

สมรรถนะการทำความเย็นของฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน
ที่มีลักษณะวงจรนำหล่อเย็นต่างกัน

**Cooling Performance of a Hybrid Ground-Source Heat Pump with Different Cooling-Water
Loop Configurations**

ธีรพรพรชัย ศรีอ่อน (Theeraphat Sri-on)* ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข (Dr.Atit Koonsrisuk)**

บทคัดย่อ

การทำความร้อนโดยใช้ฮีตปั๊มถ่ายเทความร้อนจากอาคารสู่พื้นดินและมีหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนเสริม (hybrid ground-source heat pump, HGSH) เป็นเทคโนโลยีทางเลือกที่น่าสนใจเพื่อใช้แทนที่ระบบปรับอากาศแบบอัดไอ (vapor-compression air-conditioning system) เนื่องจากเมื่อเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของ HGSH สูงกว่า ค่าใช้จ่ายตลอดอายุ (life cycle cost) ต่ำกว่า แต่งบลงทุนสูงกว่า เพื่อเพิ่มความเป็นไปได้ให้มีการใช้งานเทคโนโลยี HGSH อย่างกว้างขวางการจัดวางตำแหน่งอุปกรณ์ให้เหมาะสมเป็นเรื่องที่ต้องพิจารณา ในการศึกษาครั้งนี้จึงได้พิจารณาการจัดวางอุปกรณ์ 2 รูปแบบ เรียกว่า Config A และ Config B โดย Config A นั้นเมื่อน้ำหล่อเย็นออกมาจากฮีตปั๊มจะผ่านหอทำความเย็นแล้วจึงผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินส่วนใน Config B เมื่อน้ำหล่อเย็นออกมาจากฮีตปั๊มจะผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินแล้วจึงผ่านหอทำความเย็นแล้วทดสอบระบบโดยสร้างแบบจำลองเชิงตัวเลขของระบบปรับอากาศของร้านสะดวกซื้อโดยใช้โปรแกรม TRNSYS โดยคำนวณทุก 1 ชั่วโมง เป็นเวลาต่อเนื่อง 20 ปี พบว่า ค่า COP และอัตราการใช้ไฟฟ้าของ Config A ดีกว่า ค่าอุณหภูมิใต้ดินที่เพิ่มขึ้นของ Config A ต่ำกว่า และเวลาทำงานรวมของหอทำความเย็นของ Config A มีค่าน้อยกว่าของ Config B ค่าไฟฟ้ารายปีเฉลี่ย Config A น้อยกว่าของ Config B เท่ากับ 925 บาท

ABSTRACT

The hybrid ground-source heat pump (HGSH) has been proved to be a promising alternative to the conventional vapor-compression air-conditioning technology. The COP of HGSH is generally higher than that of the conventional one, while its life cycle cost is considerably lower. However, the first cost of HGSH is relatively expensive. To make the technology economically competitive, an energy-efficient configuration of the system components must be seek. Two configurations of cooling-water loop are investigated in this study. A cooling water from a heat pump flows through a cooling tower and then a ground heat exchanger in the first configuration (Config A), whereas the cooling water flows through the ground heat exchanger and then the cooling tower in Config B. In this study, the space cooling of a typical convenience store is modelled using TRNSYS program. The simulation period is 20 years with 1-hour time step. It was revealed that the COP and energy consumption of

* นักศึกษา หลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

** ผู้ช่วยศาสตราจารย์ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

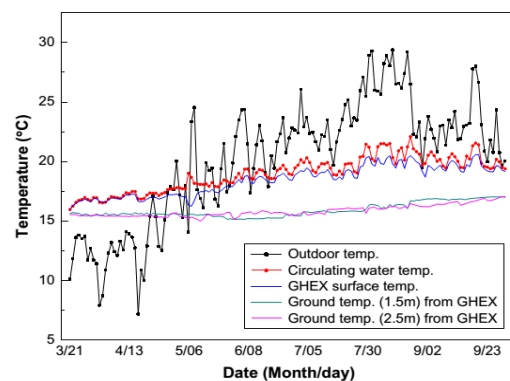
Config A are better than those of Config B. In addition, the increase of ground temperature over time for Config A is lower than that of Config B. Furthermore, the operation time of the cooling tower for Config A is comparatively lower than that of Config B. It was also found that the average annual electricity cost of Config A is 925 Baht lower than that of Config B.

คำสำคัญ: ฮีตปั๊มที่ใช้ดินและหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน ฮีตปั๊ม ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ โปรแกรม TRNSYS

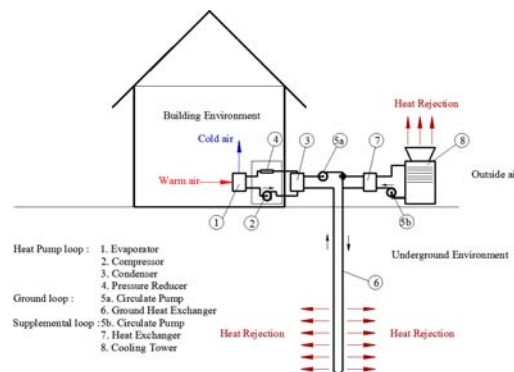
Key Words: Hybrid ground-source heat pump, Heat pump, C.O.P., TRNSYS

บทนำ

เทคโนโลยีการทำความเย็นด้วยการถ่ายเทความร้อนจากอาคารสู่พื้นดินโดยใช้ฮีตปั๊ม (Ground-Source Heat Pump, GSHP) เป็นเทคโนโลยีที่อาศัยหลักการว่า อุณหภูมิของดินจะต่ำกว่าอุณหภูมิของอากาศในช่วงฤดูร้อน และสูงกว่าในช่วงฤดูหนาว (Austin, 1988) จึงเป็นผลให้ฮีตปั๊มมีสมรรถนะที่สูงกว่าและสามารถลดปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าลงได้เมื่อเปรียบเทียบกับเทคโนโลยีการทำความเย็นด้วยการใช้เครื่องปรับอากาศทั่วไป (Vapor-compression air conditioners) ซึ่งในบทความนี้จะเรียกว่า Air-Source Heat Pump (ASHP) (De Swardt, Meyer, 2001; Hwang et al., 2009) แต่ในการใช้งานระบบ GSHP เพื่อทำความเย็นตลอดปีนั้นจะส่งผลให้อุณหภูมิของดินที่เป็นแหล่งรับความร้อนมีค่าสูงขึ้นดังตัวอย่างในรูปที่ 1 ซึ่งในระยะยาวจะส่งผลให้ระบบมีความสามารถที่ต่ำลงหรืออาจมีค่าใช้จ่ายสำหรับการใช้งานเพิ่มสูงขึ้น (Sarbu, Sebarchievici, 2014) จากข้อจำกัดดังกล่าวจึงมีผู้เสนอการใช้งานระบบ GSHP ควบคู่กับอุปกรณ์เสริม เพื่อทำหน้าที่เป็นแหล่งช่วยระบายความร้อนออกจากระบบและอาจใช้เป็นอุปกรณ์สำหรับการหล่อเย็นพื้นดินในยามที่ฮีตปั๊มหยุดทำงาน ระบบดังกล่าวเรียกว่า ฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน (Hybrid Ground-Source Heat Pump, HGSHP) ซึ่งมีลักษณะดังแสดงในรูปที่ 2 จะเห็นได้ว่ามีลักษณะที่คล้ายคลึงกับระบบ



รูปที่ 1 ตัวอย่างอุณหภูมิใต้ดินของการใช้งานระบบ GSHP (Hwang et al., 2009)



รูปที่ 2 ลักษณะทั่วไปของระบบ HGSHP

ASHP แตกต่างเพียงมีวงจรของน้ำหล่อเย็นเพิ่มเข้ามา 2 วงจรได้แก่ วงจรใต้ดิน (Ground Loop) และ วงจรหอทำความเย็น (Cooling Tower Loop) ระบบ HGSHP ที่ออกแบบให้มีเหมาะสมในด้านของขนาดอุปกรณ์และกลยุทธ์ควบคุมการทำงาน (Control Strategy) ต่อสภาวะแวดล้อม ณ ที่ตั้งของระบบ จะสามารถลดปริมาณการใช้พลังงานลงได้ร้อยละ 40

เมื่อเปรียบเทียบกับระบบ GSHP (Hackel, Pertzborn, 2011)

กลยุทธ์ควบคุมการทำงานเป็นหนึ่งในปัจจัยสำคัญต่อการใช้งานระบบ HGSHP ให้มีประสิทธิภาพสูงสุด จากการศึกษาพบว่ากลยุทธ์ควบคุมการทำงานที่กำหนดให้หอทำความเย็นทำงานเมื่อค่าความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางออกฮีตปั๊ม (Exiting Fluid Temperature, ExFT) กับอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ มีค่าเกินกว่าที่กำหนดและหยุดทำงานเมื่อต่ำกว่าค่าที่กำหนดเป็นกลยุทธ์ที่ให้ประสิทธิภาพในการประหยัดพลังงานสูงที่สุด (Yavuzturk, Spitler, 2000; Ramamoorthy et al., 2001)

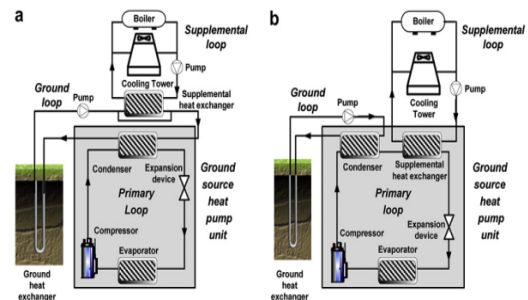
รูปแบบวงจรของน้ำหล่อเย็นเป็นอีกปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อประสิทธิภาพการทำงานของระบบ HGSHP เช่นกัน โดยทั่วไปแบ่งออกเป็น 2 รูปแบบ ได้แก่ รูปแบบวงจรรุ่นกรรมและรูปแบบวงจรขนาน ซึ่งมีลักษณะดังในรูปที่ 3 a. และ b. ตามลำดับ ผลการศึกษาพบว่าค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP) ของทั้ง 2 รูปแบบมีค่าสูงกว่า COP ระบบ GSHP ที่ร้อยละ 16 และ 8 ตามลำดับ (Park et al., 2013) จากข้อมูลดังกล่าว จึงเห็นได้ว่ารูปแบบวงจรรุ่นกรรมมีความเหมาะสมสำหรับการใช้งานมากกว่ารูปแบบวงจรขนาน อย่างไรก็ตาม ยังไม่พบรายงานผลการศึกษาที่เกี่ยวข้องกับตำแหน่งของการวางอุปกรณ์ในวงจรน้ำหล่อเย็นที่มีผลต่อสมรรถนะการทำงานของระบบ HGSHP ซึ่งตำแหน่งการวางอุปกรณ์ในวงจรน้ำหล่อเย็นนั้นเป็นการจัดลำดับการไหลผ่านแหล่งรับความร้อนของน้ำหล่อเย็น ที่อาจส่งผลกระทบต่อเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิใต้ดินที่เป็นแหล่งรับความร้อน ปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ ค่า COP ของระบบ อุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นก่อนเข้าฮีตปั๊ม (Entering Fluid Temperature, EFT) และระยะเวลาการทำงานของระบบ

การศึกษานี้จึงทำการประเมินสมรรถนะของระบบ HGSHP ที่มีรูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็นแบบอนุกรม โดยการวางตำแหน่งของอุปกรณ์ในวงจรที่

แตกต่างกัน 2 ลักษณะที่ได้อธิบายเพิ่มเติมในหัวข้อ วงจรน้ำหล่อเย็น

วัตถุประสงค์การศึกษา

เพื่อประเมินและเปรียบเทียบสมรรถนะของระบบ HGSHP ที่ใช้วงจรน้ำหล่อเย็นแบบอนุกรม โดยมีตำแหน่งการวางอุปกรณ์ในวงจรแตกต่างกัน



รูปที่ 3 a. วงจรน้ำหล่อเย็นแบบอนุกรม
b. วงจรน้ำหล่อเย็นแบบขนาน
(Park et al., 2013)

วิธีการศึกษา

การศึกษานี้เลือกอาคารร้านสะดวกซื้อเป็นตัวแทนการศึกษา โดยกำหนดให้อาคารตั้งอยู่ในเขตกรุงเทพมหานคร มีพื้นที่ภายในอาคาร 150 ตารางเมตร และมีระบบ HGSHP เป็นระบบทำความเย็นให้อาคาร โดยใช้ข้อกำหนดในการออกแบบตามมาตรฐาน ว.ส.ท 3003-50 (วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทย ในพระบรมราชูปถัมภ์ [ว.ส.ท.], 2551) และ ว.ส.ท. 3010-45 (ว.ส.ท., 2545) ผ่านวิธีการจำลองทางคอมพิวเตอร์ด้วยโปรแกรม TRNSYS 17.2 (Solar Energy Laboratory, 2014) เพื่อเป็นเครื่องมือสำหรับการศึกษา

ภาระการทำความเย็น

การประเมินภาระการทำความเย็นของอาคารจะใช้โปรแกรม TRNSYS 17.2 เป็นเครื่องมือในการประเมิน โดยมีข้อกำหนดดังนี้

1. อาคารแบ่งออกเป็น 2 โซนความร้อน คือ บริเวณใต้หลังคาและบริเวณจำหน่ายสินค้า

2. จำนวนผู้คนที่ต่อหน่วยพื้นที่ กำหนดให้ 100 ตารางเมตร มีผู้คนที่จำนวน 30 คน และอัตราการความต้องการอากาศภายนอกมีค่า 1.5 ลิตร/วินาที-ตารางเมตร (ว.ศ.ท., 2545)

3. มีการใช้งานอาคารตลอด 24 ชั่วโมงต่อวันและแหล่งกำเนิดความร้อน พร้อมค่าความร้อนเป็นดังข้อมูลในตารางที่ 1

จากข้อกำหนดข้างต้นและการประเมินภาระการทำความเย็นจะพบว่าภาระการทำความเย็นแต่ละชั่วโมงใน 1 รอบปี มีค่าแตกต่างกันดังแสดงในรูปที่ 4 โดยที่ภาระทำความเย็นสูงสุดมีค่าเท่ากับ 13 กิโลวัตต์ ที่ชั่วโมงที่ 3,354 ของปี ซึ่งตรงกับวันที่ 20 พฤษภาคม เวลา 14.00 น. ถึง 15.00 น.

จากข้อมูลภาระการทำความเย็นพบว่า อาคารต้องการความเย็นตลอดปี ซึ่งทำให้ระบบ HGSHP ต้องทิ้งความร้อนสู่พื้นดินตลอดเวลาใช้งาน เพื่อเป็นการลดปริมาณความร้อนสะสมในดินที่เป็นสาเหตุทำให้สมรรถนะของระบบลดลงในระยะยาว การศึกษานี้จึงเลือกใช้กลยุทธ์ควบคุมการทำงานของหอทำความเย็น โดยกำหนด ให้หอทำความเย็นทำงานเมื่อค่าความแตกต่างระหว่าง ExFT และอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ มีค่าสูงกว่า 2°C และหยุดทำงานเมื่อต่ำกว่า 1.5°C (Yavuzturk, Spitler, 2000)

วงจรรน้ำหล่อเย็น

วงจรรน้ำหล่อเย็นเป็นชุดอุปกรณ์ที่ใช้สำหรับการระบายความร้อนออกจากฮีตปั๊มไปยังแหล่งทิ้งความร้อน ภายในวงจรมีอุปกรณ์ 4 ส่วนหลัก ได้แก่ 1. เครื่องควบแน่นของฮีตปั๊ม (Condenser) 2. ปั๊มขับน้ำหล่อเย็น (Circulation Pump) 3. หอทำความเย็น (Cooling Tower) ซึ่งเป็นอุปกรณ์เสริมสำหรับระบายความร้อน และ 4. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน (Ground Heat Exchanger, GHE) จากส่วนประกอบของวงจรมองเห็นได้ว่า เมื่อมีการสลับลำดับการไหล

ผ่านอุปกรณ์ของน้ำหล่อเย็นก็อาจส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของระบบ ซึ่งเป็นวัตถุประสงค์หลักสำหรับการศึกษานี้ โดยที่กำหนดให้ลำดับการไหลผ่านอุปกรณ์ของน้ำหล่อเย็นแบ่งออกเป็น 2 รูปแบบดังนี้

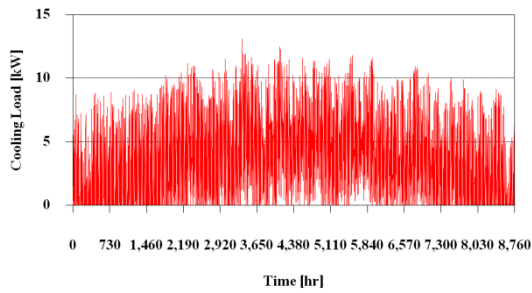
Configuration A (Config A): กำหนดให้น้ำหล่อเย็นเคลื่อนที่ออกจากเครื่องควบแน่นของฮีตปั๊มผ่านปั๊มแล้วเข้าสู่หอทำความเย็น จากนั้นเคลื่อนที่ไปยัง GHE และกลับเข้าสู่เครื่องควบแน่นอีกครั้ง มีลักษณะวงจรมองดังในรูปที่ 5

Configuration B (Config B): กำหนดให้น้ำหล่อเย็นเคลื่อนที่ออกจากเครื่องควบแน่นของฮีตปั๊มผ่าน GHE เข้าสู่หอทำความเย็น จากนั้นไหลผ่านปั๊มและกลับเข้าสู่เครื่องควบแน่นอีกครั้ง มีลักษณะวงจรมองดังในรูปที่ 6

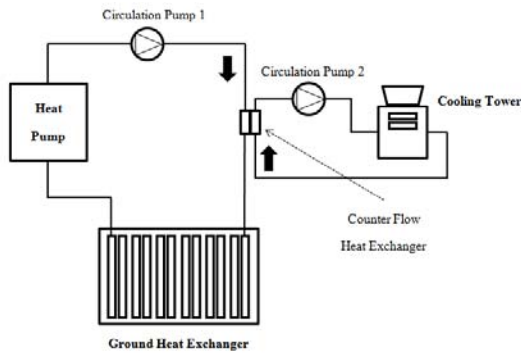
ตารางที่ 1 ค่าความร้อนของแหล่งกำเนิดความร้อน

(American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineer [ASHRAE], 2009)

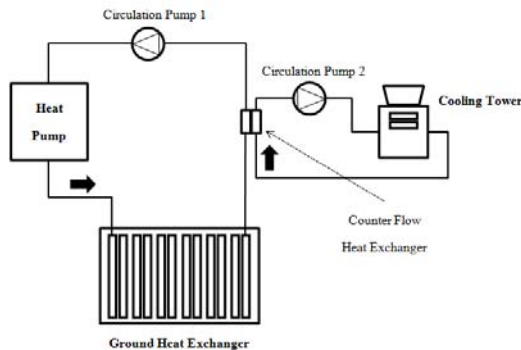
แหล่งความร้อน	Heat Gain [W]	Radiative Heat Gain [W]	Convective Heat Gain [W]
ผู้คนที่ [ต่อคน]	130	78	52
แสงสว่าง [ต่อ ตร.ม.]	18	11.7	6.3
คอมพิวเตอร์	77	0	77
กาต้มน้ำ	450	2.52	6.48
เครื่องทำน้ำแข็ง-เกล็ดหิมะ	600	110.7	135.3
ตู้น้ำอัดลม	200	36.9	45.1
เครื่องทำน้ำแข็ง	750	138.38	169.13
ตู้แช่ไอศกรีม	190	35.1	42.85
เครื่องนั่ง-ชาลาเปา	1,495	125.58	83.72
เครื่องอุ่นขนม	650	19.305	52.195
เครื่องอุ่นไส้-กรอก	1,100	296.78	484.22



รูปที่ 4 ภาระการทำความเย็นที่อาคารต้องการราย ชั่วโมง



รูปที่ 5 ลักษณะวงจรน้ำหล่อเย็น Configuration A



รูปที่ 6 ลักษณะวงจรน้ำหล่อเย็น Configuration B

ขนาดของอุปกรณ์ระบายความร้อน

ขนาดของอุปกรณ์ในวงจรน้ำหล่อเย็นเป็นอีกหนึ่งปัจจัยสำคัญที่มีอิทธิพลต่อประสิทธิภาพและสมรรถนะของระบบ HGSHp ในการประเมินขนาดของ GHE และ หอทำความเย็นนั้นจะพิจารณาโดยให้ทั้งสองอุปกรณ์สามารถระบายความร้อนออกจากระบบได้ในปริมาณที่ทำให้ EFT ไม่สูงเกินค่าที่กำหนดจากผู้ผลิต ซึ่งฮีดปั๊มที่ใช้ในการศึกษานี้เป็นฮีดปั๊มขนาด 13 กิโลวัตต์ ทำงานในช่วงอุณหภูมิของน้ำหล่อ

เย็นไม่เกิน 49°C ขนาดของ GHE ใช้การประเมินแบบการจำลองซ้ำ (approaches iteration) เพื่อให้ได้ความยาวของ GHE ที่สามารถระบายความร้อนออกจนทำให้อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ไม่เกินค่าที่กำหนดในระยะเวลา 20 ปี (Yavuzturk, Spitler, 1999) เช่นเดียวกันกับการประเมินขนาดของหอทำความเย็น ซึ่งขนาดของอุปกรณ์ที่ได้จากการประเมินมีดังนี้

1. GHE ยาวรวม 300 เมตร แบ่งออกเป็น 4 หลุม ระบายความร้อน แต่ละหลุมลึก 75 เมตร โดยใช้ท่อ HDPE ขนาด nominal diameter 0.75 นิ้ว เป็นช่องทางไหลของน้ำหล่อเย็นใต้ดิน
2. หอทำความเย็น ขนาดความสามารถในการระบายความร้อน 17.6 กิโลวัตต์ ที่อัตราการไหลของน้ำ 0.63 ลิตร/วินาที และอัตราการไหลอากาศ 4.72 ลิตร/วินาที
3. บั๊มขับน้ำหล่อเย็น ที่อัตราการไหล 0.63 ลิตร/วินาที

การจำลองระบบ HGSHp

เนื่องจากข้อมูลผลการทดลองระบบ HGSHp ที่ครบถ้วนไม่สามารถหาได้ ใดๆก็ตามการจำลองการทำงานของระบบ HGSHp ส่วนใหญ่นิยมใช้โปรแกรม TRNSYS (Hackel, Pertzborn, 2011; Yavuzturk, Spitler, 2000; Ramamoorthy et al., 2001; Yavuzturk, Spitler, 1999) การศึกษานี้จึงใช้โมเดลสำเร็จรูปที่มีอยู่ในโปรแกรม TRNSYS 17.2 โดยจะไม่จำลองอาคารในแบบจำลองระบบ แต่จะใช้ข้อมูลภาระการทำความเย็นที่อาคารต้องการซึ่งนำเสนอไว้ข้างต้นป้อนเข้าสู่แบบจำลองระบบ HGSHp ร่วมกับอุณหภูมิของอากาศภายในตัวอาคารและอัตราการไหลของอากาศ และทำการคำนวณทุกๆ 1 ชั่วโมง ต่อเนื่องเป็นเวลา 20 ปี เพื่อประเมินพฤติกรรมของอุณหภูมิใต้ดินความสามารถในการทำความเย็น EFT และพลังงานที่ระบบใช้ไปในการทำงาน

ผลการศึกษา

ตารางที่ 2 ข้อมูลการใช้พลังงานของอุปกรณ์ในระบบ HGSHP

อุปกรณ์	รูปแบบวงจรการไหลของน้ำหล่อเย็น					
	Configuration A			Configuration B		
	ปีที่ 1	ปีที่ 20	เฉลี่ยตลอด 20 ปี	ปีที่ 1	ปีที่ 20	เฉลี่ยตลอด 20 ปี
ฮีตปั๊ม (kWh)	7,158.40	7,660.88	7,561.57	7,330.65	7,699.54	7,638.74
หอทำความเย็น (kWh)	302.80	487.52	430.81	321.92	553.04	488.90
ปั๊มหมายเลข 1 (kWh)	2,508.43	2,508.43	2,508.43	2,508.43	2,508.43	2,508.43
ปั๊มหมายเลข 2 (kWh)	1,087.27	1,747.31	1,544.80	1,161.44	1,980.40	1,753.79

ตารางที่ 3 ผลต่างค่าไฟฟ้าที่ระบบใช้ในแต่ละปี

	ปีที่									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ผลต่างค่าไฟฟ้า ^{1,2} (บาท/ปี)	713.75	933.62	904.97	1,012.07	914.71	860.17	961.17	941.15	915.2	901.64
	ปีที่									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
ผลต่างค่าไฟฟ้า ^{1,2} (บาท/ปี)	1,061.66	978.74	938.95	872.94	875.21	913.03	915.26	1,030.76	955.64	906.58
ผลต่างค่าไฟฟ้าเฉลี่ยตลอดอายุใช้งาน (บาท)					925.36					
ผลต่างค่าไฟฟ้ารวมตลอดอายุใช้งาน 20 ปี (บาท)					18,507.22					

¹ พิจารณาที่ ค่าไฟฟ้าหน่วยละ 2.688 บาท ค่าบริการรายเดือน 312.24 บาท/เดือน (การไฟฟ้าส่วนภูมิภาค [กฟภ.], 2555)

² ผลต่างค่าไฟฟ้า = ค่าไฟฟ้าของ Config B - ค่าไฟฟ้าของ Config A

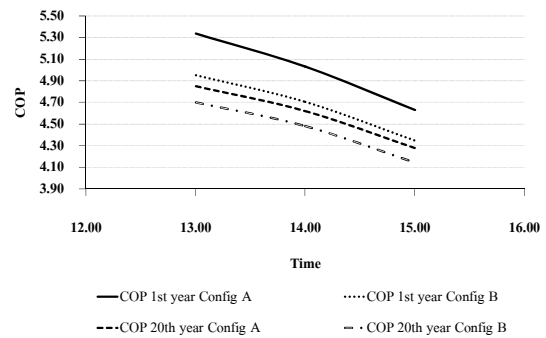
ตารางที่ 2 นำเสนอข้อมูลการใช้พลังงานของอุปกรณ์ในระบบ HGSHP ณ ปีที่ 1 และปีที่ 20 ของการใช้งาน พร้อมทั้งค่าเฉลี่ยตลอด 20 ปี ข้อมูลดังกล่าวชี้ให้เห็นว่า ในปีที่ 20 ฮีตปั๊มมีการใช้พลังงานเพิ่มขึ้นจากปีที่ 1 โดยใน Config A ฮีตปั๊มใช้พลังงาน

เพิ่มขึ้นร้อยละ 7 ของพลังงานที่ใช้ในปีที่ 1 และ Config B ฮีตปั๊มใช้พลังงานเพิ่มขึ้นร้อยละ 5 ของพลังงานที่ใช้ในปีที่ 1 จึงกล่าวได้ว่าฮีตปั๊มใน Config A มีอัตราการเพิ่มขึ้นของพลังงานที่ใช้สูงกว่าฮีตปั๊ม Config B แต่หากพิจารณาพลังงานเฉลี่ยในแต่ละปีจะ

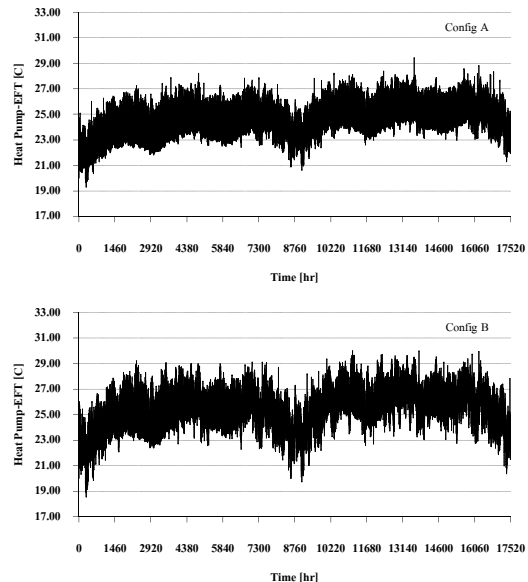
พบว่าฮีตปั๊มใน Config A มีปริมาณการใช้พลังงานที่ใช้ต่ำกว่าฮีตปั๊มใน Config B นอกจากนี้ข้อมูลในตารางที่ 2 ยังชี้ให้เห็นว่า ณ ปีที่ 20 หอทำความเย็นมีปริมาณการใช้พลังงานที่เพิ่มขึ้นจากปีที่ 1 อย่างเห็นได้ชัด โดยใน Config A หอทำความเย็นมีการใช้พลังงานเพิ่มขึ้นร้อยละ 60.99 ของพลังงานที่ใช้ในปีที่ 1 และ Config B เพิ่มขึ้นร้อยละ 71.77 ของพลังงานที่ใช้ในปีที่ 1 จากข้อมูลดังกล่าวจึงเห็นได้ว่า หอทำความเย็นใน Config A มีอัตราการเพิ่มขึ้นของพลังงานที่ใช้ตลอด 20 ปี สูงกว่า Config B แต่หากพิจารณาพลังงานเฉลี่ยจะพบว่าหอทำความเย็นใน Config A มีการใช้พลังงานในแต่ละปีต่ำกว่าหอทำความเย็นใน Config B ข้อมูลในตารางที่ 2 ชี้ให้เห็นอีกว่า บั๊มหมายเลข 1 มีพฤติกรรมการทำงานในลักษณะเดิมทุกรอบปี ดังเห็นได้จากค่าพลังงานที่ใช้มีค่าคงที่ตลอด 20 ปี ซึ่งเป็นผลมาจากการใช้กลยุทธ์ควบคุมการทำงานที่กำหนดให้บั๊มหมายเลข 1 ทำงานตลอดเวลา และในส่วนของบั๊มหมายเลข 2 มีพฤติกรรมการใช้พลังงานที่เพิ่มขึ้นในปีที่ 20 เช่นเดียวกับ ฮีตปั๊มและ หอทำความเย็น เป็นผลจากกลยุทธ์ควบคุมการทำงานที่กำหนดให้บั๊มหมายเลข 2 เริ่มทำงานและหยุดทำงานพร้อมกับหอทำความเย็น จากปริมาณการใช้พลังงานของแต่ละอุปกรณ์ในระบบสามารถพิจารณาเป็นค่าไฟฟ้าที่ระบบใช้ได้ดังข้อมูลในตารางที่ 3 ซึ่งพบว่า Config A จะมีค่าไฟฟ้าที่ต่ำกว่า Config B ตลอดอายุการใช้งาน หากมีการเลือกใช้งาน วงจรน้ำหล่อเย็นที่มีลักษณะตาม Config A ทำให้สามารถลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้าตลอดอายุการใช้งาน 20 ปี ลงได้ 18,507.22 บาทต่อ 1 ร้านสะดวกซื้อที่มีขนาดพื้นที่ภายในร้านประมาณ 150 ตร.ม.

ในระยะยาวระบบ HGSHP จะมีค่า COP ลดลงดังแสดงในรูปที่ 7 เมื่อพิจารณาข้อมูลดังกล่าวจะพบว่าระบบ HGSHP ที่ใช้วงจรน้ำหล่อเย็นแบบ Config A จะมีประสิทธิภาพลดลงร้อยละ 9.01 เมื่อใช้งานผ่านไปเป็นระยะเวลา 20 ปี และระบบ HGSHP ที่ใช้วงจรน้ำหล่อเย็นแบบ Config B จะมีประสิทธิภาพ

ลดลงร้อยละ 5.05 เมื่อใช้งานระบบผ่านไป 20 ปี นั้นแสดงให้เห็นระบบ HGSHP ที่ใช้วงจรน้ำหล่อเย็นแบบ Config A มีปริมาณการลดลงของประสิทธิภาพสูงกว่าระบบที่ใช้ Config B อย่างไรก็ตามหากพิจารณาแยกเป็นรายปีจะพบว่า ประสิทธิภาพของระบบ HGSHP ที่ใช้วงจรน้ำหล่อเย็นแบบ Config A มีประสิทธิภาพที่สูงกว่าระบบที่ใช้ Config B ดังเห็นได้จากค่า COP ของ Config A มีค่าสูงกว่า Config B ร้อยละ 7.68 ในปีที่ 1 และร้อยละ 3.19 ในปีที่ 20



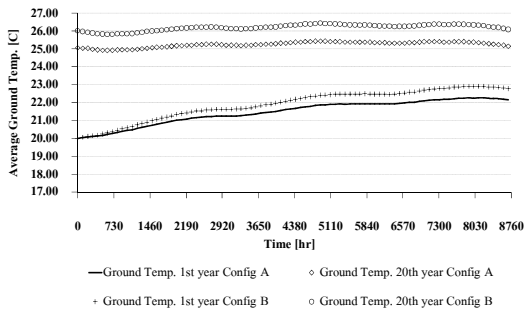
รูปที่ 7 ค่า COP ของระบบ HGSHP ในวันที่ 20 พฤษภาคม ของปีที่ 1 และปีที่ 20



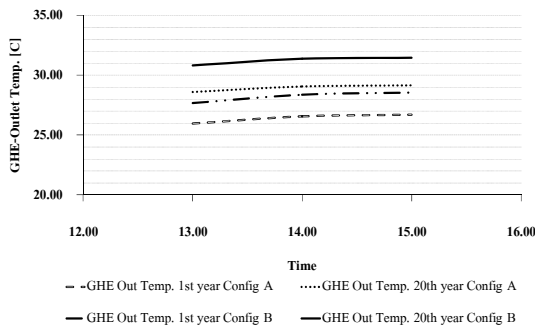
รูปที่ 8 ค่า Heat Pump-EFT ในปีที่ 1 และปีที่ 2

ปัจจัยสำคัญยิ่งที่มีอิทธิพลต่อการลดลงของ COP คือการเพิ่มขึ้นของ EFT เมื่อมีการใช้งานระบบ

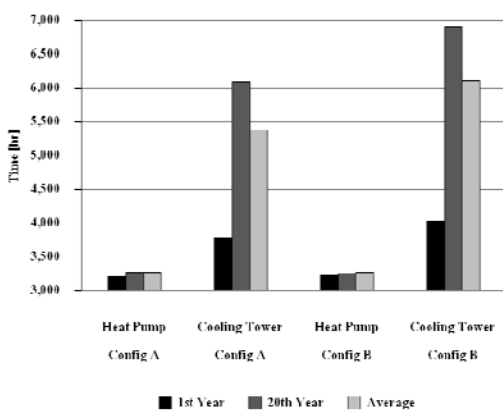
ในระยะยาว โดยค่า EFT ต่ำสุดมีค่าเท่ากับ 19.30°C สูงสุดมีค่า 31.9°C สำหรับ Config A และค่า EFT ต่ำสุดเท่ากับ 18.55°C สูงสุดเท่ากับ 32.67°C สำหรับ Config B ซึ่งค่า EFT ต่ำสุดพบในปีแรกและค่า EFT สูงสุดพบในปีที่ 20 รูปที่ 8 แสดงค่า EFT ของปีที่ 1



รูปที่ 9 อุณหภูมิใต้ดินเฉลี่ยบริเวณแหล่งทิ้งความร้อน



รูปที่ 10 อุณหภูมิที่ตำแหน่งทางออก GHE ในวันที่ 20 พฤษภาคม ของปีที่ 1 และปีที่ 20



รูปที่ 11 ระยะเวลาการทำงานของอุปกรณ์

และ 2 เห็นได้ว่า EFT มีค่าเพิ่มขึ้นในปีที่ 2 ซึ่งเป็นผลเนื่องมาจากการสะสมความร้อนของดินในบริเวณที่เป็นแหล่งรับความร้อนที่ระบายออกจากระบบตลอดเวลาการทำงาน แม้บางช่วงหอทำความเย็นจะทำหน้าที่ในการหล่อเย็นดินตามกลยุทธ์ควบคุมการทำงานที่กำหนดไว้ อย่างไรก็ตามหอทำความเย็นมีความสามารถในการหล่อเย็นดินที่ค่อนข้างต่ำเมื่อเปรียบเทียบกับปริมาณความร้อนที่ดินได้รับจากระบบ จึงเป็นผลให้อุณหภูมิใต้ดินมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อใช้งานระบบในระยะยาวดังแสดงในรูปที่ 9 หากพิจารณาการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิใต้ดิน Config A จะพบว่าอุณหภูมิใต้ดินในปีที่ 1 มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างเห็นได้ชัด เมื่อสิ้นสุดการใช้งานในปีแรกอุณหภูมิใต้ดินจะมีค่าเท่ากับ 22.1°C เช่นเดียวกันกับการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิใต้ดินของ Config B ที่สิ้นสุดปีที่ 1 จะมีค่าเท่ากับ 22.8°C นอกจากนี้ยังชี้ให้เห็นว่า Config B มีอัตราการเพิ่มของอุณหภูมิใต้ดินสูงกว่า Config A เป็นผลมาจากลำดับการไหลผ่านแหล่งรับความร้อนของน้ำหล่อเย็นโดยที่รูปแบบ Config B นั้น ดินจะได้รับความร้อนจากน้ำหล่อเย็นที่ออกจากฮีตปั๊มและไหลเข้า GHE ทันที ซึ่งน้ำหล่อเย็นจะมีอุณหภูมิสูงกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับ Config A ที่น้ำหล่อเย็นจะผ่านการระบายความร้อน หอทำความเย็นก่อน จึงจะไหลเข้า GHE สาเหตุดังกล่าวจึงส่งผลให้ค่าอุณหภูมิใต้ดินในปีที่ 20 ของ Config B มีค่าสูงกว่า Config A รูปที่ 10 แสดงข้อมูลอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็น ณ ทางออก GHE ซึ่งได้รับผลกระทบจากการสะสมความร้อนในพื้นที่ดินและรูปแบบลำดับการไหลผ่านแหล่งรับความร้อนของน้ำหล่อเย็น ทำให้อุณหภูมิของน้ำหล่อเย็น ณ เวลาเดียวกันในรอบปี ที่ตำแหน่งทางออก GHE ใน Config B สูงกว่า Config A ซึ่งค่าอุณหภูมิดังกล่าวเป็นอีกหนึ่งปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของระบบ

เมื่อพิจารณาปัจจัยที่นำเสนอไว้ข้างต้นซึ่งได้แก่ การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิใต้ดิน การเพิ่มขึ้นของค่า EFT และการลดลงของค่า COP ซึ่งปัจจัยเหล่านี้

ต่างมีอิทธิพลต่อกัน นอกจากนั้นยังส่งผลกระทบต่อปริมาณการใช้พลังงานของระบบดังที่ได้นำเสนอไว้ข้างต้นและระยะเวลาการทำงานของระบบ ดังแสดงในรูปที่ 11 ที่ชี้ให้เห็นว่าอุปกรณ์ที่ได้รับผลกระทบสูงสุดคือหอทำความเย็น ซึ่งเป็นผลจากการเพิ่มขึ้นของ EFT ที่ส่งผลกระทบต่อ ExFT ให้มีค่าสูงขึ้น หอทำความเย็นจึงมีเวลาทำงานเพิ่มขึ้นตามข้อกำหนดของกลยุทธ์ควบคุมการทำงาน

สรุปผลการศึกษา

การศึกษานี้มีวัตถุประสงค์เพื่อประเมินและเปรียบเทียบสมรรถนะของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็นแบบอนุกรม โดยมีตำแหน่งการวางอุปกรณ์ในวงจรแตกต่างกันตาม Config A และ Config B จากการศึกษาพบว่าปัจจัยที่มีผลต่อการเปลี่ยนสมรรถนะของระบบ HGSHP ได้แก่ อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็น ณ ทางเข้าฮีตปั๊ม และอุณหภูมิใต้ดิน ณ บริเวณแหล่งทิ้งความร้อน ผลการศึกษายังชี้ให้เห็นอีกว่าการใช้งานระบบ HGSHP เพื่อทำความเย็นให้อาคาร โดยมีวงจรน้ำหล่อเย็นแบบ Config A จะมีสมรรถนะและประสิทธิภาพสูงกว่าการใช้งานวงจรน้ำหล่อเย็นแบบ Config B โดย Config A มีสมรรถนะสูงกว่าร้อยละ 3.19 และใช้พลังงานต่ำกว่าร้อยละ 2.76 นอกจากนี้พบว่าหากเลือกใช้ Config A จะสามารถลดค่าไฟฟ้าเฉลี่ยได้ปีละ 925 บาท อย่างไรก็ตามการใช้งานระบบ HGSHP ควรคำนึงถึงกลยุทธ์ควบคุมการทำงานที่เหมาะสมกับลักษณะการใช้งานและสภาพแวดล้อม ณ ที่ตั้ง เพื่อเป็นการเพิ่มสมรรถนะและประสิทธิภาพของระบบในระยะยาว

เอกสารอ้างอิง

การไฟฟ้าส่วนภูมิภาค. อัตราค่าไฟฟ้า [ออนไลน์] 2555 [อ้างเมื่อ 19 กุมภาพันธ์ 2558]. จาก <https://www.pea.co.th/Documents/Rate2012.pdf>

วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทย ในพระบรมราชูปถัมภ์. มาตรฐานการระบายอากาศเพื่อคุณภาพอากาศภายในอาคารที่ยอมรับได้. พิมพ์ครั้งที่ 2. กรุงเทพมหานคร: ว.ส.ท.; 2545.

วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทย ในพระบรมราชูปถัมภ์. มาตรฐานระบบปรับอากาศและระบายอากาศ. พิมพ์ครั้งที่ 1. กรุงเทพมหานคร: ว.ส.ท.; 2551.

Austin, WA. Development of an In Situ System for Measuring Ground Thermal Properties [Master Thesis in Mechanical Engineering]. Stillwater, Oklahoma: Oklahoma State University; 1988.

American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineer. 2009 ASHRAE HANDBOOK. Atlanta, GA.: ASHRAE; 2009.

De Swardt, CA. Meyer JP. A performance comparison between an air-source and a ground-source reversible heat pump. International Journal of Energy Research 2001; 10(25): 899-910.

Hwang, Y., Lee, JK., Jeong, YM. Kyung-Min Koo KM. Lee DH. Kim IK. Jin SW. Kim SH. Cooling performance of a vertical ground-coupled heat pump system install in a school building. Renewable Energy 2009; 34(3): 578-582.

Hackel, S., Pertzborn, A. Effective design and operation of hybrid ground-source heat pump: Three case studies. Energy and Buildings 2011; 43: 3,497-3,504.

Park, H., Lee, JS., Kim, W., Kim, Y. The cooling seasonal performance factor of a hybrid ground-source heat pump with parallel and serial configurations. Applied Energy 2013; 102: 877-884.

- Ramamoorthy, M., Chaiasson, AD., Jin, H., Spitler, JD., Optimal Sizing of Hybrid Ground-Source Heat Pump System That Use a Cooling Pond as a Supplemental Heat Rejecter - A System Simulation Approach. ASHRAE Transactions 2001; 107(1): 26-37.
- Sarbu, I., Sebarchievici, C. General review of ground source heat pump system for heating and cooling building. Energy and Building 2014; 70: 441-454.
- Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison. TRNSYS 17 a TRaNsient SYstem Simulation program. 9. Madison, WI.; 2014.
- Yavuzturk, C., Spitler, JD. A short time step response factors model for vertical ground-loop heat exchangers. ASHRAE Transactions 1999; 105(2): 475-485.
- Yavuatürk, C., Spitler, JD. Comparative Study of Operating and Control Strategies for Hybrid Ground-Source Heat Pump Systems Using a Short Time Step Simulation Model. ASHRAE Transactions 2000; 106(2): 192-209.