องเสียเงินจำนวนมากมายในการนำเข้าของพลังงาน อาทิเช่น น้ำมันจากต่างประเทศซึ่งน้ำมันเป็นหนึ่งในทรัพยากรที่มีความจำเป็นต่อมนุษย์ และการพัฒนาประเทศ ในสมัยก่อนประเทศไทยยังไม่พัฒนามากนัก และยังไม่มียุคเทคโนโลยีที่ทันสมัย ทำให้การใช้พลังงานต่างๆ มีน้อย โดยส่วนใหญ่จะใช้ในการดำรงชีวิตประจำวันเท่านั้น จึงทำให้การนำทรัพยากรที่ใช้ในการผลิตพลังงานก็มีน้อยจึงไม่ต้องประสบปัญหาการขาดแคลนพลังงาน ซึ่งแตกต่างจากในปัจจุบันความต้องการใช้พลังงานมีสูง การใช้ทรัพยากรในการผลิตก็มีสูงตามไปด้วย ทั้งนี้ในหลายๆ ฝ่ายก็ได้มีการหาวิธีที่จะประหยัดพลังงานในหลายรูปแบบ ซึ่งอุตสาหกรรมน้ำแข็งก็เป็นอีกอุตสาหกรรมหนึ่งที่จะสามารถเข้าไปจัดการอนุรักษ์พลังงานได้ โดยปกติแล้วอุตสาหกรรมผลิตน้ำแข็งหลอด ในระหว่างกระบวนการผลิตน้ำแข็งนั้นจะมีน้ำล้นออกทางใต้ถังของแต่ละรอบการผลิตซึ่งมีในปริมาณที่มากและอุณหภูมิต่ำจึงสามารถนำเอาน้ำเย็นในส่วนนี้กลับมาใช้ประโยชน์ได้อีกครั้ง โดยจะนำมาแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำที่จะป้อนให้กับกระบวนการผลิตน้ำแข็ง ซึ่งจะสามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าที่เครื่องผลิตน้ำแข็งที่ใช้ได้

ปัจจุบันได้นักวิจัยจำนวนมากได้ทำการศึกษาถึงการนำอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไปติดตั้งเข้ากับอุปกรณ์ต้นแบบหลาย ๆ อย่าง เพื่อที่จะทำการศึกษาถึงปัจจัยที่มีผลต่อการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยเริ่มจากปี ค.ศ. 1994 N. Kayansayan [1] ได้ทำการศึกษาถึงผลของพื้นที่ผิวนอกทางเลขคณิตที่มีต่อสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกัน ชนิดท่อติดครีบ โดยได้สร้างชุดทดสอบต่างๆ ที่มีระยะการติดครีบแปรจาก 11 ถึง 23 mm และมีรูปทรงที่แตกต่างกันทางเรขาคณิต 10 แบบซึ่งใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อที่เป็นขนาดเฉพาะที่สำคัญทดสอบในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ ตั้งแต่ 100 ถึง 30,000 ผลการทดสอบได้แสดงค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในรูปค่าของ Colburn j-factor โดยแสดงเส้นกราฟของค่า Colburn j-factor ที่เปลี่ยนแปลงไปกับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ และเปรียบเทียบได้อย่างดีกับการศึกษาวิจัยที่ทำมาก่อนหน้า ข้อมูลหลักได้มีการกระจายภายในช่วง $\pm 10\%$ และได้แนะนำสมสัมพันธ์ระหว่างค่า Colburn j-factor ตัวเลขเรย์โนลด์ และตัวแปรในการติดครีบ ในปี ค.ศ.1997 N.H.Kim และคณะ [2] ได้เสนออุปกรณ์วิจัยการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อปิดแผ่นครีบที่มีรูปทรงเป็นแบบคลื่นยักหรือก้างปลาที่ผ่านมาจำนวน 47 ชุดตัวอย่างทดสอบซึ่งมีการจัดเรียงท่อทั้งแบบแนวศูนย์เดียว(inline)และแบบสลับแนวศูนย์(stagger)แต่ละชุดมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางที่อยู่ติดกันตามแนวขนานกับการไหลและตามแนวตั้งฉากกับการไหล ระยะห่างระหว่างแผ่นครีบที่อยู่ติดกัน ความยาวและความสูงของช่วงหยักของครีบ จำนวนท่อตามแนวขนานกับการไหลและสภาพการไหลที่แตกต่างกันบางอย่างซึ่งได้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนได้สูงการใช้ครีบบแบบแผ่นเรียบธรรมดาและได้ปรับปรุงสมสัมพันธ์ที่เคยมีมาและสามารถนำมาใช้กับสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในการไหลของอากาศผ่านกลุ่มท่อติดแผ่นครีบที่เรียงกันสลับแนวศูนย์จำนวน 92% ของข้อมูลทั้งหมด ข้อมูลทั้งหมดได้ใกล้เคียงอยู่ในช่วง $\pm 10\%$ และค่าองค์ประกอบความเสียดทานในการไหลผ่านท่ออากาศจำนวน 91 % และในปี ค.ศ.2000 chi-chuan wang และคณะ[3] ได้ทำการศึกษาถึงระบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบสี่เหลี่ยมเรียงกันอยู่ในสถานะที่มีการลดความชื้นซึ่งมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่สร้างขึ้นมเป็นตัวอย่างทดสอบเปรียบเทียบกันจำนวน 9 ชุดซึ่งแต่ละชุดจัดเรียง

แบบท่อสลับแนวศูนย์(stangger)ท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกเท่ากัน 10.2 mm, ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อที่อยู่ติดกันตามแนวนานกับการไหลเท่ากัน 22 mm, ระยะห่างเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อที่อยู่ติดกันตามแนวตั้งฉากกับการไหลเท่ากับ 25.4 mm ครีบลีเหลี่ยมที่ใช้ความหนาเท่ากัน 0.13 mm แต่มีระยะห่างระหว่างครีบลีที่อยู่ติดกันและจำนวนท่อขนานกับการไหลที่แตกต่างกัน(จำนวน 2,4 และ 6 ท่อ) ทดสอบที่อัตราความเร็วของอากาศที่ไหลผ่านนอกท่อ 0.3 ถึง 0.45 m/s อัตราเร็วของน้ำที่ไหลผ่านท่อภายในท่อ 1.5 ถึง 1.7 m/s ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ 50 และ 90% ซึ่งผลการศึกษาค้นคว้าของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและค่าองค์ประกอบความเสียดทาน(friction factor) ในการไหลของอากาศและน้ำและได้เสนอสมสัมพันธ์ที่สามารถนำไปใช้เก็บข้อมูลของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจำนวน 92% ของข้อมูลทั้งหมด และค่าองค์ประกอบความเสียดทานจำนวน 91% ของข้อมูลทั้งหมดที่ได้ถูกต้องอยู่ภายในช่วง $\pm 10\%$ ในปี ค.ศ.2007 สมเกียรติ บุญสูงและคณะ [4] ได้เปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนและค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน(ไหลสวนทาง) ในกรณีต่าง ๆ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนและน้ำเย็นมีค่า 0.0000942-0.000628 และ 0.00000111-0.00000552 m^3/s ตามลำดับ อากาศร้อนมีอุณหภูมิที่เข้าระหว่าง 132-296 $^{\circ}\text{C}$ และพื้นที่ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน(ทองแดง)มีค่า 0.00942-0.01582 m^2 ผลการวิจัยทำให้ทราบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกรณีต่าง ๆ จะส่งผลโดยตรงต่อค่า NTU ประสิทธิภาพเชิงความร้อนและค่าประสิทธิผลของระบบและในปี ค.ศ.2010 ภาวิณี นรตลรักษา และคณะ [5] ได้ออกแบบเบื้องต้นเชิงอุณหภูมิกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลวกับของเหลวแบบกะทัดรัดที่มีประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนสูง เมื่อเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อที่มีปริมาตรเท่ากัน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ยังคงทำงานได้ดีถึงแม้ผลต่างของอุณหภูมิระหว่างของไหลมีค่าต่ำประมาณ 3-5 $^{\circ}\text{C}$ ซึ่งเป็นผลดีต่อการนำไปประยุกต์ใช้ในกระบวนการนำกลับพลังงานของของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำมาใช้ใหม่ เป็นต้น

ในบทความนี้ได้ทำการการออกแบบสร้างและทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อเพิ่มสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องทำน้ำแข็งและลดการใช้พลังงานของเครื่องทำน้ำแข็ง เพื่อนำมาประยุกต์ใช้ในการจำลองของการขึ้นรูปของน้ำแข็งหลอดอย่างเหมาะสมและสามารถทำนายอัตราการผลิตน้ำแข็งภายใต้สภาวะแวดล้อมที่กำหนดให้ได้

2. กระบวนการผลิตน้ำแข็งหลอด



รูปที่ 1 (ก) ขั้นตอนในการแข็งตัวของน้ำแข็ง และ (ข) ขั้นตอนการละลายน้ำแข็ง

ขั้นตอนในการแข็งตัวของน้ำแข็ง เครื่องทำน้ำแข็งหลอด ทำงานโดยใช้ปั๊มน้ำหมุนเวียนน้ำจากถังน้ำด้านล่างส่งขึ้นไปถึงน้ำด้านบนผ่านหัวฉีดน้ำแล้วไหลตามผิวท่อลงสู่ถังน้ำด้านล่างอย่างรวดเร็ว โดยมีน้ำยาทำความเย็นอยู่รอบภายนอกท่อ น้ำจะค่อย ๆ แข็งตัวเป็นน้ำแข็งหนาขึ้นเรื่อย ๆ ดังภาพ (ก) และ ขั้นตอนการละลายน้ำแข็งเมื่อน้ำแข็งหนาตามขนาดที่ต้องการแล้ว ระบบควบคุมอัตโนมัติจะสั่งให้น้ำร้อนเข้ามาทำการละลายน้ำแข็งให้หลุดจากผิวท่อด้านใน จากนั้นน้ำแข็งจะไหลตกลงไปในเครื่องตัดน้ำแข็ง ตัดให้เป็นก้อนเล็ก ๆ ก่อนส่งไปยังกระเบรับน้ำแข็ง ซึ่งมีสกรูลำเลียงใส่ภาชนะบรรจุน้ำแข็งต่อไป ดังภาพ (ข)

3. การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Analysis of Heat Exchangers)

ในการออกแบบหรือเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมาใช้ในงานทางวิศวกรรมจำเป็นต้องมีความสามารถในการคาดคะเนอุณหภูมิตรงทางออกของของไหลร้อนและเย็นและสามารถหาอัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดระหว่างของของไหลร้อนและเย็นได้เมื่อทราบอัตราการไหลของมวลของของไหลซึ่งในที่นี้จะกล่าวถึงการหาความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก(LMTD) และวิธี NTUประสิทธิภาพอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยปกติมักใช้เป็นเวลานานโดยไม่เปลี่ยนแปลงเงื่อนไขในการทำงานดังนั้นอาจสมมุติว่าอุปกรณ์มีการไหลแบบสภาวะคงที่คุณสมบัติของไหล เช่น อุณหภูมิความเร็วที่ทางออกหรือทางเข้ามีค่าคงที่ไม่มีการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ความร้อนจำเพาะของของไหลจะใช้ค่าเฉลี่ยเป็นค่าคงที่การนำความร้อนตามแนวแกนของท่อไม่มีความสำคัญและจะไม่นำมาคิดก็ได้สุดท้ายสมมุติให้ผิวนอกสุดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนหุ้มด้วยฉนวนเป็นอย่างดีจนไม่มีการสูญเสียความร้อนให้แก่สิ่งแวดล้อมมีการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลทั้ง2ชนิดเท่านั้นดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนจะมีค่าเท่ากับอัตราความจุความร้อนของของไหลคูณกับการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของของไหลอัตราการถ่ายเทความร้อนสามารถเขียนได้ใน รูปของความแตกต่างของอุณหภูมิ ΔT ระหว่างของ ไหลที่ร้อนและเย็นโดยที่

$$\Delta T = T_i - T_o \quad (1)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนนี้หาจากกฎการ เย็นตัวของนิวตันโดยใช้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเท ความร้อนรวม U แทนสัมประสิทธิ์การพาความร้อน h แต่เนื่องจาก ΔT อาจเปลี่ยนแปลงได้ตามตำแหน่งต่างๆในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจึงมีรูปสมการ เป็น

$$Q = UA \Delta T \quad (2)$$

เมื่อ A คือพื้นที่ของการถ่ายเทความร้อนและ ΔT คือความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยที่เหมาะสม ระหว่างของไหล 2 ชนิด

4. การถ่ายเทความร้อนรวม (The Overall Heat Transfer Coefficient)

เรื่องที่สำคัญเป็นอันดับแรกในการวิเคราะห์ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกับเซลล์ในเชิง ความร้อนก็คือ การหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างของไหลสองชนิดนั้นได้นิยามความหมายของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างของ ไหลที่มีอุณหภูมิเป็น T_h กับของไหลเย็นที่มีอุณหภูมิเป็น T_c ที่กันโดยผนังที่บดด้วยสมการ

$$Q = UA(T_h - T_c) \quad (3)$$

$$UA = \frac{1}{\sum_{n=1}^3 R_n} \quad (4)$$

สำหรับในกรณีของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบด้วยท่อสองขนาดซ้อนร่วมแกนเดียวกันนั้น พื้นที่ผิวด้านในนั้นมีค่าเป็น $2\pi R_i L$ ส่วนที่พื้นที่ผิวด้านนอกจะมีค่าเป็น $2\pi R_o L$ ดังนั้นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่คิดจาก A_o ซึ่งเป็นพื้นที่ผิวด้านนอกก็จะมีค่าเป็น

$$U_o A_o = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,i} A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_{c,o} A_o}} \quad (5)$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{h_{c,i} A_i} + \frac{A_o \ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_{c,o} A_o}} \quad (6)$$

แต่ถ้าหากคิดจาก A_i ซึ่งเป็นพื้นที่ด้านในก็มีค่าเป็น

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,i}} + \frac{A_i \ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{A_i}{h_{c,o} A_o}} \quad (7)$$

5. หลักในการเลือกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

1. ต้องมีขนาดเหมาะสมกับสถานที่ติดตั้ง
2. สามารถประกอบติดตั้งเครื่องด้วยความสะดวก
3. มีอัตราการสูญเสียภายในที่น้อยที่สุด

โดย อัตราการสูญเสียภายในที่หาได้จาก

$$TDH = h_s + h_l \quad (8)$$

เมื่อ $h_s = \frac{KV^2}{2g}$ คือการสูญเสียในอุปกรณ์ข้อต่อต่าง ๆ และ $h_l = f \frac{LV^2}{D2g}$ คือการสูญเสียภายในท่อตรง

4. สามารถแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีโดย อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนหาได้จาก

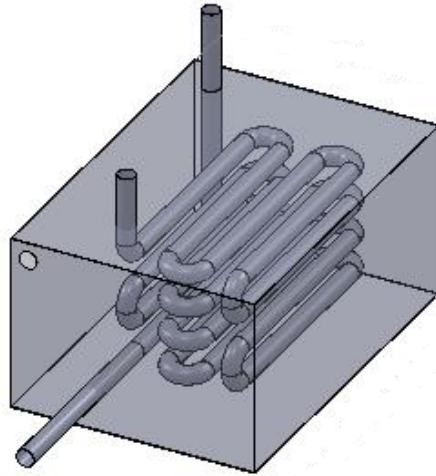
$$Q = UA \Delta T \quad (9)$$

กำหนดให้ U คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำกับน้ำซึ่งมีค่าเท่ากับ $900 \text{ W/m}^2\text{K}$, A คือพื้นที่ผิวสัมผัส (m^2) และ ΔT คือ อุณหภูมิที่เข้าและออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ($^{\circ}\text{C}$)

6. การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

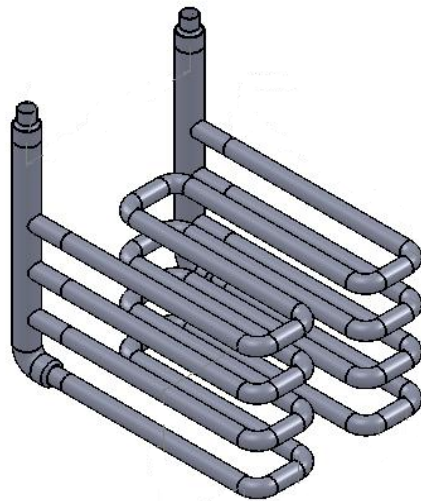
ออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2 แบบ ได้แก่

แบบที่ 1 เป็นการออกแบบให้มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ในกล่องเพื่อทำให้อุณหภูมิของน้ำทิ้งไม่เปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิของบรรยากาศ ซึ่งจะมีลักษณะตามรูปที่ 2 และมีคุณสมบัติตามตารางที่ 1



รูปที่ 2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 1

แบบที่ 2 เป็นแบบที่มีขนาด 3 นิ้วต่อเข้ากับท่อขนาด 2 นิ้วเพื่อลดการใช้ข้องอ 90° และเพื่อลดการสูญเสียภายในท่อดังรูปที่ 3 และมีคุณสมบัติตามตารางที่ 1



รูปที่ 3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 2

ตารางที่ 1 ตารางเปรียบเทียบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้ง 2 แบบ

	แบบที่ 1	แบบที่ 2	หน่วย
ความเร็วของการไหลในท่อ (V)	0.360	0.360	m/s
Sudden enlargement (K=1)	2	2	m
Sudden contraction (K=0.33)		2	m
ข้อต่อ 90 ขนาด 2 นิ้ว	31	24	ชิ้น
ข้อต่อ 3 ทาง ทางแยกขนาด 2 นิ้ว (K=0.8)		6	ชิ้น
ข้อต่อ 3 ทาง ทางตรงขนาด 3 นิ้ว (K=0.2)		6	ชิ้น
ท่อตรงขนาด 2 นิ้ว	10.8	10.6	m
ท่อตรงขนาด 3 นิ้ว		0.75	m
การสูญเสียภายในท่อ	0.203	0.247	m
พื้นที่ผิวสัมผัส (A_s)	4.023	5.18	m ²
อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน (q)	7,241	9,324	W
ราคาในการจัดทำ	16,500	14,000	บาท

จากตารางเปรียบเทียบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้ง 2 แบบ จะเห็นได้ว่าการออกแบบของแบบที่ 2 นั้นมีคุณสมบัติที่ดีกว่า จึงเลือกแบบที่ 2 ในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขึ้นมาใช้งาน ดังรูปที่ 4



รูปที่ 4 ชิ้นงานจริง

7. ทฤษฎีที่ใช้ในการคำนวณหาระยะคืนทุน

จากสมการการถ่ายเทความร้อน

$$Q = mc_p (T_2 - T_1) \quad (10)$$

เมื่อ

Q คือ ภาระความร้อนที่ประหยัดได้

m คือ อัตราการไหลของน้ำ

c_p คือ ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ คือ $4.186 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$

T_2 คือ อุณหภูมิน้ำก่อนเข้าเครื่องทำน้ำแข็ง

T_1 คือ อุณหภูมิน้ำเข้าเครื่องทำน้ำแข็งหลังจากผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$W = \frac{Q}{\text{COP}} \quad (11)$$

เมื่อ

W คือ กำลังไฟฟ้าที่ประหยัดได้

COP คือ ค่าสมรรถนะของเครื่องทำน้ำแข็ง

$$E_s = W \times h \quad (12)$$

เมื่อ

E_s คือ พลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้

h คือ ชั่วโมงในการทำงานในหนึ่งปี

$$B_s = E_s \times B \quad (13)$$

เมื่อ

B_s คือ รวมเงินที่ประหยัดได้

B คือ ค่าไฟฟ้าเฉลี่ย

$$\text{PBP} = \frac{\text{Price}}{B_s} \quad (14)$$

เมื่อ

PBP คือ ระยะเวลาคืนทุน

Price คือ เงินลงทุนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

8. ผลการทดลองและอภิปรายผล

8.1 ทำการสำรวจและเก็บข้อมูลต่างๆ เพื่อที่จะนำมาใช้ในการออกแบบ โดยมีขั้นตอนดังต่อไปนี้

1. ทำการเก็บข้อมูลอุณหภูมิของน้ำดิบก่อนเข้าเครื่องทำน้ำแข็งและข้อมูลอุณหภูมิของน้ำล้นที่ออกจากเครื่องทำน้ำแข็งดังตารางที่ 2
2. ปริมาตรของอ่าง

8.2 ปริมาตรของน้ำล้น 200 ลิตรต่อชั่วโมง โดยปกติใน 1 วัน มีการผลิตน้ำแข็ง 11 ชั่วโมงน้ำล้น มีปริมาตร 2,200 ลิตรต่อวัน

ตารางที่ 2 ตารางอุณหภูมิน้ำก่อนเข้าเครื่องทำน้ำแข็ง
และอุณหภูมิของน้ำล้นที่ออกจากเครื่องทำน้ำแข็ง

ครั้งที่	อุณหภูมิของน้ำ ก่อนเข้า (°C)	อุณหภูมิของ น้ำล้น (°C)
1	26.4	1.1
2	26.6	1.2
3	26.5	1.0
เฉลี่ย	26.5	1.1

ตารางที่ 3 ตารางปริมาตรของอ่าง

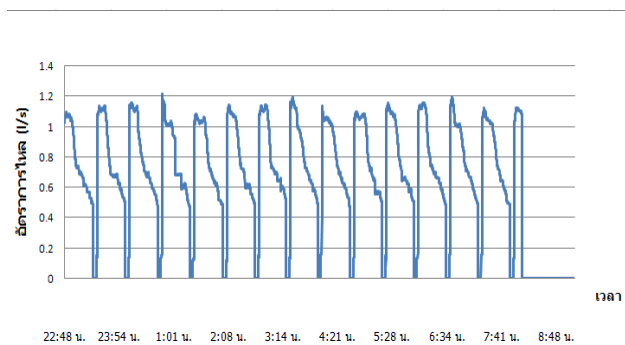
กว้าง	1.5 m
ยาว	1.5 m
ลึก	0.58 m
ปริมาตร	1.19 m ³

8.3 การวัดอัตราการไหล

การเก็บข้อมูลเมื่อวันที่ 18 ธันวาคม 2554 ได้ทำการเก็บข้อมูลอัตราการไหลของน้ำในท่อ โดยใช้เครื่องมือวัดอัตราการไหลของของไหลในท่อ (flow meter) ดังแสดงในรูป 5 และจากการวัดอัตราการไหลของน้ำในท่อจะได้กราฟรูปที่ 6 ซึ่งจะแสดงข้อมูลการไหลของน้ำในท่อในช่วงเวลา 22.00 น. ถึง 09.00 น. จะพบว่ากราฟอัตราการไหลของน้ำจะขึ้นลงตามระบบการทำน้ำแข็งของเครื่องทำน้ำแข็ง โดยอัตราการไหลสูงสุดอยู่ที่ 1.2 ลิตรต่อวินาที ต่ำสุดอยู่ที่ 0 ลิตรต่อวินาที



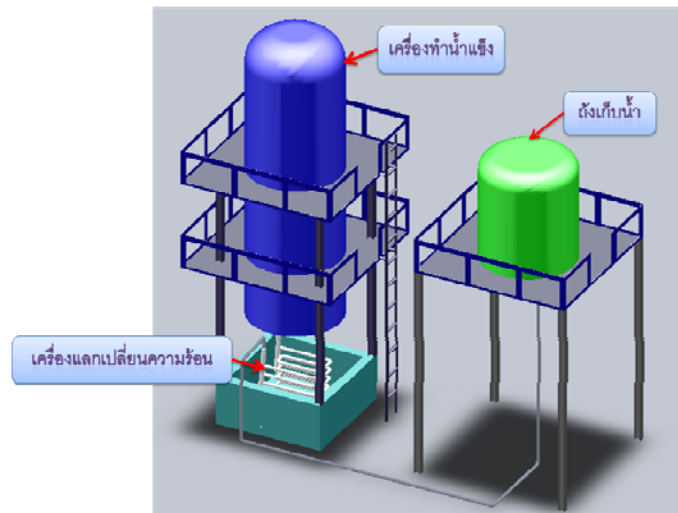
รูปที่ 5 การวัดอัตราการไหล



รูปที่ 6 กราฟการวัดอัตราการไหล

8.4 ออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน หลังจากที่ได้สำรวจและเก็บข้อมูลต่างๆ ภายในโรงงานแล้ว ได้ออกแบบสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยเลือกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่แลกเปลี่ยนความร้อนได้ดี และราคาถูกที่สุด

8.5 การติดตั้งชิ้นงาน หลังจากที่ได้สร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ทำการติดตั้งชิ้นงานกับทางโรงงานที่เข้าร่วมโครงการที่โรงงานน้ำแข็งขอนแก่นมิตรภาพ โดยก่อนติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ทำความสะอาดชิ้นงาน จากนั้นได้สำรวจระบบต่างๆ ภายในโรงงานรวมทั้งสำรวจระบบท่อน้ำเพื่อที่จะปรับปรุงระบบท่อน้ำใหม่ หลังจากนั้นเป็นการนำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไปติดตั้งลงในอ่างน้ำเย็น และทำการทดสอบเดินเครื่อง



รูปที่ 7 ระบบการผลิตน้ำแข็งหลังจากติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

หลังจากการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังรูปที่ 7 เสร็จแล้วก็เป็นขั้นตอนการติดตั้งเครื่องตรวจวัดอุณหภูมิ ดังรูปที่ 9 ของน้ำเข้าออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน อัตราการไหลของน้ำในท่อดังรูปที่ 8 และอัตราการใช้ไฟฟ้าของ เครื่องทำน้ำแข็งดังรูปที่ 10 เพื่อนำข้อมูลมาใช้ในการคำนวณหาพลังงานที่ประหยัดได้โดยมีขั้นตอนการติดตั้งเครื่อง ตรวจวัดดังต่อไปนี้

1. ติดตั้งเครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำในท่อ
2. ติดตั้งเครื่องวัดอุณหภูมิของน้ำขาเข้าและขาออก



รูปที่ 8 การติดตั้งเครื่องวัดอัตราการไหล



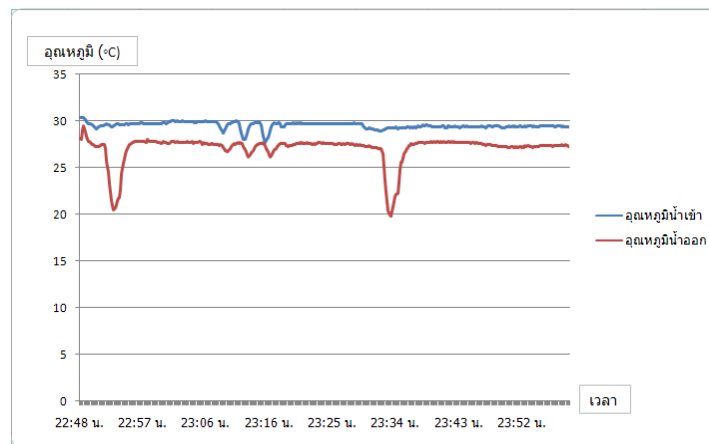
รูปที่ 9 การติดตั้งเครื่องวัดอุณหภูมิของน้ำที่ทางเข้า และทางออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3. ติดตั้งเครื่องวัดอัตราการใช้ไฟฟ้า



รูปที่ 10 การติดตั้งเครื่องวัดอัตราการใช้ไฟฟ้า

หลังจากติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแล้วได้ทำการติดตั้งเครื่องวัดอัตราการไหล เครื่องวัดอุณหภูมิและเครื่องวัดการใช้ไฟฟ้า โดยกราฟรูปที่ 11 แสดงผลต่างของอุณหภูมิที่เข้าออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากการวัดค่าหลังจากติดตั้งเครื่อง โดยทำการเก็บข้อมูลวันที่ 18 ธันวาคม 2554 ตั้งแต่เวลา 22.48 น. ถึง 23.52 น. โดยอุณหภูมิน้ำขาเข้าแสดงเป็นเส้นสีน้ำเงินและอุณหภูมิน้ำขาออกแสดงเส้นสีแดง จากกราฟจะเห็นว่าเส้นอุณหภูมิสีน้ำเงินจะค่อนข้างคงที่เนื่องจากน้ำที่เข้ามาเป็นน้ำดิบที่ยังไม่ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนเส้นอุณหภูมิของน้ำขาออกจะเห็นว่ามีส่วนช่วงของกราฟมีอุณหภูมิต่ำลงถึง 20°C ซึ่งเป็นช่วงที่ครบรอบการทำงานของเครื่องทำน้ำแข็งทำให้เกิดน้ำล้นจากเครื่องทำน้ำแข็งไหลลงอ่างที่มีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแช่อยู่ ทำให้อุณหภูมิของน้ำในบ่อต่ำลงทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนในช่วงนี้ดีขึ้น ทำให้น้ำขาออกมีอุณหภูมิต่ำลงมาก เมื่อเครื่องทำน้ำแข็งดึงน้ำเข้าเครื่องในรอบการผลิตใหม่ จะทำให้อุณหภูมิของน้ำขาออกมีอุณหภูมิสูงขึ้นมากจนถึงที่ 27°C ดังนั้นจะได้ผลต่างของอุณหภูมิน้ำเข้าและน้ำออกของเครื่องทำน้ำแข็งอยู่ที่ 2°C ดังแสดงในกราฟรูปที่ 11



รูปที่ 11 ผลต่างของอุณหภูมิที่เข้า-ออก เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ตารางที่ 4 ตารางการคำนวณระยะเวลาคืนทุน

ลำดับ	ข้อมูล	สัญลักษณ์	การคำนวณ	หน่วย
1	อัตราการไหลของน้ำ	m	0.73	kg/s
2	อุณหภูมิของน้ำในบ่อน้ำทิ้ง	T_1	0	$^{\circ}\text{C}$
3	เวลาในการใช้งาน	h	4,015	hour/y
4	อุณหภูมิน้ำเข้าเครื่องทำน้ำแข็ง	T_2	27	$^{\circ}\text{C}$
5	ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ	C_p	4.187	kJ/(kg $^{\circ}\text{C}$)
6	สมรรถนะเครื่องทำน้ำแข็ง	COP	$Q/W = 1.8$	
7	อุณหภูมิน้ำเข้าเครื่องทำน้ำแข็งหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	T_3	25	$^{\circ}\text{C}$
8	คิดเป็นภาระความเย็นหลังปรับปรุงที่ประหยัดได้	Q	$m \cdot C_p \cdot (T_2 - T_3)$ $= 6.113$	kW
9	กำลังไฟฟ้าที่ประหยัดได้	W	$Q/\text{COP} = 3.396$	kW
10	พลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้	E_s	$W \cdot h = 13635$	kWh/y
11	ค่าไฟฟ้าเฉลี่ย	Bs	$Bs / E_s = 1.1914$	Baht/kWh
12	รวมเงินที่ประหยัดได้	Bs	$E_s \cdot B = 16245$	Baht/y
13	เงินลงทุนค่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	Price	14,000	Baht
14	ระยะเวลาคืนทุน	PBP	$\text{Price} / Bs = 0.9$	year

9. สรุปผล

จากการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้เลือกใช้สแตนเลสเกรด 304 ในการออกแบบและสร้างชิ้นงานขึ้นมา เมื่อทำการติดตั้งและวัดค่าต่างๆ ได้ว่า อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำก่อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 27°C และวัดอุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนได้ 25°C ซึ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้สามารถลดอุณหภูมิลงได้ 2°C และอัตราการไหลเฉลี่ยของน้ำที่วัดได้ 0.73 กิโลกรัมต่อวินาที นำข้อมูลดังกล่าวมาคำนวณหาภาระความเย็นหลังปรับปรุงที่ประหยัดได้ 6.11 กิโลวัตต์ นำค่าภาระความเย็นหลังปรับปรุงที่คำนวณได้ไปหาค่ากำลังไฟฟ้าที่ประหยัดได้โดยสมรรถนะมาตรฐาน (COP) ของเครื่องทำน้ำแข็งคือ 1.8 ซึ่งได้ค่ากำลังไฟฟ้าที่ประหยัดได้ 3.40 กิโลวัตต์ โดยในหนึ่งปีจะทำการเปิดเครื่องผลิตน้ำแข็งเป็นเวลา 4,015 ชั่วโมง ซึ่งจะสามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้ 13,635 กิโลวัตต์ชั่วโมงต่อปี คิดเป็นค่าใช้จ่ายเท่ากับ 1.19 บาทต่อกิโลวัตต์ชั่วโมง (ประหยัดได้ทั้งหมด 16,245 บาทต่อปี) ซึ่งเงินลงทุนค่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้จำนวน 14,000 บาท เพราะฉะนั้นระยะเวลาคืนทุนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เท่ากับ 0.9 ปี ซึ่งจะเห็นว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้สามารถลดอุณหภูมิลงได้จริงจึงสามารถประหยัดค่าไฟฟ้าลงได้ ซึ่งไม่ทำให้อัตราการไหลของระบบลดลง และระยะเวลาคืนทุนไม่ถึงปี ซึ่งคุ้มกับการติดตั้งใช้งานจริงในโรงงานอุตสาหกรรมน้ำแข็งโรงอื่นๆต่อไป

10. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณโรงงานขอนแก่นมิตรภาพที่ให้การทดลองและเก็บข้อมูลมาโดยตลอด สถานจัดการและอนุรักษ์พลังงาน, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยขอนแก่น, สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องจักรกลเกษตร คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน วิทยาเขตขอนแก่นและกลุ่มโปรเจกการปรับปรุงสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องทำน้ำแข็ง.

11. เอกสารอ้างอิง

บทความจากวารสาร (Journal)

- [1] N.Kayansayan, "Heat Transfer Characterization of Plate Fin-Tube Heat Exchangers" International Journal of Refrigeration, Vol.17, Issue 1, 1994, pp.49-75.
- [2] N.-H. Kim; J.-H. Yun and R.L Webb, "Heat Transfer and Friction Correlations for Wavy Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers", Transaction of the ASME Journal of Heat Transfer, Vol.119, No.3, 1997, pp.560-567.
- [3] Chi-chuan wang, Yi-chuan Hsieh and Yur-tsai Lin, "Performance of Plate Fined Tube Heat Exchangers Under Dehumidifying Conditions", Transaction of the ASME Journal of Heat Transfer, Vol.119, No.1, 1997, pp 109-117.

บทความจากเอกสารประกอบการประชุม (Proceedings)

- [4] สมเกียรติ บุญผดุง และคณะ.2550. "การวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อนจากการทดลองของท่อซ้อนแบบต่าง ๆ".
- [5] ภาวณี นรตธิรักษา และคณะ.2553. "การออกแบบเบื้องต้นเชิงอุณหภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง".