

การศึกษาเปรียบเทียบวิธีการลดอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้ากังหันก๊าซเพื่อการปรับปรุง สมรรถนะโรงไฟฟ้ากังหันก๊าซ

A study of the optimize inlet air cooling systems for gas turbine performance improvement

พัชรพงศ์ ท้าวเพชร¹, ชนกนันท์ สุขกำเนิด² และ สมหมาย ปรีเปรม³

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น จ.ขอนแก่น 40002

ติดต่อ: โทรศัพท์: 043 202 845 ต่อ 125, โทรสาร: 043 202 849

E-mail: ¹drogon_11@hotmail.com ²chasoo@kku.ac.th and ³sompri@kku.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้เป็นบทความที่ศึกษาการติดตั้งอุปกรณ์ทำความเย็นในระบบกังหันก๊าซของโรงไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วมน้ำพอง โดยทำการวิเคราะห์ผลของการติดตั้งอุปกรณ์ทำความเย็น 4 ระบบคือ Absorption chiller, Electric chiller, Evaporative Cooling และ Fogging System จากข้อมูลสภาพอากาศจังหวัดขอนแก่น โดยได้ทำการวิเคราะห์ผลกระทบของอุณหภูมิต่อการผลิตของโรงไฟฟ้า และทำการเปรียบเทียบพลังงานที่ใช้ในการลดอุณหภูมิของอากาศกับพลังงานที่ผลิตได้เพิ่มขึ้น หาความคุ้มค่าในการลงทุน ผลการวิเคราะห์พบว่า เมื่อติดตั้ง Electric chiller และ Absorption chiller ทุกกรณีของแผนการเดินเครื่องไม่เหมาะสมในการลงทุนเนื่องจากต้นทุนมากกว่าผลกำไร ในขณะที่ระบบ Evaporative Cooling และ Fogging System อัตราคืนทุนเท่ากับ 3.36 ปี และ 2.54 ปี ตามลำดับ

คำสำคัญ: กังหันแก๊ส การลดอุณหภูมิทางเข้าเครื่องอัดอากาศ

Abstract

This paper is aimed to analyze the feasibility of the installation of Namphong Power Plant gas turbine inlet air cooling. The absorption chiller system, electric chiller system, evaporative cooling system and fogging system were analyzed. The ambient conditions of the power plant through the year were inputted in the developed model to investigate the effect of inlet air cooling system on plant power output in order to find out the economic return on the investment. It was found that for the electric chiller system, and the absorption system, it was not feasible to invest for all cases because the cost was higher than the benefit. For the evaporative cooling and the fogging System, the payback periods were 3.36 years and 2.54 years, respectively.

Keywords: Gas Turbine, Inlet Air Cooling

1.บทนำ

อัตราการไหลของอากาศมีผลกระทบโดยตรงกับ power output ของระบบกังหันแก๊ส (Gas Turbine) การลดอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าเครื่องอัดอากาศ (compressor) นั้นเป็นวิธีการเพิ่มอัตราการ

ไหลของอากาศทางหนึ่ง อุณหภูมิของอากาศ จะแปรผกผันกับความหนาแน่นของอากาศถ้าอุณหภูมิของอากาศต่ำลง จะทำให้ mass flow rate ของอากาศที่เข้าตัว compressor มีมากขึ้น ส่งผลให้ power output ของ gas turbine เพิ่มขึ้น เมื่ออุณหภูมิของอากาศลดลง ปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ก็จะเพิ่มขึ้น ดังนั้นเพื่อวิเคราะห์ถึงความคุ้มค่าในการลงทุน จึงได้

ทำการศึกษาหาความเหมาะสมของอุณหภูมิอากาศที่ปรับลดลง และขนาดของเครื่องทำความเย็นที่เหมาะสม

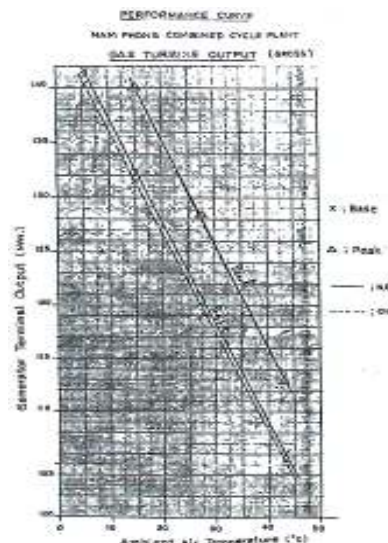
1.1 ทบทวนวรรณกรรม

การศึกษาของ Alhazmy และ Najjar (2004), Dawoud et al. และ Gareta et al.(2004) ได้เปรียบเทียบวิธีต่างๆในการลดอุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้าของ compressor ซึ่งการเปรียบเทียบระหว่าง evaporative cooling, fogging cooling, absorption chiller และ vapor-compression chiller โดยวิธี fogging cooling สามารถให้พลังงานไฟฟ้ามากกว่า evaporative cooling 11.4% ในขณะที่ double-effect LiBr- H₂O absorption chiller ให้พลังงานได้มากกว่า fogging cooling ถึง 40% และ 55% ส่วนการผลิตไฟฟ้ารายปีเพิ่มขึ้น 39% และ 46% เมื่อใช้ vapor-compression และ aqua-ammonia cooling เทียบกับ LiBr- H₂O cooling ส่วนการศึกษาของ Alhazmy and Najjar (2004) ได้แสดงถึงการเพิ่มพลังงานไฟฟ้า 1-7% โดยการใช้เครื่องสเปรย์น้ำเย็น แอมยังสามารรถเพิ่มพลังงานที่ได้ 10% และ 18% โดยการใช้คอยล์ทำความเย็นอีกด้วย

2. เครื่องกังหันก๊าซ

โรงไฟฟ้าน้ำพองนั้นเป็นโรงไฟฟ้าระบบพลังงานความร้อนร่วม (Combine Circle) แต่ในงานวิจัยนี้ได้มุ่งเน้นศึกษาผลกระทบของอุณหภูมิอากาศก่อนเข้า compressor ของระบบการทำงานของ Gas Turbine

ในการคำนวณค่าต่างๆ เช่น Power output, Heat Rate และ Gas Consumption นั้นใช้ Performance Curve และ Correction Curve ของโรงไฟฟ้าน้ำพองมา fit curve ให้ได้สมการความสัมพันธ์ เพื่อใช้ในการคำนวณ รูปที่ 1 ได้แสดงผลกระทบของอุณหภูมิอากาศต่อ power output ของโรงไฟฟ้าน้ำพอง



รูปที่ 1 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิแวดล้อมกับ power output ของ gas turbine (Mitsubishi Heavy Industry ,1984)

2.1 อัตราส่วนความร้อนและอัตราการสิ้นเปลืองพลังงาน

Heat Rate (อัตราส่วนความร้อน) คือค่าแสดงถึงค่าความร้อนที่ใช้ในการผลิตพลังงานไฟฟ้าต่อหนึ่งหน่วย (kWh)

ค่า Heat Rate และ Gas Consumption นั้นได้จากการนำ Heat Rate Correction Curve ของโรงไฟฟ้าน้ำพองมา fit curve ดังแสดงในสมการ (1) แล้วนำไปแทนค่าในสมการ (2) ซึ่งเป็นค่า Heat Rate จากการออกแบบไว้ที่ 27 °C

$$CF_{HR} = (5.08 \times 10^7)t_1^3 - (1.85 \times 10^5)t_1^2 + (2.10 \times 10^3)t_1 + 0.94 \quad (1)$$

$$HR = HR_{@27} \times CF_{HR} \quad (2)$$

$$G_C = P \times HR \quad (3)$$

เมื่อ CF_{HR} = Correction Factor of HeatRate

t_1 = อุณหภูมิอากาศ

$HR_{@27}$ = Heat Rate ที่ 27 °C (เท่ากับ 11154 Btu/kWh)

G_C = Gas Consumption

P = Power Output ของ Gas Turbine

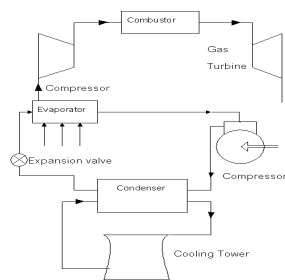
เมื่อได้ค่า Heat Rate จากสมการ (2) แล้ว
จะสามารถหาอัตราการใช้เชื้อเพลิงได้จากสมการ (3)

3. ระบบทำความเย็น

บทความนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อเปรียบเทียบ
ระบบทำความเย็นแบบ Electrical Chiller,
Absorption Chiller, Evaporative Cooling และ
Fogging System

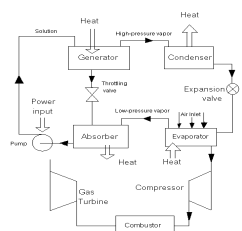
3.1 ระบบทำความเย็นแบบไฟฟ้า

อากาศที่เข้าไปใน gas turbine จะถูกทำให้
เย็นลงใน heat exchanger โดยการใช้น้ำเย็นหรือสาร
ทำความเย็น รูปที่ 2 แสดงการติดตั้ง Electric Chiller
ที่ทางเข้าของ Compressor ในโรงไฟฟ้าทั่วไปที่ใช้
Gas Turbine ในการผลิตไฟฟ้า ซึ่งติดตั้งโดยนำคอยล์
เย็น ไปไว้ที่ทางเข้า Compressor ซึ่งจะทำให้อากาศ
มีอุณหภูมิต่ำลง



รูปที่ 2 การติดตั้ง Electric chiller ในระบบ Gas
Turbine

3.2 ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

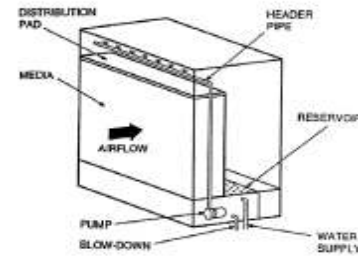


รูปที่ 3 การติดตั้ง Absorption Chiller ในระบบ Gas
Turbine

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาระบบทำความ
เย็นแบบsimple effect lithium-bromide and water
absorption chiller เพื่อผลิตน้ำเย็น ซึ่ง heat
exchanger ติดตั้งอยู่ก่อนทางอากาศเข้าของ
compressor เพื่อให้ น้ำเย็นจาก absorption chiller
ไหลผ่านตัว heat exchanger และทำให้อากาศเข้า

เย็นลง รูปที่ 3 แสดงการติดตั้ง absorption chiller ที่
ทางเข้าของ Compressor

3.3 ระบบทำความเย็นแบบ Evaporative Cooling

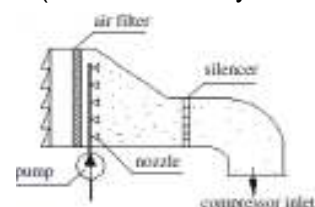


รูปที่ 4 การติดตั้ง Evaporative Cooling ในระบบ Gas
Turbine

ระบบทำให้อากาศเย็นลงโดยการฉีดฝอยน้ำ
เข้าไปในลำของอากาศ ซึ่งในกระบวนการนี้หยดน้ำ
เล็กๆจะระเหยไปในลำอากาศ หยดน้ำบางส่วนจะตก
ลงสู่แผงรังผึ้งที่อยู่ด้านล่างเพื่อเพิ่มพื้นที่ในการ
แลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นการที่จะลดอากาศที่มี
อุณหภูมิสูงๆได้นั้นจะขึ้นอยู่กับค่าความชื้นสัมพัทธ์
(Relative humidity) ระบบทำความเย็นจะถูกติดตั้งอยู่
ก่อนทางอากาศเข้าของ Compressor ซึ่งจะทำให้
อากาศแวดล้อมที่จะเข้า Compressor มีอุณหภูมิต่ำ

3.4 ระบบทำความเย็นแบบ Fogging System

ระบบการทำความเย็นของ Fogging System
จะเหมือนกับระบบ Evaporative Cooling โดยที่จะ
อาศัยความร้อนแฝงในการระเหย ของน้ำใน
กระบวนการเพื่อลดอุณหภูมิอากาศ จะแตกต่างกันคือ
ละอองน้ำที่ฉีดเข้าลำอากาศจะมีขนาดเล็กกว่า และใช้
น้ำในปริมาณที่มากกว่าระบบ Evaporative Cooling
จึงสามารถลดอุณหภูมิของอากาศจนถึงอุณหภูมิ
กระเปาะเปียก (Relative humidity 100%)



รูปที่ 5 การติดตั้ง Fogging System ในระบบ Gas
Turbine

4. การวิเคราะห์ภาระทำความเย็น

การหาค่า cooling load ซึ่งจะถูกนำไปใช้ในการหาขนาดและปริมาณการใช้ไฟฟ้าของเครื่องทำความเย็น ทำได้โดยการพัฒนาโปรแกรมใน Microsoft Visual Basic โดยใช้สมการ (4) และคุณสมบัติของอากาศได้จาก Psychrometric chart

$$Q = \dot{m}_a (1.005 + 1.88\omega_1)(t_1 - t_d) + \dot{m}_a h_{fg0}(\omega_1 - \omega_2) \quad (4)$$

เมื่อ Q = ภาระการทำความเย็น

$\dot{m}_a$ = อัตราการไหลของอากาศ

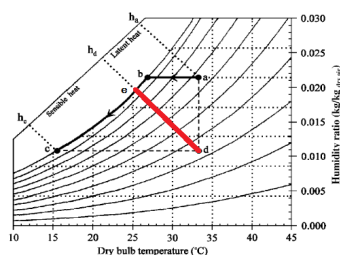
t_1 = อุณหภูมิอากาศ

t_d = อุณหภูมิอากาศที่ dew point

ω_1 = ความชื้นสัมพัทธ์ก่อนลดอุณหภูมิ

ω_2 = ความชื้นสัมพัทธ์หลังลดอุณหภูมิ

h_{fg0} = เอนทาลปีของน้ำที่ 0 °C



รูปที่ 6 Psychrometric chart ของกระบวนการทำความเย็น

รูปที่ 4 แสดงกระบวนการทำความเย็นที่เกิดขึ้นบน Psychrometric chart จากจุด a ไปยังจุด c ซึ่งอากาศจะถูกทำให้เย็นลง Psychrometric chart จะแสดงคุณสมบัติอากาศนั้นจุดนั้นนั้น เพื่อใช้ในการคำนวณหา cooling load

ตารางที่ 1 แผนการเดินทางเครื่องทำความเย็น

แผนการเดินทางเครื่อง	
ควบคุมอุณหภูมิคงที่	15 - 30 °C
เดินเครื่องเต็มพิกัด	Electric chiller 850-5950 ตัน Absorption chiller 300-6000 ตัน

กรณีความควบคุมอุณหภูมิคงที่จะนำอุณหภูมิอากาศหา cooling load จากสมการ (4) เพื่อใช้ในการเลือกขนาดของเครื่องทำความเย็นให้เหมาะสมที่สุด ถ้าอุณหภูมิที่ควบคุมไว้นั้นสูงกว่าอุณหภูมิอากาศ

ภายนอก จะถือว่าไม่มีการเดินเครื่องทำความเย็นในทางกลับกัน กรณีเดินเครื่องเต็มพิกัดจะใช้สมการ (4) ย้อนกลับไปหาอุณหภูมิที่ลดได้ และเนื่องจากระบบ Absorption Chiller ในงานวิจัยนี้ได้ใช้พลังงานจากก๊าซธรรมชาติในการเดินเครื่อง Absorption Chiller หาได้จากสมการ

$$Q_H = \frac{Q_L}{COP_{abs}} \quad (5)$$

Q_L = Cooling Load

COP_{abs} = Coefficient of Performance

Q_H = พลังงานที่ใส่ให้กับระบบ

เมื่อได้ Q_H หรือพลังงานความร้อนที่จ่ายให้กับระบบทำความเย็น ก็จะสามารถหาอัตราการใช้เชื้อเพลิงของระบบทำความเย็น เมื่อรวมกับอัตราการใช้เชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากอุณหภูมิอากาศที่ลดลง จะได้อัตราการใช้เชื้อเพลิงรวมของทั้งระบบ

จากรูปที่ 6 แสดงกระบวนการทำความเย็นของระบบ Evaporative Cooling และ Fogging System สภาวะที่จุด d ถูกทำให้เย็นลงโดยการเพิ่มความชื้นให้อากาศ แล้วเกิดการถ่ายเทความร้อนของอากาศสู่ความชื้นในอากาศ ทำให้ระเหยกลายเป็นไอส่งผลให้อุณหภูมิอากาศลดลง ไปที่จุด e น้ำที่ป้อนเข้าสู่ระบบทำความเย็น น้ำที่ป้อนให้กับระบบ หาได้จากสมการ

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1) \quad (6)$$

เมื่อ $\dot{m}_a$ = อัตราการไหลของอากาศ

$\dot{m}_w$ = อัตราการไหลของน้ำ

ω_1 = ความชื้นสัมพัทธ์ก่อนลดอุณหภูมิ

ω_2 = ความชื้นสัมพัทธ์หลังลดอุณหภูมิ

5. การเดินเครื่องทำความเย็น

แบ่งได้เป็น 2 กรณี คือ เดินเครื่องตลอด 24 ชม. และเดินเครื่องในช่วง peak (09.00-22.00 น.) ในการเดินเครื่องทำความเย็นทั้ง 2 กรณี ในการคำนวณกำหนดไว้ว่า ถ้าอุณหภูมิของอากาศก่อนทำการลด

อุณหภูมิลง ต่ำกว่าอุณหภูมิที่กำหนดไว้ จะไม่มีการเดินเครื่องทำความเย็น

6. ผลการวิเคราะห์

กระบวนการในการวิเคราะห์มีขั้นตอนดังนี้

1. นำข้อมูลสภาพอากาศเฉลี่ยราย 3 ชม. จากกรมอุตุนิยมวิทยา ทั้งสิ้น 1 ปี มาจัดเรียงตามลำดับเวลา
2. คำนวณ Power output, Heat Rate และ Gas Consumption ก่อนติดตั้งเครื่องทำความเย็น จาก Performance Curve และ Correction Curve ของโรงไฟฟ้าน้ำพอง
3. คำนวณหา cooling load ในกรณีการควบคุมอุณหภูมิคงที่ และ หาอุณหภูมิอากาศ ในกรณีเดินเครื่องทำความเย็นเต็มพิกัด
4. คำนวณปริมาณน้ำที่ใช้ทำความเย็นในระบบ Fogging System และ Evaporative Cooling
5. คำนวณ Power output, Heat Rate และ Gas Consumption หลังติดตั้งเครื่องทำความเย็น
6. เปรียบเทียบผลการคำนวณ ก่อนและหลังติดตั้งเครื่องทำความเย็น
7. คำนวณค่าไฟฟ้า (TOU) และค่าเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้น
8. หาผลกำไรและอัตราคืนทุน หลังจากติดตั้งเครื่องทำความเย็น

6.1 ผลวิเคราะห์ของการลดอุณหภูมิอากาศ

Power Gain ในรูปที่ 7 เป็นพลังงานสุทธิที่เพิ่มขึ้น ได้จาก Power Output ที่ผลิตได้เพิ่มขึ้นจากการลดอุณหภูมิอากาศ ลบกับ Electric Consumption หรือพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในการเดินเครื่อง Electric chiller ซึ่ง Electric Consumption หาได้จากสมการ

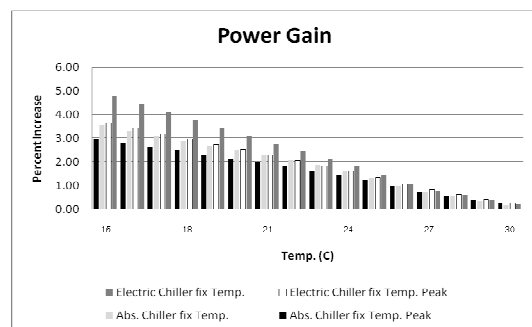
$$PowerGain_{net} = PowerOutput - ElectricCon. \quad (7)$$

$$GasCon_{net} = GasCon_{GasTurbine} + GasCon_{Abs.Chiller} \quad (8)$$

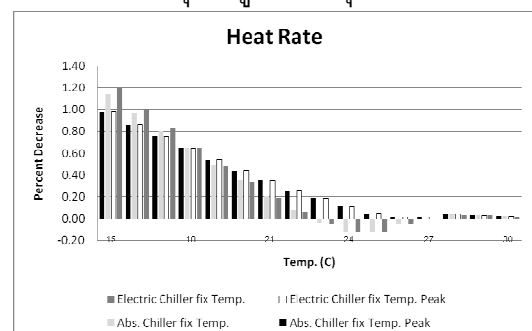
สมการ (7) และ (8) เป็นสมการในการหาค่า Power Gain และ Gas Consumption กราฟรูปที่ 5 Power Gain ของ Absorption chiller จะไม่คิดค่า Electric Consumption เนื่องจากใช้ก๊าซธรรมชาติในการเดินเครื่อง และในรูปที่ 11 Electric chiller จะไม่

คิดค่า Gas Consumption (Absorption chiller) เนื่องจากใช้ไฟฟ้าในการเดินเครื่อง

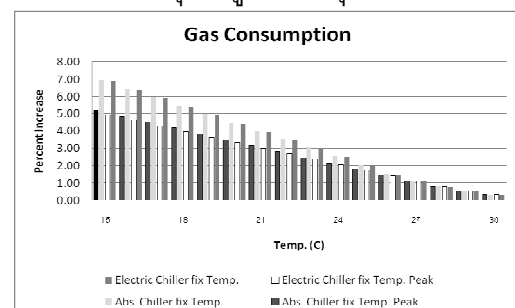
จากรูปที่ 7-9 จะพบว่าทุกๆ 1°C ที่ลดลงจะสามารถเพิ่ม Power Output ได้เฉลี่ย 0.30% Heat Rate เพิ่มขึ้น 0.08% ส่งผลให้อัตราการใช้เชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น 0.44% เมื่อควบคุมอุณหภูมิที่ 15°C จะสามารถเพิ่ม Power Output ได้มากที่สุด เพิ่มขึ้น 4.48% Heat Rate เพิ่มขึ้น 1.20% มีความต้องการเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น 6.89% คิดรวมทั้งปี



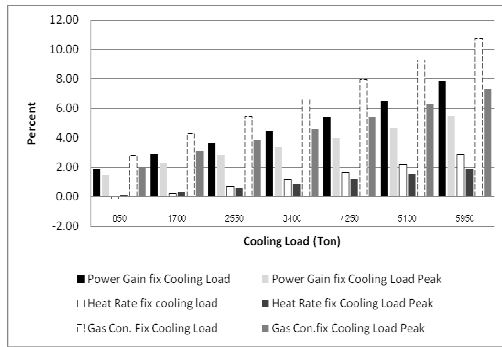
รูปที่ 7 การเปรียบเทียบ Power Output ที่เพิ่มขึ้น กับอุณหภูมิที่ควบคุม



รูปที่ 8 การเปรียบเทียบ Heat Rate ที่ลดลง กับอุณหภูมิที่ควบคุม



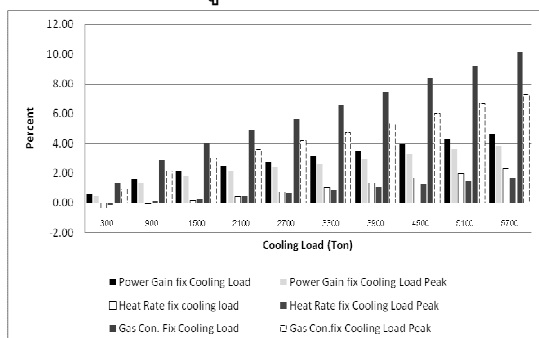
รูปที่ 9 การเปรียบเทียบ Gas Consumption ที่เพิ่มขึ้นกับอุณหภูมิที่ควบคุม



รูปที่ 10 การเปรียบเทียบ performance ของ gas turbine กับขนาดของ Electric chiller

รูปที่ 10 ได้แสดงเปอร์เซ็นต์ของ Power output, Heat Rate และ Gas Consumption ที่เพิ่มขึ้นเมื่อทำการติดตั้ง Electric chiller พบว่าเมื่อเพิ่มขนาดของ Chiller ทุก 850 ตันความเย็น Power Output จะเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 0.99% Heat Rate เพิ่มขึ้น 0.50% อัตราการใช้เชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น 1.33% เมื่อเครื่องทำความเย็นเต็มพิกัดที่ 5950 ตันความเย็น จะสามารถเพิ่ม Power Output ได้มากที่สุด เพิ่มขึ้น 7.81% Heat Rate เพิ่มขึ้น 2.84% มีความต้องการเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น 10.77% คิดรวมทั้งปี

การเดินเครื่องทำความเย็นเต็มพิกัดเมื่อติดตั้ง Absorption chiller ผลของการเพิ่มขนาดเครื่องทำความเย็นแสดงในรูปที่ 11

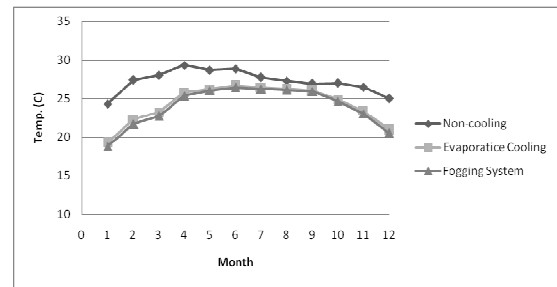


รูปที่ 11 การเปรียบเทียบ performance ของ gas turbine กับขนาดของ Absorption chiller

จากรูปที่ 11 ทุก 300 ตันความเย็น Power Output จะเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 0.22% Heat Rate เพิ่มขึ้น 0.15% อัตราการใช้เชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น 0.48%

ในระบบทำความเย็นแบบ Evaporative Cooling และ Fogging System ไม่สามารถควบคุมอุณหภูมิหลังทำความเย็น ซึ่งความสามารถในการทำ

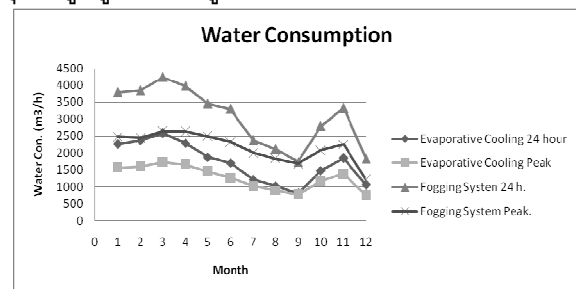
ความเย็นขึ้นอยู่กับอุณหภูมิและความชื้นของอากาศในขณะนั้น



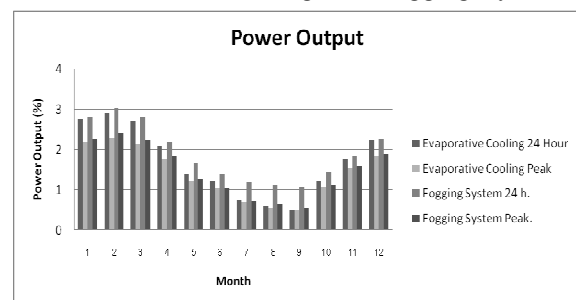
รูปที่ 12 เปรียบเทียบอุณหภูมิก่อนและหลังติดตั้ง

ระบบ Evaporative Cooling และ Fogging System

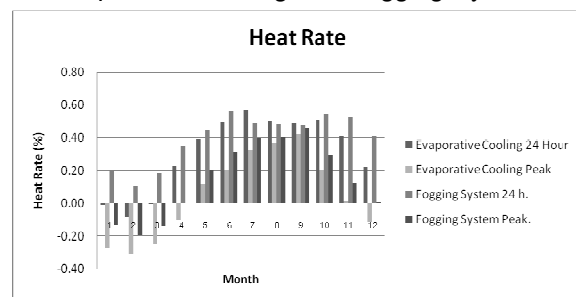
จากรูปที่ 13 ระบบทำความเย็นแบบ Evaporative Cooling และ Fogging System จะใช้น้ำในการทำ ความเย็นมากในช่วงฤดูร้อนที่อากาศมีอุณหภูมิสูง และ ฤดูหนาวที่มีความชื้นสัมพัทธ์ต่ำ



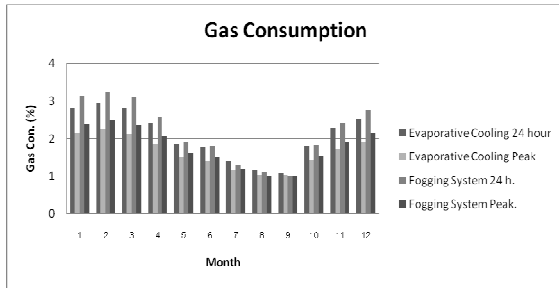
รูปที่ 13 เปรียบเทียบปริมาณน้ำในการทำ ความเย็นของ Evaporative Cooling และ Fogging System



รูปที่ 14 เปรียบเทียบ Power Output ของ Evaporative Cooling และ Fogging System



รูปที่ 15 เปรียบเทียบ Heat Rate ของ Evaporative Cooling และ Fogging System



รูปที่ 16 เปรียบเทียบ Gas Consumption ของ
Evaporative Cooling และ Fogging System

รูปที่ 14-16 ได้แสดง Power output, Heat Rate และ Gas Consumption ที่เปลี่ยนแปลงไปในแต่ละเดือน เมื่อติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบ Evaporative Cooling และ Fogging System ซึ่งทั้งสองระบบนี้สามารถเพิ่ม Power Output ได้สูงสุดในเดือนกุมภาพันธ์ เพิ่มขึ้น 2.93% และ 3.03% Gas Consumption เพิ่มขึ้น 2.94% และ 3.24% Heat Rate ลดลง 0.08% และเพิ่มขึ้น 0.10% ตามลำดับ เมื่อคิดรวมทั้งปีระบบ Evaporative Cooling สามารถเพิ่ม Power Output ได้ 1.66% Gas Consumption เพิ่มขึ้น 2.06% Heat Rate เพิ่มขึ้น 0.31% และระบบ Fogging System สามารถเพิ่ม Power Output ได้ 1.89% Gas Consumption เพิ่มขึ้น 2.16% Heat Rate เพิ่มขึ้น 0.40%

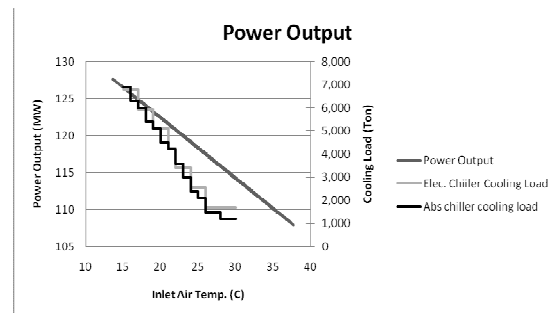
6.2 ผลวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

การควบคุมอุณหภูมิคงที่เริ่มตั้งแต่ 15 - 30 °C ในแต่ละอุณหภูมิที่ทำการลดลงจะใช้ cooling load สูงสุดในการเลือกขนาด chiller ให้ได้ใกล้เคียง cooling load จากการคำนวณ ซึ่ง Electric chiller ใช้ขนาด 850 ตันความเย็น และจะเพิ่มขึ้นทุก 850 ตันความเย็น เมื่อ cooling load สูงสุดเกินจากขนาดของ chiller และ Absorption chiller ขนาด 300 ตันความเย็น และเพิ่มขึ้นในลักษณะเดียวกัน ต้นทุนและราคาในการติดตั้งแสดงในตารางที่ 2

ตารางที่ 2 ต้นทุนของระบบทำความเย็น^[6]

Cooling Systems	Investment
Bath	
Electric Chiller 850RT	37,375,682
Absorption chiller simple effect 300RT	14,938,352
Evaporative Cooling	14,383,324
Fogging System	6,955,176
Deminerlizer Water	1,290,000

จากรูปที่ 17 จะเห็นได้ว่าขนาดของเครื่องทำความเย็น สามารถทำความเย็นต่ำกว่าอุณหภูมิที่ควบคุมในบางช่วง ส่งผลถึงต้นทุนในการติดตั้งเครื่องทำความเย็นจะเพิ่มขึ้น เนื่องจากขนาดเครื่องทำความเย็นเกินจากที่ต้องการ



รูปที่ 17 เปรียบเทียบ Power Output กับอุณหภูมิ
อากาศ และ ภาระทำความเย็น

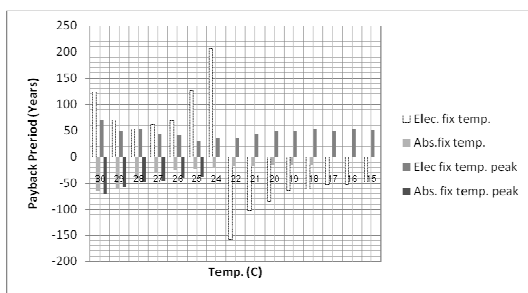
ระบบ Evaporative Cooling และ Fogging System ซึ่งต้องใช้น้ำดีมินในการทำความเย็น เพื่อป้องกันการกัดกร่อนเนื่องจากแร่ธาตุที่อยู่ในน้ำ ทั้ง 2 ระบบนี้จึงต้องติดตั้งเครื่องผลิตน้ำดีมิน และคิดต้นทุนจากราคาเครื่องผลิตน้ำดีมินและค่าใช้จ่ายในการเดินเครื่อง ได้แก่ ค่าสารเคมี และค่าน้ำประปาที่ป้อนให้กับระบบตามอัตราน้ำประปาประเภทรูวิสหาภิหาได้จากสมการ(9)

$$Investment_{E\&F} = SystemCost + OperatingCost \quad (9)$$

เมื่อ $Investment_{E\&F}$ = ต้นทุนรวมของ
Evaporative Cooling และ Fogging System
 $SystemCost$ = ต้นทุนของระบบ
 $OperatingCost$ = ค่าใช้จ่ายในการ
เดินเครื่อง

6.2.1 กรณีควบคุมอุณหภูมิคงที่

เมื่อติดตั้งเครื่องทำความเย็นทั้ง Absorption chiller และ Electric chiller ในการเดินเครื่องทุกกรณี ไม่มีแผนการที่ได้ผลเป็นที่น่าพอใจเนื่องจากต้นทุนมากกว่ารายได้จากการขายไฟฟ้า และในบางกรณีกำไรจากการขายไฟฟ้าน้อยมากจนกระทั่งอัตราคืนทุนมีค่ามากกว่า 30 ปีขึ้นไป



รูปที่ 18 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิ Inlet Air กับ อัตราคืนทุน

6.2.2 กรณีเดินเครื่องทำความเย็นเต็มพิกัด

คล้ายกับกรณีควบคุมอุณหภูมิคงที่คือต้นทุนมากกว่ารายได้จากการขายไฟฟ้าที่ผลิตเพิ่มขึ้นจากการติดตั้งเครื่องทำความเย็น

6.2.2 กรณีติดตั้งระบบทำความเย็น Evaporative Cooling และ Fogging System

ผลการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์พบว่าเมื่อติดตั้ง Evaporative Cooling เดินเครื่องในช่วง peak อัตราคืนทุนต่ำสุด 3.36 ปี ขายไฟฟ้าได้เพิ่มขึ้น 4,369,132.42 บาทต่อปี เพิ่มกำลังการผลิตได้ 10181.85 MWh ต่อปี คิดเป็น 1.66% และเมื่อติดตั้ง Fogging System เดินเครื่องในช่วง peak อัตราคืนทุนต่ำสุด 2.54 ปี ขายไฟฟ้าได้เพิ่มขึ้น 2,923,596.63 บาทต่อปี เพิ่มกำลังการผลิตได้ 10363.05 MWh ต่อปี คิดเป็น 1.89%

10. สรุป

บทความนี้ศึกษาความเป็นไปได้ของการเพิ่มกำลังการผลิตของโรงไฟฟ้าน้ำพอง โดยการลดอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าเครื่องอัดอากาศ โดยเปรียบเทียบผลลัพธ์ระหว่าง Absorption chiller แบบ LiBr-H₂O, Electric chiller, Evaporative Cooling และ Fogging System ในการทำความเย็นอากาศก่อนเข้า compressor ระบบทำความเย็น Absorption

chiller และ Evaporative Cooling สามารถแบ่งแผนการการลดอุณหภูมิเป็น 2 แผนคือ ควบคุมอุณหภูมิคงที่ และการเดินเครื่องทำความเย็นเต็มพิกัด

ผลการวิเคราะห์พบว่า ทั้งในกรณีควบคุมอุณหภูมิคงที่และกรณีเดินเครื่องทำความเย็นเต็มพิกัด ไม่มีกรณีไหนเลยที่เหมาะสมในการลงทุนเนื่องจากต้นทุนในการติดตั้งเครื่องทำความเย็นมีค่ามากกว่าผลกำไรจากการขายไฟฟ้า

เมื่อเดินเครื่องในช่วง peak ระบบ Evaporative Cooling สามารถเพิ่มกำลังการผลิตได้ 10181.85 MWh อัตราคืนทุน 3.36 ปี Fogging System สามารถเพิ่มกำลังการผลิตได้ 10363.05 MWh อัตราคืนทุน 2.54 ปี

เอกสารอ้างอิง

- [1] นายพรเลิศ วนาภัทรพันธุ์, "การเพิ่มสมรรถนะของระบบผลิตไฟฟ้าของโรงจักรพลังงานความร้อนร่วมโดยการลดอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องอัด". พ.ศ. 2546
- [2] Yunus A. Cengel & Michael A. Boles, "Thermodynamics An Engineering Approach 4th edition". 2001.
- [3] B. Dawoud , Y.H. Zurigat , J. Bortmany, "Thermodynamic assessment of power requirements and impact of different gas-turbine inlet air cooling techniques at two different locations in Oman". 2004.
- [4] Alhazmy, MM, & Najjar, YSH, "Augmentation of gas turbine performance using air coolers". 2004.
- [5] Gareta M, Romeo LM & Gil A, "Methodology for the economic evaluation of gas turbine air cooling systems in combined cycle applications". 2004.
- [6] R. Chacartegui , F. Jimenez-Espadafor, D. Sanchez, T. Sanchez, "Analysis of combustion turbine inlet air cooling systems applied to an operating cogeneration power plant". 2007.