

การผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนจากเทคโนโลยีพลังงานความร้อน
ใต้พิภพแบบชั้นบันไดของน้ำพุร้อนสันกำแพง



ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงานทดแทน
มหาวิทยาลัยแม่โจ้
พ.ศ. 2562

การผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนจากเทคโนโลยีพลังงานความร้อน
ใต้พิภพแบบชั้นบันไดของน้ำพุร้อนสันกำแพง



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของความสมบูรณ์ของการศึกษาตามหลักสูตร

ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงานทดแทน

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยแม่โจ้

พ.ศ. 2562

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยแม่โจ้

การผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนจากเทคโนโลยีพลังงาน
ความร้อนใต้พิภพแบบชั้นบันไดของน้ำพุร้อนสันกำแพง

สุธรรม ชาวจิว

วิทยานิพนธ์นี้ได้รับการพิจารณาอนุมัติให้เป็นส่วนหนึ่งของความสมบูรณ์ของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงานทดแทน

พิจารณาเห็นชอบโดย

อาจารย์ที่ปรึกษา

อาจารย์ที่ปรึกษาหลัก

(รองศาสตราจารย์ ดร.นัฐพร ไชยญาติ)

วันที่.....เดือน.....พ.ศ.

อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จักรพันธ์ ถาวรงามยิ่งสกุล)

วันที่.....เดือน.....พ.ศ.

อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ชวโรจน์ ใจสิน)

วันที่.....เดือน.....พ.ศ.

ประธานอาจารย์ผู้รับผิดชอบหลักสูตร

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ธเนศ ไชยชนะ)

วันที่.....เดือน.....พ.ศ.

บัณฑิตวิทยาลัยรับรองแล้ว

.....
(รองศาสตราจารย์ ดร.เกรียงศักดิ์ เม่งอำพัน)

คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

วันที่.....เดือน.....พ.ศ.

ชื่อเรื่อง	การผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนจากเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพแบบชั้นบันไดของน้ำพุร้อนสันกำแพง
ชื่อผู้เขียน	นายสุธรรม ชาวจิว
ชื่อปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงานทดแทน
อาจารย์ที่ปรึกษาหลัก	รองศาสตราจารย์ ดร.นัฐพร ไชยญาติ

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้นำเสนอระบบการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อน จากเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพแบบชั้นบันไดของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพง อำเภอแม่อน ตามพระราชดำริ จังหวัดเชียงใหม่ โดยนำน้ำพุร้อนจากหลุมเจาะที่ 1 อุณหภูมิประมาณ 115 °C และอัตราการไหลประมาณ 2.4 L/s มาจ่ายให้แก่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบถอดประกอบได้ ในการถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำสะอาด โดยได้อุณหภูมิน้ำร้อนประมาณ 109.90 °C ที่อัตราการไหล 1.77 kg/s และจ่ายให้แก่ระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ที่ใช้สารทำงาน R-245fa โดยสามารถผลิตไฟฟ้าได้สุทธิ 9.40 kW_e มีประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ 9.53% และมีสมการสมรรถนะของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์เท่ากับ $\eta_{ORC} = 0.1336(T_{HW,i} - T_{CLW,i}) - 3.8659$ จากนั้นน้ำร้อนที่ออกจากระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์มีอุณหภูมิลดลงประมาณ 95.60 °C ป้อนให้แก่ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนที่มีการใช้สารทำงาน น้ำ-ลิเทียมโบรไมด์ ในการผลิตน้ำเย็นอุณหภูมิ 9.80 °C มีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน 0.56 และมีสมการสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนเท่ากับ $COP_{AB} = -0.7524(T_{HW,i} - T_C) / (T_{CLW,i} - T_E) + 3.0449$ จากนั้นน้ำร้อนอุณหภูมิลดลงที่ 80.79 °C และป้อนให้แก่ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ ที่มีอัตราการถ่ายเทความร้อนของลมร้อนภายในห้องอบแห้ง 22.26 kW มีประสิทธิภาพของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ 56.16 % และสมการสมรรถนะของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ เท่ากับ $\eta_{Drying} = -1.14.27(T_{HW,i} - T_a) + 662.87$ อนึ่งประสิทธิภาพของการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนที่ต่อกันแบบชั้นบันไดมีค่าประมาณ 29.83% และผลการวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์ พบว่า ระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ สามารถผลิตพลังงานไฟฟ้าได้ 63,084 kWh/y ช่วยลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้าของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพงฯ 107,043 Baht/y มีค่าต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วย 3.22 Baht/kWh ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนสามารถลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้าจากระบบปรับอากาศแบบอัดไอได้ 90,972 Baht/y และมีระยะเวลาในการคืนทุน 4.88 y ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์สามารถสร้างรายได้จากการอบแห้ง

ผลิตภัณฑ์ทางการเกษตร 350,000 Baht/y มีระยะเวลาในการคืนทุน 1.44 y ซึ่งระบบผลิตพลังงาน
ร่วมสามารถสร้างรายได้ประมาณ 530,818 Baht/y มีระยะเวลาในการคืนทุน 5.65 y

คำสำคัญ : น้ำพุร้อน, ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน, วัฏจักรแรงคินสาร์อินทรีย์, ห้องอบแห้งแบบ
รวมศูนย์



Title	COMBINED COOLING HEATING AND POWER FROM CASCADE GEOTHERMAL ENERGY TECHNOLOGY OF SAN KAMPHAENG HOT SPRING
Author	Mr. Sutham Chao ngew
Degree	Master of Engineering in Renewable Energy Engineering
Advisory Committee Chairperson	Associate Professor Dr. Nattaporn Chaiyat

ABSTRACT

This research presents a combined cooling heating and power generation system (CCHP) from cascade geothermal energy technology at San kamphaeng hot spring, me-a-on District, Chaingmai province under the royal Initiative of his majesty the King. Hot spring hole number 1 at temperature and mass flow rate of approximately 115 °C and 2.4 L/s were used to supply a set of gasket plate heat exchanger using a transfer heat process with clean water at temperature 109.90 °C and mass flow rate 1.77 kg/s. This water was sent to an organic rankine cycle (ORC) using refrigerant of R-245fa. The power generation of the ORC system was 9.40 kW_e, the ORC efficiency was 9.53% and the ORC performance cure was $\eta_{ORC} = 0.1336(T_{HW,i} - T_{CLW,i}) - 3.8659$. Hot water leaving the ORC power generation system decreased the temperature to 95.60 °C and was pumped to the absorption chiller with water-lithium bromide (H₂O-LiBr) solutions as working fluid. The cooled water temperature at 9.80 °C and the coefficient of performance (COP) as 0.56 were established and the absorption performance cure of $COP_{AB} = -0.7524[(T_{HW,i} - T_C) / (T_{CLW,i} - T_E)] + 3.0449$ was revealed. After which the hot water temperature dropped to 80.79 °C and was fed into the centralized drying room at heating capacity of 22.26 kW, drying efficiency at 56.16% and drying performance cure $\eta_{Drying} = -1.14.27(T_{HW,i} - T_a) + 662.87$. In addition, the cascade CCHP efficiency was 29.83%. In economic terms it was found that the ORC system produced electricity at appmaimately 63,084 kWh/y, reducing the electricity cost of San kamphaeng hot spring by 107,043 Baht/y and the levelized

electricity cost (LEC) was 3.22 Baht/kWh. The absorption chiller could decrease the electricity cost of the vapor compression air-conditioning by 90,972 Baht/y and the payback period (PB) was 4.88 y. The centralized drying room showed income from the dried agricultural products was 350,000 baht/y, the PB value was 1.44 y. The CCHP system had benefit costs at 530,818 Baht/y and the PB value was 5.65 y.

Keyword : Hot Spring, Absorption chiller, Organic Rankine Cycle, Centralized Drying Room



กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จได้ด้วยความกรุณาจาก รองศาสตราจารย์ ดร.นัฐพร ไชยญาติ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ซึ่งได้กรุณามอบความรู้ คำแนะนำ ในการประยุกต์ใช้เทคโนโลยีที่ใช้งานร่วมกับพลังงานความร้อนใต้พิภพตลอดจนวิทยานิพนธ์เสร็จสมบูรณ์ ผู้เขียนขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ โอกาสนี้

ขอกราบขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จักรพันธ์ ถาวรงามยิ่งสกุล และผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ชวโรจน์ ใจสิน ที่ให้คำแนะนำด้านความรู้ที่เป็นประโยชน์ต่อผู้เขียนเป็นอย่างมาก

ขอกราบขอบพระคุณ อาจารย์ ดร.สุรัตน์ เศษโพธิ์ ที่สละเวลาอันมีค่ามาเป็นประธานกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ในครั้งนี้

ขอกราบขอบพระคุณ วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้ ภายใต้ “โครงการผลิตและพัฒนาศักยภาพบัณฑิตทางด้านพลังงานทดแทน ในกลุ่มประเทศอาเซียนสำหรับนักศึกษาระดับบัณฑิตศึกษา” และโครงการการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบชั้นบันไดจากพลังงานความร้อนใต้พิภพในประเทศไทย กองทุนเพื่อส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงานสำนักงานนโยบายและพลังงาน กระทรวงพลังงานที่มอบทุนการสนับสนุนสำหรับการดำเนินงานวิจัย

สุธรรม ชาวงิ้ว

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....ค	ค
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....จ	จ
กิตติกรรมประกาศ.....ช	ช
สารบัญ.....ซ	ซ
สารบัญตาราง.....ฅ	ฅ
สารบัญภาพ.....ท	ท
สารบัญตารางผนวก.....ด	ด
สารบัญภาพผนวก.....ถ	ถ
อักษรย่อและสัญลักษณ์.....ท	ท
บทที่ 1 บทนำ.....1	1
ที่มาและความสำคัญของงานวิจัย.....1	1
วัตถุประสงค์ของงานวิจัย.....4	4
ขอบเขตการศึกษา.....4	4
ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....4	4
บทที่ 2 ทฤษฎีและการตรวจสอบเอกสาร.....5	5
วัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์.....5	5
ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน.....7	7
ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์.....10	10
การอบแห้ง.....11	11
อากาศชื้น.....11	11
การผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อน (Combined cooling heating and power) .14	14

การประเมินความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์.....	16
การตรวจสอบเอกสาร.....	16
บทที่ 3 วิธีการดำเนินงานวิจัย	30
สำรวจข้อมูลทางกายภาพของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพง.....	31
ออกแบบระบบการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบชั้นบันได.....	31
ออกแบบและสร้างโรงเรือนของระบบผลิตพลังงานร่วม	32
ออกแบบและสร้างห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์.....	32
ออกแบบและสร้างห้องติดตั้งระบบผลิตไฟฟ้าและห้องติดตั้งระบบปรับอากาศ	33
ออกแบบและสร้างระบบจ่ายน้ำพุร้อน ระบบจ่ายน้ำสะอาด และระบบระบายความร้อน	33
ติดตั้งวัฏจักรแรงดันอินทรีย์.....	34
ติดตั้งระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน.....	34
ติดตั้งระบบของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์	34
ทดสอบและวิเคราะห์ผลทดสอบของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์.....	34
ทดสอบและวิเคราะห์ผลทดสอบของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน.....	36
ทดสอบและวิเคราะห์ผลทดสอบของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์.....	37
วิเคราะห์ผลทดสอบของการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบชั้นบันได.....	39
การประเมินความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์.....	39
ระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์	39
ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน	40
ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์	40
ระบบผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบชั้นบันได	40
บทที่ 4 ผลและอภิปรายผล	41
ผลการสำรวจข้อมูลทางกายภาพของแหล่งน้ำพุร้อนสันกำแพง.....	41
ผลการออกแบบระบบการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบชั้นบันได.....	43

ผลการออกแบบและสร้างโรงเรือนของระบบผลิตพลังงานร่วม	45
ผลออกแบบและสร้างระบบจ่ายน้ำพุร้อน ระบบจ่ายน้ำสะอาด และระบบระบายความร้อน.....	46
ผลการติดตั้งวัฏจักรแรงดันอินทรีย์.....	49
ผลการติดตั้งระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน.....	52
ผลการออกแบบและติดตั้งระบบของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์.....	54
ผลการทดสอบและวิเคราะห์ผลทดสอบระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์	62
ผลการทดสอบและวิเคราะห์ผลทดสอบระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน	68
ผลการทดสอบและวิเคราะห์ผลทดสอบห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์	74
ผลการทดสอบห้องเปล่าของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์.....	74
ผลการทดสอบอบแห้งลำไยด้วยห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์.....	80
วิเคราะห์ผลทดสอบของการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบชั้นบันได.....	87
ผลการประเมินความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์	90
ระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์	90
มูลค่าการลงทุนของระบบผลิตไฟฟ้าวัฏจักรแรงดันอินทรีย์.....	90
อัตราการรับซื้อไฟฟ้าและค่าต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วย.....	91
ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน	91
มูลค่าการลงทุนของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนและระบบปรับอากาศแบบอัดไอ .	92
ระยะเวลาการคืนทุนของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน	92
ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์	93
มูลค่าการลงทุนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์	93
ระยะเวลาในการคืนทุนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์.....	93
ระบบผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบชั้นบันได	94
มูลค่าการลงทุนของระบบผลิตพลังงานร่วมต่อกันแบบแบบชั้นบันได.....	94
ระยะเวลาในการคืนทุนของระบบผลิตพลังงานร่วมต่อกันแบบแบบชั้นบันได	95

บทที่ 5 สรุปผลและข้อเสนอแนะ.....	96
สรุปผลการดำเนินงานวิจัย.....	96
ข้อเสนอแนะ	98
บรรณานุกรม	101
ภาคผนวก	103
ภาคผนวก ก แบบแปลนต่าง ๆ ของระบบผลิตพลังงานร่วม	104
ภาคผนวก ข ผลการทดสอบ ผลการวิเคราะห์ผลการทดสอบ และการวิเคราะห์ประสิทธิผล อุปกรณ์ทำงานของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์.....	111
ภาคผนวก ค ผลการทดสอบ ผลการวิเคราะห์ผลการทดสอบ และการวิเคราะห์ประสิทธิผล อุปกรณ์ทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน	120
ภาคผนวก ง ผลการทดสอบอบแห้งห้องเปล่า ผลการวิเคราะห์ผลการทดสอบอบแห้งห้องเปล่าของ ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ และการทดสอบอบแห้งลำไยโดยห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์.....	129
ภาคผนวก จ การเผยแพร่งานวิจัย.....	142
ประวัติผู้วิจัย.....	202



สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
1	เงื่อนไขเริ่มต้นที่ใช้ในการออกแบบระบบรวมที่ต่อกันแบบชั้นบันได..... 31
2	รายละเอียดจุดตรวจวัดค่า ๆ ของการทดสอบวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์..... 35
3	รายละเอียดจุดตรวจวัดค่า ๆ ของการทดสอบระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน..... 37
4	รายละเอียดจุดตรวจวัดค่า ๆ ของการทดสอบห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ 38
5	ข้อมูลทางกายภาพของแหล่งน้ำพุร้อนสันกำแพง 42
6	ผลการคำนวณของระบบผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบชั้นบันได.. 44
7	รายละเอียดอุปกรณ์ของระบบจ่ายน้ำพุร้อน ระบบจ่ายน้ำสะอาด และระบบระบายความร้อน 48
8	รายละเอียดอุปกรณ์ที่สำคัญของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ขนาดการติดตั้งประมาณ 10 kW _e 50
9	รายละเอียดอุปกรณ์ที่สำคัญของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนขนาดการทำความเย็นติดตั้งประมาณ 3 TR..... 53
10	เงื่อนไขเริ่มต้นที่ใช้ในการวิเคราะห์ความเร็วลม 55
11	ความดันตกคร่อมโดยเฉลี่ยของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนทั้ง 7 ขนาด ภายในห้องอบแห้ง. 58
12	เงื่อนไขเริ่มต้นที่ใช้พิจารณาอุณหภูมิและการสูญเสียความร้อนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์. 60
13	รายละเอียดอุปกรณ์ที่สำคัญของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ขนาดการผลิตพลังงานความร้อนติดตั้งประมาณ 20 kW 61
14	รายละเอียดข้อมูลผลการทดสอบของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ 65
15	ผลการวิเคราะห์ผลทดสอบของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์..... 67
16	รายละเอียดผลการทดสอบของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน 71
17	ผลการวิเคราะห์ผลทดสอบของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน 73
18	รายละเอียดความเร็วลมบริเวณทางออกของผนังแจกลม 78
19	รายละเอียดผลการทดสอบของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ 78
20	ผลการวิเคราะห์ผลทดสอบของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ 79

ตารางที่	หน้า
21 ผลการวิเคราะห์ผลทดสอบของระบบผลิตพลังงานร่วมที่ต่อกันแบบขั้นบันได.....	89
22 รายละเอียดมูลค่าการลงทุนของระบบผลิตไฟฟ้าวัฏจักรแรงดันอินทรีย์	90
23 รายละเอียดข้อมูลมูลค่าอัตราซื้อไฟฟ้า และค่าต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วย.....	91
24 รายละเอียดมูลค่าการลงทุนของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน	92
25 รายละเอียดในการคืนทุนของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน	92
26 รายละเอียดมูลค่าการลงทุนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์.....	93
27 รายละเอียดระยะเวลาในการคืนทุนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์.....	94
28 รายละเอียดมูลค่าการลงทุนของระบบร่วมที่ต่อกันแบบขั้นบันได.....	94
29 รายละเอียดระยะเวลาในการคืนทุนของระบบผลิตพลังงานร่วมแบบขั้นบันได.....	95



สารบัญภาพ

ภาพที่	หน้า	
1	แผนยุทธศาสตร์การพัฒนาพลังงานทดแทน พ.ศ. 2558-2579	2
2	แผนภาพระบบผลิตพลังงานร่วมกันแบบอนุกรม (แบบขั้นบันได).....	3
3	แผนภาพหลักการการทำงานของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์.....	6
4	แผนภาพหลักการทำงานระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน	8
5	แผนภาพหลักการทำงานของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์	10
6	แผนภาพการทำงานของการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อน	15
7	แผนภาพวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ที่ใช้พลังงานความร้อนใต้พิภพ	17
8	ประสิทธิภาพด้านประสิทธิภาพด้านความร้อน และประสิทธิภาพด้านเอ็กซ์เซอร์จี.....	18
9	ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิน้ำพุร้อนทางออกของเครื่องระเหยกับกำลังงานสุทธิของระบบ ...	18
10	การเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้แก่วัฏจักรแรงดันอินทรีย์	19
11	ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิสารทำงานกับกำลังงานสุทธิ.....	20
12	ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิสารทำงานกับประสิทธิภาพด้านเอ็กซ์เซอร์จี.....	20
13	แผนภาพวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ที่เพิ่มการอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	21
14	วัฏจักรแรงดันอินทรีย์ที่เพิ่มอุปกรณ์ผลิตพลังงานความร้อน	22
15	แผนภาพการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการผลิตพลังงานความร้อน.....	23
16	แผนภาพการผลิตไฟฟ้าและการทำความเย็น.....	24
17	เทคโนโลยีพลังงานความร้อนร่วมจากพลังงานความร้อนใต้พิภพ	25
18	แผนภาพวัฏจักรแรงดันอินทรีย์	26
19	แผนภาพระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน.....	27
20	แผนภาพห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์.....	28
21	แผนภาพระบบระบายความร้อนโดยการดูดกลืนความร้อนใต้พิภพสำหรับใช้ในอาคาร	29
22	ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย	30

ภาพที่	หน้า
23 ขั้นตอนการออกแบบระบบจ่ายน้ำพุร้อน ระบบจ่ายน้ำสะอาด และระบบระบายความร้อน	33
24 แผนภาพของวัฏจักรแรงคินสาร์อินทรีย์และตำแหน่งจุดตรวจวัดค่า ๆ.....	35
25 แผนภาพของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนและตำแหน่งจุดตรวจวัดค่า ๆ	36
26 แผนภาพของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์และตำแหน่งจุดตรวจวัดค่าต่าง ๆ	38
27 หลุมเจาะน้ำพุร้อนทั้ง 5 หลุม	41
28 ผลการตรวจวัดอัตราการไหลของน้ำพุร้อนในส่วนที่ส่งไปยังถังพักน้ำพุร้อน.....	44
29 แบบแปลนโรงเรือนของระบบผลิตพลังงานร่วม	45
30 ลักษณะโรงเรือนของระบบผลิตพลังงานร่วมเมื่อสร้างเสร็จ.....	46
31 แบบแปลนของระบบจ่ายน้ำพุร้อน ระบบจ่ายน้ำสะอาด และระบบระบายความร้อน	47
32 ลักษณะระบบจ่ายน้ำพุร้อน ระบบจ่ายน้ำสะอาด และระบบระบายความร้อนเมื่อแล้วเสร็จ	47
33 ระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงคินสาร์อินทรีย์ขนาดการติดตั้งประมาณ 10 kW _e	49
34 ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนขนาดการทำความเย็นติดตั้งประมาณ 3 TR.....	52
35 ลักษณะแบบแปลนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์.....	54
36 ลักษณะความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 16 in	55
37 ลักษณะความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 in	56
38 ลักษณะความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 24 in	56
39 ลักษณะความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 28 in	56
40 ลักษณะความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 32 in	57
41 ลักษณะความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 36 in	57
42 ลักษณะความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 40 in	58
43 ลักษณะความดันจากพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 in	59
44 ลักษณะความเร็วลมเมื่อติดตั้งชั้นตะแกรง 1 ชั้น	59
45 ลักษณะความเร็วลมเมื่อติดตั้งชั้นตะแกรง 2 ชั้น	59

ภาพที่	หน้า
46	พิจารณาอุณหภูมิของลมร้อนภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์..... 60
47	ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ขนาดการผลิตพลังงานความร้อนติดตั้งประมาณ 20 kW..... 61
48	อุณหภูมิของน้ำร้อน อุณหภูมิของน้ำหล่อเย็น และอุณหภูมิสารทำงาน..... 63
49	อัตราการไหลของน้ำร้อนและน้ำหล่อเย็น..... 63
50	ความดันสารทำงานบริเวณทางเข้าและออกของเครื่องขยายตัว..... 64
51	กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้และกำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ปั๊มสารทำงานและปั๊มน้ำมันหล่อลื่น..... 65
52	หน้าจอแสดงผลของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์..... 66
53	สมการสมรรถนะของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์..... 68
54	อุณหภูมิน้ำร้อน อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น และอุณหภูมิน้ำเย็น..... 69
55	อุณหภูมิสารทำงานที่อุปกรณ์ต่าง ๆ ของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน..... 70
56	อัตราการไหลของน้ำร้อน น้ำหล่อเย็น และน้ำเย็นที่ไหลเข้าและออกระบบ..... 70
57	กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ปั๊มสารละลาย..... 71
58	หน้าจอแสดงผลของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน..... 72
59	สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน..... 74
60	อุณหภูมิน้ำร้อนเข้าและออกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน..... 75
61	อัตราการไหลของน้ำร้อนที่เข้าห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์..... 75
62	อุณหภูมิกระเปาะแห้งภายในและอุณหภูมิแวดล้อมภายนอกของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์..... 76
63	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศภายในและภายนอกของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์..... 77
64	กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่พัดลมแบบหมุนตามแนวแกน..... 77
65	หน้าจอแสดงผลห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์..... 79
66	สมการสมรรถนะของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์..... 80
67	ลำไยก่อนทำการอบแห้ง..... 81
68	ลำไยหลังทำการอบแห้ง..... 81

ภาพที่	หน้า
69 อุณหภูมิจุดต่าง ๆ ภายในห้องอบแห้ง	82
70 อัตราการไหลของน้ำร้อน	82
71 กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่พัดลมแบบหมุนตามแนวแกน	83
72 ปริมาณความชื้นและอุณหภูมิกระเปาะแห้งของการอบแห้งลำไย	84
73 เอนทัลปีและอัตราการไหลของลมร้อน	85
74 อัตราส่วนความชื้นของลมร้อน	85
75 อัตราการถ่ายเทความร้อนภายในห้องอบแห้ง	86
76 ประสิทธิภาพของการอบแห้งลำไย	87
77 กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้และกำลังไฟฟ้าที่ใช้ของระบบผลิตพลังงานร่วม	88
78 อัตราการถ่ายเทความร้อนของระบบผลิตพลังงานร่วม	89
79 แบบจำลองของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์แบบมีท่อส่งอากาศ	98
80 การกระจายลมของแบบจำลองห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์กรณีติดตั้งท่อส่งอากาศ	99
81 ลักษณะความเร็วลมภายในห้องอบแห้งกรณีมีการติดตั้งชั้นตะแกรง 1 ชั้น พร้อมวัตถุดิบ	99
82 ลักษณะของความดันภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์	100
83 ลักษณะการกระจายอุณหภูมิและการสูญเสียความร้อนบริเวณพื้นที่อบแห้ง	100

สารบัญตารางผนวก

ตารางผนวกที่	หน้า
1	อุณหภูมิน้ำร้อน น้ำหล่อเย็น และอุณหภูมิสารทำงาน..... 112
2	อัตราการไหลของน้ำ ความดันของสารทำงาน และกำลังไฟฟ้าที่ใช้และผลิตได้..... 114
3	ค่าความจุความร้อนของน้ำ อัตราการถ่ายเทความร้อน และประสิทธิภาพ 116
4	อุณหภูมิน้ำร้อน น้ำหล่อเย็น และน้ำเย็นที่เข้า-ออกระบบ..... 121
5	อุณหภูมิสารทำงาน อัตราการไหลของน้ำ และกำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ระบบ 122
6	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ..... 124
7	อัตราการถ่ายเทความร้อน และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ 125
8	อุณหภูมิน้ำร้อน และอุณหภูมิกระเปาะแห้ง 130
9	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ อัตราการไหลน้ำร้อน และกำลังไฟฟ้าที่ใช้กับพัดลม.... 132
10	ค่าความจุความร้อนของน้ำ อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อน อัตราการถ่ายเทความร้อนภายในห้องอบแห้ง อัตราการไหลของอากาศแห้ง และประสิทธิภาพ 134
11	อุณหภูมิและอัตราการไหลน้ำร้อน อุณหภูมิกระเปาะแห้ง และกำลังไฟฟ้าที่ใช้ 136
12	ความชื้นฐานเปียก เอลทัลปีของอากาศ และอัตราส่วนความชื้น..... 138
13	อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อน อัตราการถ่ายเทความร้อนภายในห้องอบแห้ง และประสิทธิภาพในการอบแห้งลำไย..... 140

สารบัญภาพผนวก

ภาพผนวกที่	หน้า
1 ลักษณะโครงสร้างโดยรวมของแบบแปลนโรงเรือน.....	103
2 ลักษณะแบบแปลนผนังของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์.....	104
3 แบบแปลนชั้นตะแกรงวางผลิตรถยนต์.....	105
4 แบบแปลนผนังห้องระบบผลิตไฟฟ้าและระบบปรับอากาศ.....	108
5 ลักษณะแบบแปลนโรงเรือนของระบบผลิตพลังงานร่วมเมื่อแล้วเสร็จ (ด้านหน้า).....	109
6 ลักษณะแบบแปลนโรงเรือนของระบบผลิตพลังงานร่วมเมื่อแล้วเสร็จ (ด้านหลัง).....	110



อักษรย่อและสัญลักษณ์

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A	พื้นที่	m^2
B	มูลค่าผลตอบแทนต่อปี	
C _p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะ	$\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$
COP	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ	$\text{kW}_{\text{th}}/\text{kW}_{\text{e}}$
E	พลังงาน	kW
FR	อัตราส่วนพลังงาน	
h	เอนทัลปี	kJ/kg
H	ความสูงเหนือระดับน้ำทะเล	m
i	อัตราดอกเบี้ย	%
Inv	ค่าใช้จ่ายการลงทุนของโครงการ	Baht/y
M	มวล	kg
\dot{m}	อัตราการไหลเชิงมวล	kg/s
n	อายุการใช้งาน	y
P	ความดัน	kPa
PB	ระยะเวลาในการคืนทุน	y
P _w	พลังงานไฟฟ้า	kWh
q	อัตราการถ่ายเทความร้อน	W
Q	อัตราการถ่ายเทความร้อน	kW
r	อัตราส่วนลด	%
RH	ความชื้นสัมพัทธ์	%
t	เวลา	h
T	อุณหภูมิ	$^{\circ}\text{C}$
v	ความเร็ว	m/s
V	ปริมาตร	m^3
w	พลังงาน	kJ/kg
W	กำลังไฟฟ้า	kW_{e}

ตัวกรีก	ความหมาย	หน่วย
η	ประสิทธิภาพ	%
ϵ	ประสิทธิผล	%
ρ	ความหนาแน่น	kg/m ³
v	ปริมาตรจำเพาะ	m ³ /kg
ω	อัตราส่วนความชื้น	kg _w /kg _{da}
\dot{Z}	ค่าบำรุงรักษา	Baht/y
ตัวห้อย	ความหมาย	
a	Air	
atm	Standard atmosphere	
A	Absorber	
AB	Absorption chiller	
AC	Air conditioner	
B	Boiler	
c	Cost	
C	Condenser	
CCHP	Combined cooling heating and power	
CW	Cooling water	
CLW	Clean water	
CLWP	Clean water pump	
da	Dry air	
db	Dry bulb	
dp	Dew point	
Drying	Centralized drying room	
e	Electricity	
E	Evaporator	
EC	Economizer	
Exp	Expander	
fg	Liquid-gas fluid	
G	Generator	

GP	Gasket plate heat exchanger
H	High
HSP	Hot spring
HW	Hot water
HWP	Hot water pump
HX	Heat exchanger
i	Inlet
L	Low
Mb	Motor bolwer
MCT	Motor cooling tower
m	machine
o	Outlet
OM	Operating and maintenance cost
ORC	Organic Rankine cycle
OP	Oil pump
op	Working time
Pc	Pre cool
Ph	Pre heat
ref	Refrigerant
RP	Refrigerant pump
SP	Solution pump
w	Vapor
ws	Saturated vapor

บทที่ 1

บทนำ

ในบทนี้กล่าวถึงที่มาและความสำคัญของงานวิจัย วัตถุประสงค์ของงานวิจัย ขอบเขตการศึกษา และประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากงานวิจัย โดยแสดงรายละเอียดดังต่อไปนี้

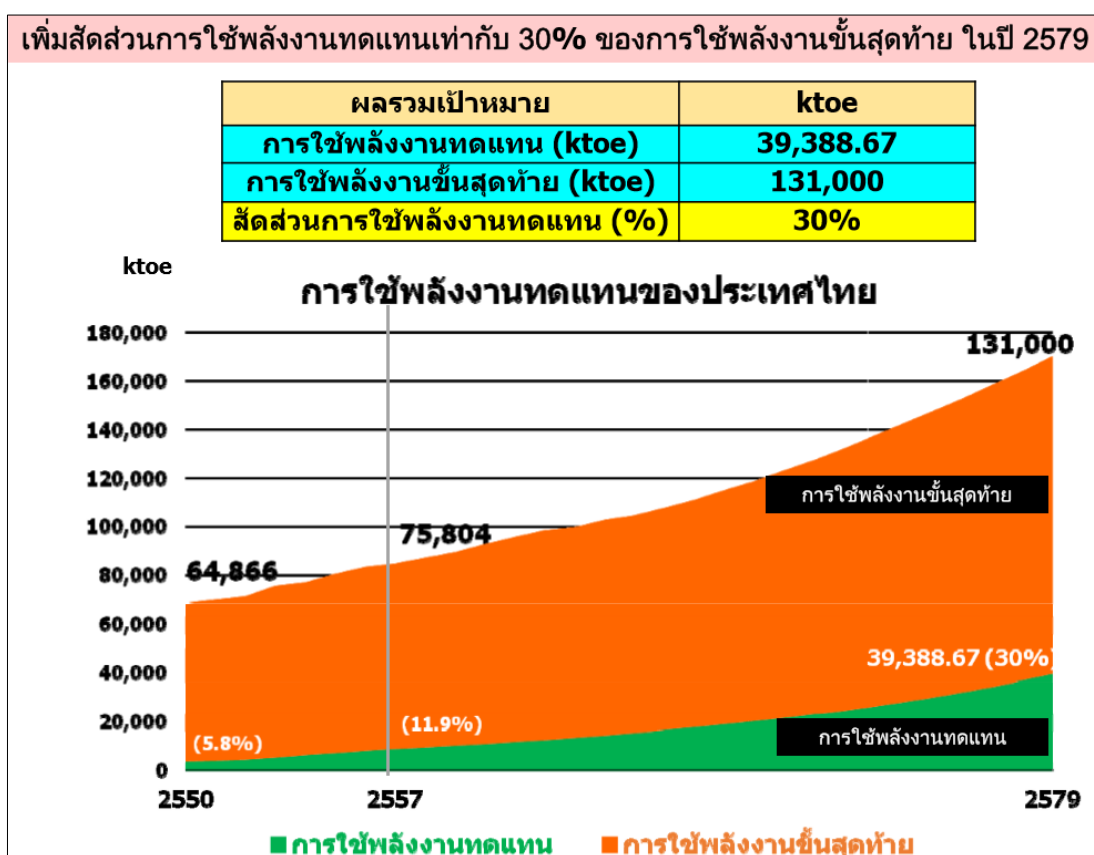
ที่มาและความสำคัญของงานวิจัย

ปัจจุบันทั่วโลกกำลังประสบปัญหาเรื่องพลังงานเชื้อเพลิงเป็นอย่างมากโดยเฉพาะวิกฤตทางด้านเชื้อเพลิงน้ำมันที่กำลังขาดแคลนรวมถึงก๊าซธรรมชาติและถ่านหิน ซึ่งมีแนวโน้มลดลงอย่างต่อเนื่อง และกำลังจะหมดไปในอนาคตอันใกล้ นอกจากนี้ราคาของเชื้อเพลิงแต่ละชนิดล้วนปรับตัวสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง ส่งผลให้ประชากรทั่วโลกได้รับความเดือดร้อนจากปัญหาดังกล่าว แต่อย่างไรก็ตามที่ผ่านมามีหลาย ๆ ประเทศก็ได้พยายามหาแหล่งพลังงานทดแทนหรือพลังงานทางเลือกใหม่ที่สามารถลดต้นทุนการผลิต และใช้แล้วไม่มีวันหมดสิ้นไปได้แก่ พลังงานหมุนเวียน เช่น พลังงานแสงอาทิตย์ พลังงานน้ำ พลังงานลม พลังงานชีวมวล และพลังงานความร้อนจากใต้พิภพ เป็นต้น (กระทรวงพลังงาน, 2546) ในส่วนของประเทศไทยมีแผนการพัฒนาและส่งเสริมการใช้พลังงานทดแทน ลดการใช้พลังงานจากเชื้อเพลิงฟอสซิลในการผลิตไฟฟ้า โดยตั้งเป้าหมายการผลิตไฟฟ้าจากพลังงานทดแทนไว้ที่ 20% ของการผลิตไฟฟ้าทั้งหมดของประเทศไทยในปี พ.ศ. 2565 และเพิ่มสัดส่วนการใช้พลังงานทดแทนเป็น 30% ในปี พ.ศ. 2579 ดังแสดงในภาพที่ 1 (นัฐพร, 2560)

การผลิตไฟฟ้าในประเทศไทยส่วนใหญ่ เป็นการผลิตไฟฟ้าจากพลังงานในรูปแบบของความร้อน พลังงานความร้อนใต้พิภพจึงเป็นอีกหนึ่งทางเลือกที่น่าสนใจ ซึ่งประเทศไทยพบมากในรูปแบบของน้ำพุร้อน อาทิ แหล่งน้ำพุร้อนของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพง ตามพระราชดำริ จังหวัดเชียงใหม่ ที่ถูกนำไปใช้ในการท่องเที่ยวเชิงนันทนาการเป็นหลัก เช่น การบริการด้านสรวายน้ำแร่ การบริการด้านสปา และการบริการด้านชานา มีการนำมาใช้ประโยชน์ด้านการผลิตไฟฟ้าเพียงแห่งเดียวเท่านั้น คือ โรงไฟฟ้าพลังงานความร้อนใต้พิภพ อำเภอฝาง จังหวัดเชียงใหม่ แห่งเดียวเท่านั้น ที่มีการนำน้ำพุร้อนมาใช้ในกระบวนการผลิตไฟฟ้า โดยมีกำลังการผลิตพลังงานไฟฟ้าที่ 300 kW_e ซึ่งยังคงห่างไกลเป้าหมายค่อนข้างมาก เนื่องจากประเทศไทยต้องการผลิตไฟฟ้าจากพลังงานทดแทนดังกล่าวอยู่ที่ 3 MW_e ในปี พ.ศ. 2579 ทั้งนี้จึงมีความจำเป็นที่จะต้องนำเทคโนโลยีสมัยใหม่ สำหรับการผลิตไฟฟ้าขนาดเล็กมาประยุกต์ใช้ร่วมกับแหล่งท่องเที่ยว อีกทั้งยังนำความร้อนจากน้ำพุร้อนที่ผ่านกระบวนการ

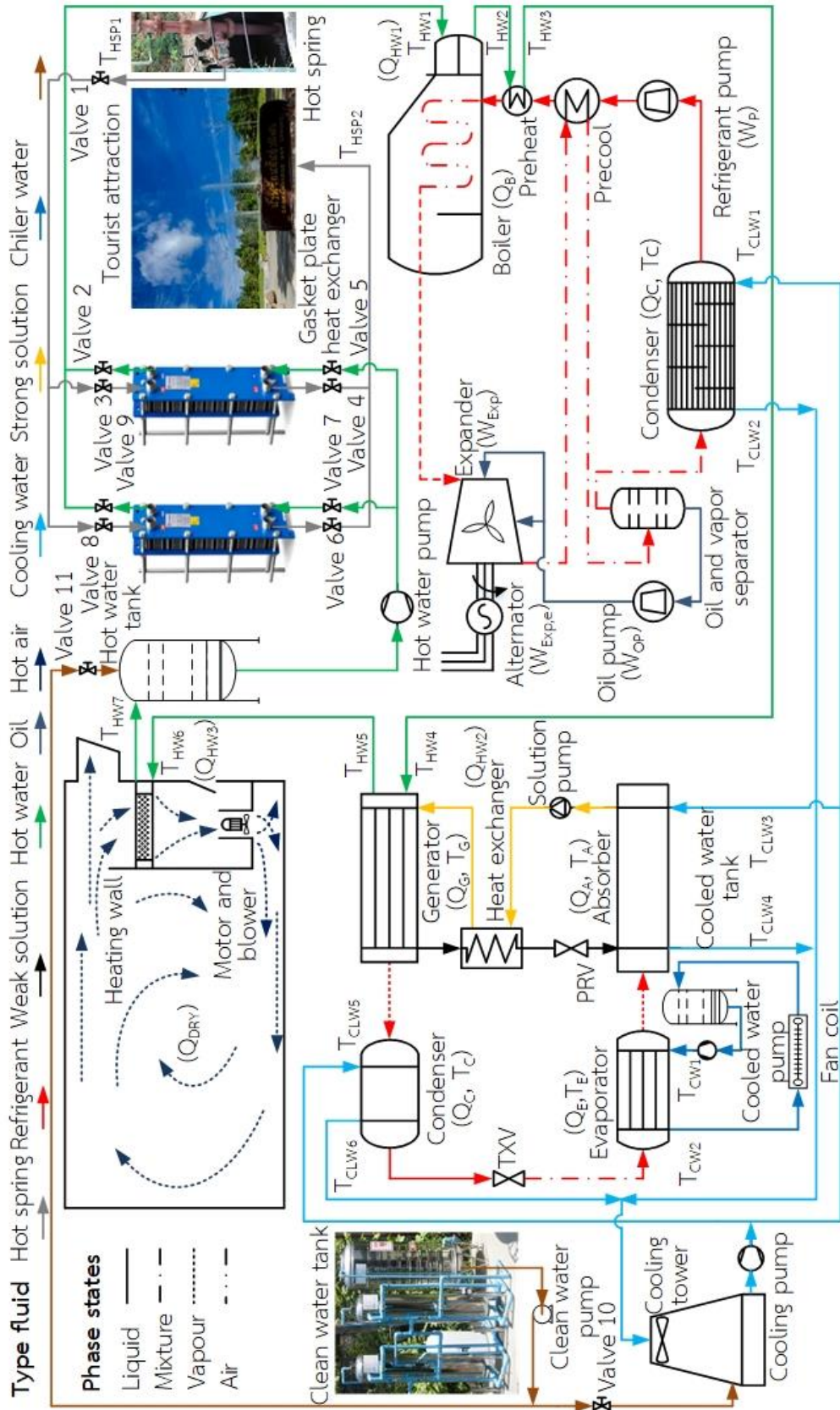
ผลิตไฟฟ้ามาใช้ประโยชน์ในการทำความเย็น การอบแห้งผลผลิตทางการเกษตรก่อนที่จะปล่อยคืนสู่แหล่งท่องเที่ยว และนันทนาการต่อไป

ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์ที่ต้องการนำความร้อนจากกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพงฯ มาใช้สำหรับกระบวนการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนจากเทคโนโลยีความร้อนได้พิภพแบบชั้นบันได ดังแสดงในภาพที่ 2 เพื่อเป็นเทคโนโลยีต้นแบบของประเทศไทย และไม่ทำลายภาพลักษณ์ด้านการท่องเที่ยวของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพงฯ อีกด้วย



ภาพที่ 1 แผนยุทธศาสตร์การพัฒนาพลังงานทดแทน พ.ศ. 2558-2579

ที่มา : กระทรวงพลังงาน (2558)



ภาพที่ 2 แผนภาพระบบผลิตพลังงานร่วมกันแบบอนุกรม (แบบขั้นบันได)

วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1. เพื่อออกแบบและสร้างต้นแบบการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนจากเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพแบบชั้นบันไดของน้ำพุร้อนสันกำแพง
2. เพื่อศึกษาประสิทธิภาพของระบบร่วมในการผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน และห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่ต่อกันแบบชั้นบันได

ขอบเขตการศึกษา

1. แหล่งพลังงานความร้อนใต้พิภพ คือ กิจการน้ำพุร้อนสันกำแพงฯ
2. เทคโนโลยีการผลิตไฟฟ้า คือ วัฏจักรแรงดันอินทรีย์ขนาดการผลิตไฟฟ้าไม่น้อยกว่า 10 kW_e
3. เทคโนโลยีการทำความเย็น คือ ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนขนาดการทำความเย็นไม่น้อยกว่า 1 TR
4. เทคโนโลยีการอบแห้ง คือ ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ขนาดการทำความร้อนไม่น้อยกว่า 20 kW
5. การใช้งานเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพ คือ การต่อร่วมแบบอนุกรม (แบบชั้นบันได)

ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ได้ต้นแบบการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนจากเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพแบบชั้นบันไดของน้ำพุร้อนสันกำแพงฯ จังหวัดเชียงใหม่
2. ได้ทราบถึงประสิทธิภาพการผลิตพลังงานร่วมของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน และห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์แบบชั้นบันได

บทที่ 2

ทฤษฎีและการตรวจสอบเอกสาร

ทฤษฎีและการตรวจสอบเอกสารใช้ประกอบการทำงานวิจัย ประกอบด้วยวัฏจักรแรงคิน สารอินทรีย์ ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ และการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อน และงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง โดยมีรายละเอียดดังนี้

วัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์

วัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ (Organic Rankine cycle, ORC) เป็นวัฏจักรที่ใช้ของไหลเป็นสารทำงาน สามารถทำงานที่พลังงานแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ มาผันเปลี่ยนพลังงานความร้อนเป็นพลังงานไฟฟ้าอย่างมีประสิทธิภาพ โดยหลักการของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์คล้ายกับหลักการทำงานของวัฏจักรแรงคิน และใช้สารอินทรีย์เป็นสารทำงานที่มวลโมเลกุลสูง สามารถเปลี่ยนสถานะจากของเหลวเป็นไอที่มีอุณหภูมิจุดเดือดต่ำสำหรับใช้ในกระบวนการผลิตกระแสไฟฟ้า

หลักการทำงานของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ เริ่มจากสารทำงานในสถานะของเหลวจุดที่ 1 จะถูกเพิ่มความดันโดยปั๊มสารทำงานในจุดที่ 2 และไหลเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนจากสารทำงานที่ออกเครื่องขยายตัวไปที่พรีคลูทำให้อุณหภูมิสูงขึ้นในจุดที่ 3 นอกจากนั้นสารทำงานดังกล่าวจะไหลเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำร้อนที่ออกจากหม้อต้มที่พรีฮีตทำให้อุณหภูมิเข้าใกล้จุดเดือดมากขึ้นในจุดที่ 4 และไหลเข้าไปยังหม้อต้มเพื่อรับความร้อนจากน้ำร้อนภายใต้ความดันคงที่จนกระทั่งเข้าสู่สถานะของเหลวอิ่มตัวที่สภาวะ (จุดที่ 4') กลายเป็นไ้อิ่มตัวที่สภาวะ (จุดที่ 5') และเป็นไอร้อนยวดยิ่งในจุดที่ 5 ไอร้อนยวดยิ่งจะเข้าสู่เครื่องขยายตัว ขับเคลื่อนเพลลาที่ต่อกับเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้า จากนั้นความดันและอุณหภูมิของไอสารทำงานที่ทางออกของเครื่องขยายตัวจะลดลงในจุดที่ 6 สารทำงานและอยู่ในสถานะของผสมระหว่างไอสารทำงานและน้ำมันหล่อลื่นจะไหลเข้าไปยังพรีคลูเพื่อถ่ายเทความร้อนให้แก่สารทำงานที่ออกจากเครื่องควบแน่น ทำให้อุณหภูมิลดลงในจุดที่ 7 และไหลเข้าไปยังอุปกรณ์แยกสารทำงานออกจากน้ำมันหล่อลื่น เมื่อน้ำมันหล่อลื่นแยกตัวออกจากสารทำงานในจุดที่ 8 จะถูกปั๊มน้ำมันหล่อลื่นส่งไปยังเครื่องขยายตัว น้ำมันหล่อลื่นจะทำหน้าที่ลดแรงเสียดทานระหว่างการสัมผัสกันของโลหะในจุดที่ 9 และ 10 ซึ่งระบบผลิตกระแสไฟฟ้าวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ ได้นำหลักการกลับทางหมุนของเครื่องอัดไอ มาใช้ในกระบวนการเปลี่ยนพลังงานกลให้เป็นพลังงานไฟฟ้า โดยเครื่องอัดไอที่ใช้ในระบบผลิตกระแสไฟฟ้าเป็นแบบสกรู ซึ่งมีการใช้ระบบน้ำมันหล่อลื่นภายในเครื่องอัดไอยู่ก่อนแล้วนั่นเอง จากนั้นไอสาร

พิจารณาการถ่ายเทความร้อนที่หม้อต้มดังแสดงในสมการที่ 5

$$Q_B = \dot{m}_{ref}(h_5 - h_4) \quad \text{สมการที่ 5}$$

หรือ กรณีที่ไม่สามารถหาอัตราการไหลของสารทำงานสามารถหาได้จากสมการที่ 6

$$Q_B = \dot{m}_{HW1} C_{p_{bulk,HW1}}(T_{HW1} - T_{HW2}) \quad \text{สมการที่ 6}$$

พิจารณางานที่ได้จากกังหันดังแสดงในสมการที่ 7

$$W_{exp} = \dot{m}_{ref}(h_5 - h_6) \quad \text{สมการที่ 7}$$

พิจารณาอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่นดังแสดงในสมการที่ 8

$$Q_C = \dot{m}_{ref}(h_{11} - h_1) \quad \text{สมการที่ 8}$$

หรือ กรณีที่ไม่สามารถหาอัตราการไหลของสารทำงานสามารถหาได้จากสมการที่ 9

$$Q_C = \dot{m}_{CLW1} C_{p_{bulk,CLW1}}(T_{CLW2} - T_{CLW1}) \quad \text{สมการที่ 9}$$

พิจารณาประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ดังแสดงในสมการที่ 10

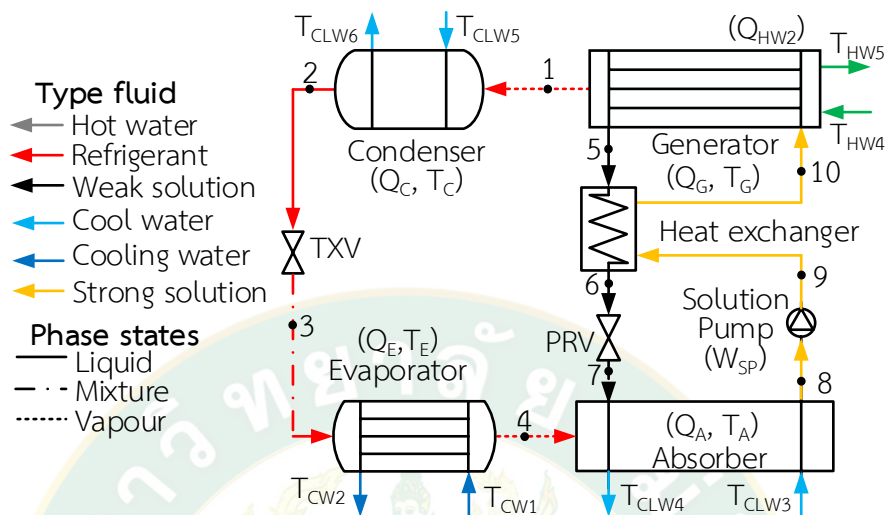
$$\eta_{ORC} = (W_{Exp,e} - W_{RP} - W_{OP}) / Q_B \quad \text{สมการที่ 10}$$

ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

กระบวนการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน (Absorption chiller) คือ ความร้อนที่มีอุณหภูมิสูงเข้าสู่เจนเนอเรเตอร์เพื่อถ่ายเทความร้อนให้สารละลาย ซึ่งสารทำงานที่มีจุดเดือดต่ำกว่าตัวดูดกลืนจะระเหยกลายเป็นไอ และไหลออกจากเจนเนอเรเตอร์ที่ความดันสูงโดยใช้ปั๊มสารละลายส่งไปยังเครื่องควบแน่นทำให้ไอสารทำงานกลายเป็นของเหลวไหลเข้าไปยังเครื่องระเหย ซึ่งสารทำงานเมื่อถ่ายเทความร้อนกับน้ำเย็นจะระเหยกลายเป็นไออีกครั้ง ก่อนจะถูกดูดกลืนโดยสารละลายความเข้มข้นต่ำที่แอบซอร์บเบอร์เพื่อเริ่มต้นกระบวนการใหม่อีกครั้ง

หลักการทำงานระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนเมื่อได้รับความร้อนจากแหล่งความร้อนภายนอก สารทำงานที่มีสถานะเป็นไอออกจากเจนเนอเรเตอร์ไหลเข้าไปยังเครื่องควบแน่นในจุดที่ 1 แล้วควบแน่นกลายเป็นสารทำงานในสถานะของเหลวในจุดที่ 2 ที่ความดันสูง จากนั้นไหลผ่านวาล์วลดความดันเพื่อลดความดันจุดที่ 3 เข้าไปในเครื่องระเหย ซึ่งสารทำงานรับความร้อนจากห้องเย็นมากพอทำให้สารทำงานสถานะของเหลวระเหยกลายเป็นไอจุดที่ 4 ที่ความดันต่ำ แล้วไหลเข้าไปยังแอบซอร์บเบอร์ สารทำงานสถานะไอดังกล่าวถูกดูดกลืนร่วมกับสารละลายความเข้มข้นต่ำ (ความเข้มข้นสารทำงาน) ที่ไหลมาจากเจนเนอเรเตอร์ในจุดที่ 5 ผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในจุดที่ 6 และถูกลดความดันในจุดที่ 7 เมื่อสารทำงานถูกดูดกลืนเป็นสารละลายความเข้มข้นสูงในจุดที่ 8 และถูกส่งไปปรับความร้อนที่เจนเนอเรเตอร์อีกครั้งโดยใช้ปั๊มสารละลายเพิ่มแรงดันในจุดที่ 9 ไหลกลับไปปรับ

ความร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อเพิ่มอุณหภูมิในจุดที่ 10 และเข้าสู่กระบวนการระเหยของไอสารทำงานอีกครั้ง ดังแสดงในภาพที่ 4 (นัฐพร, 2560)



ภาพที่ 4 แผนภาพหลักการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

สมการทางคณิตศาสตร์ของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน พิจารณาจากสมดุลพลังงานดังแสดงในสมการที่ 11 สมดุลมวลดังแสดงในสมการที่ 12 สมดุลมวล และสมดุลความเข้มข้นดังแสดงในสมการที่ 13

สมดุลพลังงาน

$$\sum Q_i + \sum \dot{m}_i h_i = \sum Q_o + \sum \dot{m}_o h_o \quad \text{สมการที่ 11}$$

สมดุลมวล

$$\sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o = 0 \quad \text{สมการที่ 12}$$

สมดุลความเข้มข้น

$$\sum \dot{m}_i X_i - \sum \dot{m}_o X_o = 0 \quad \text{สมการที่ 13}$$

พิจารณาการถ่ายเทความร้อนที่เจเนอเรเตอร์ดังแสดงในสมการที่ 14 และสมการที่ 15

$$Q_G = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_{10} h_{10} \quad \text{สมการที่ 14}$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_1 + \dot{m}_5 \quad \text{สมการที่ 15}$$

หรือ กรณีที่ไม่สามารถหาอัตราการไหลของสารทำงานสามารถหาได้จากสมการที่ 16

$$Q_G = \dot{m}_{HW2} C_{p,bulk,HW2} (T_{HW4} - T_{HW5}) \quad \text{สมการที่ 16}$$

พิจารณาการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่นดังแสดงในสมการที่ 17 และสมการที่ 18

$$Q_C = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_2) \quad \text{สมการที่ 17}$$

$$\dot{m}_{ref} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad \text{สมการที่ 18}$$

หรือ กรณีที่ไม่สามารถหาอัตราการไหลของสารทำงานสามารถหาได้จากสมการที่ 19

$$Q_C = \dot{m}_{CLW2} C_{p_{bulk,CLW2}} (T_{CLW6} - T_{CLW5}) \quad \text{สมการที่ 19}$$

พิจารณางานที่ป้อนให้แก่ปั๊มสารละลายดังแสดงในสมการที่ 20

$$W_{SP} = (P_H - P_L) V_8 \dot{m}_8 / \eta_{SP} \quad \text{สมการที่ 20}$$

พิจารณาการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหยดังแสดงในสมการที่ 21

$$Q_E = \dot{m}_{ref}(h_4 - h_3) \quad \text{สมการที่ 21}$$

หรือ กรณีที่ไม่สามารถหาอัตราการไหลของสารทำงานสามารถหาได้จากสมการที่ 22

$$Q_E = \dot{m}_{CW} C_{p_{bulk,CW}} (T_{CW2} - T_{CW1}) \quad \text{สมการที่ 22}$$

พิจารณาการถ่ายเทความร้อนที่แอบซอร์พเบอร์ดังแสดงในสมการที่ 23 และสมการที่ 24

$$Q_A = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_8 h_8 \quad \text{สมการที่ 23}$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad \text{สมการที่ 24}$$

หรือ กรณีที่ไม่สามารถหาอัตราการไหลของสารทำงานสามารถหาได้จากสมการที่ 25

$$Q_A = \dot{m}_{CLW2} C_{p_{bulk,CLW3}} (T_{CLW3} - T_{CLW4}) \quad \text{สมการที่ 25}$$

พิจารณางานที่ป้อนให้แก่ปั๊มสารละลายดังแสดงในสมการที่ 26

$$W_{SP} = (P_{AB,H} - P_{AB,L}) V_8 \dot{m}_8 / \eta_{SP} \quad \text{สมการที่ 26}$$

พิจารณาสมดุลพลังงานที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนดังแสดงในสมการที่ 27-31

$$Q_{HX, \max} = (\dot{m}C_p)_{\min} (T_5 - T_9) = (\dot{m}C_p)_{\min} \Delta T_i \quad \text{สมการที่ 27}$$

$$Q_{HX, \text{actual}} = \dot{m}_5 C_{p_5} (T_5 - T_6) = \dot{m}_9 C_{p_9} (T_{10} - T_9) \quad \text{สมการที่ 28}$$

$$\varepsilon_{HX} = Q_{HX, \text{actual}} / Q_{HX, \max} \quad \text{สมการที่ 29}$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad \text{สมการที่ 30}$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad \text{สมการที่ 31}$$

พิจารณาสมดุลพลังงานที่วาล์วลดความดันดังแสดงในสมการที่ 32

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_{10} \quad \text{สมการที่ 32}$$

พิจารณาอัตราส่วนการไหลดังแสดงในสมการที่ 33

$$FR = \dot{m}_8 / \dot{m}_{ref} \quad \text{สมการที่ 33}$$

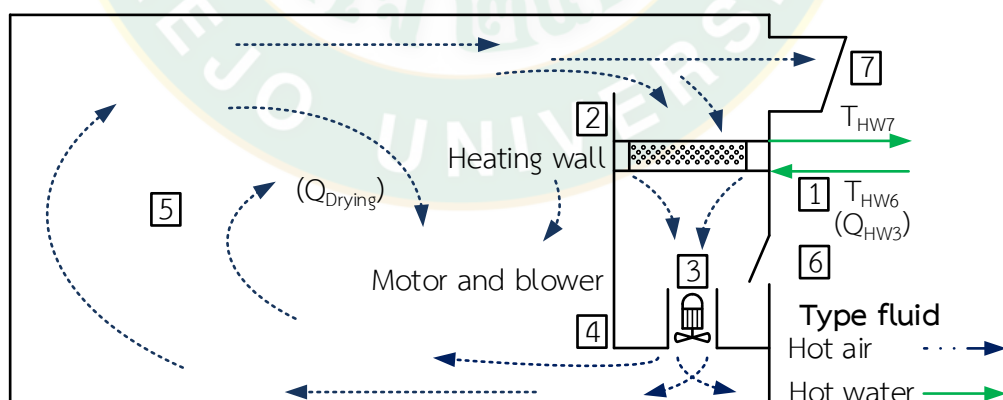
พิจารณาสัมประสิทธิ์สมรรถนะระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนดังแสดงในสมการที่ 34

$$COP_{AB} = Q_E / (Q_G + W_{SP}) \quad \text{สมการที่ 34}$$

ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ (Centralized drying room) ใช้พลังงานความร้อนในรูปแบบไอน้ำหรือน้ำร้อนเป็นตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อน ตัวกลางที่มีอุณหภูมิสูงจะถูกส่งผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนให้กับอากาศภายในห้องอบแห้งให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น จากนั้นพัดลมและมอเตอร์จะดูดอากาศร้อนบริเวณอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อส่งไปยังพื้นที่อบแห้ง การอบแห้งแบบรวมศูนย์นั้นหลักการสำคัญ คือ การระบายลมเข้าออกภายในห้องอบแห้ง ดังนั้นด้านหลังห้องอบแห้งจึงมีช่องระบายอากาศขึ้นออกภายนอกห้องอบแห้งซึ่งจะอยู่เหนืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ช่องทั้งสองนี้สามารถเปิดและปิดได้ ในกรณีที่อากาศภายในห้องอบแห้งมีความชื้นมากจะทำการเปิดช่องทั้งสองนี้เอาไว้ เพื่อให้อากาศภายในห้องมีความชื้นและความร้อนที่เหมาะสม

หลักการทำงานของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ เริ่มจากป้อนน้ำร้อนผ่านวาล์วควบคุม (1) เปิดให้น้ำร้อนผ่านเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (2) แล้วไหลกลับออกไป ลมจากพัดลม (3) จะผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทำให้อากาศร้อนขึ้น (4) จากนั้นจะถูกส่งเข้าสู่พื้นที่อบแห้ง (5) ผ่านพีชผลผลิตทางการเกษตรที่ต้องการอบ การระบายความชื้นในช่วงนี้มาจากการนำอากาศภายนอกที่มีความชื้นต่ำเข้ามาทางช่องปล่องลม (6) และลมร้อนที่ผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (4) มาแทนที่อากาศภายในห้องที่มีความชื้นสูงซึ่งจะถูกดันออกทางปล่องระบายอากาศขึ้น (7) ด้านบนลักษณะการทำงานของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ดังแสดงในภาพที่ 5 (นัฐพร, 2560)



ภาพที่ 5 แผนภาพหลักการทำงานของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

การอบแห้ง

การอบแห้ง (Drying) คือ กระบวนการดึงความร้อนออกจากวัสดุหรือผลิตภัณฑ์ทางการเกษตร ที่ทำการอบแห้ง โดยปริมาณความชื้นสามารถบอกได้โดยค่ามาตรฐานในการอบแห้ง คือ ค่าปริมาณความชื้นฐานเปียก (%wet basis) เป็นหลักเกณฑ์ในการวัดค่าการอบแห้ง เพื่อให้สามารถกำหนดมาตรฐานการอบแห้งวัสดุทางการเกษตรได้ โดยค่าความชื้นดังกล่าวแสดงดังสมการที่ 35 (รัฐพร, 2560)

$$\% \text{wet basis} = \frac{M - M_{F,0}}{M} \times 100 \quad \text{สมการที่ 35}$$

อากาศชื้น

อากาศชื้น (Moist air) หรือบางครั้งเรียกว่า “อากาศเปียก” คือ อากาศที่มีไอน้ำรวมอยู่ด้วย โดยอากาศเปียกที่พบอยู่โดยทั่วไปนั้นสามารถยกตัวอย่างไปถึงสภาพอากาศก่อนฝนตกที่พบว่ามักจะทำให้รู้สึกอับอ้าวและอึดอัด เพราะน้ำหรือหยิ่งที่ผิวหนังไม่สามารถระเหยออกไปได้ตามปกติ เนื่องมาจากการมีปริมาณไอน้ำในอากาศมากเกินไป ซึ่งโมเลกุลของน้ำที่ปะปนอยู่ในอากาศแห้งสามารถส่งผลต่อความดันอากาศได้เหมือนกับโมเลกุลของสารอื่น ๆ ดังนั้นในความเป็นจริงแล้วอากาศจึงไม่ใช่ก๊าซอุดมคติ ทั้งนี้จึงมีความจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องใช้วิธีการคำนวณหาค่าความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิ ความดัน และปริมาตร ภายใต้สภาวะอื่น ๆ ที่ไม่ใช่เงื่อนไขของก๊าซอุดมคติ แต่ในกรณีการคำนวณเกี่ยวกับสมบัติทางอากาศที่ความดันไม่เกิน 3 bar สามารถสมมติให้อากาศเป็นก๊าซอุดมคติได้ ทั้งนี้จะมีสมการทางคณิตศาสตร์ที่เกี่ยวข้องกับอากาศชื้นดังนี้

1. ความดันบรรยากาศ

ความดันบรรยากาศ (Standard atmosphere) หรือ ความดันอากาศ มีการเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลา และที่ระดับความสูงเหนือระดับน้ำทะเลต่าง ๆ จะมีค่าไม่เท่ากัน ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของอากาศด้วย ซึ่งความดันบรรยากาศที่ความสูงระดับน้ำทะเล อุณหภูมิ 14 °C จะมีค่าความดันบรรยากาศ 101.325 kPa โดยเมื่อมีการเพิ่มระดับความสูงเหนือระดับน้ำทะเลเพิ่มขึ้น จะพบว่าค่าความดันบรรยากาศนั้นมีค่าลดลงเช่นกัน อีกทั้งเมื่ออุณหภูมิของอากาศมีค่าเพิ่มขึ้น ก็จะทำให้ค่าความดันบรรยากาศมีค่าลดลงเช่นกัน ซึ่งในที่นี้จะทำการคำนวณหาความดันบรรยากาศที่แปรผันตามความสูงเหนือระดับน้ำทะเล ดังแสดงในสมการที่ 36

$$P_{\text{atm}} = 101.325[1 - (2.25577 \times 10^{-5}H)]^{5.2559} \quad \text{สมการที่ 36}$$

2. ความดันไอ

ความดันไอ (Vapor pressure) หมายถึงแรงดันย่อยที่เกิดจากไอน้ำ ทั้งนี้ความดันไอนี้หมายถึงความดันที่มีความสามารถที่จะทำให้สารเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ มีความสัมพันธ์กับจุดเดือด

กล่าวคือ ณ อุณหภูมิต่างกัน ความดันไอของของสารชนิดหนึ่งจะมีค่าแตกต่างกัน นั่นคือที่อุณหภูมิสูง ความดันไอของสารจะมีค่าสูงกว่าที่อุณหภูมิต่ำ เนื่องจากโมเลกุลมีพลังงานจลน์เพิ่มขึ้น โมเลกุลจึงมีโอกาสเป็นไอได้มากขึ้น ซึ่งในการเขียนโปรแกรมการคำนวณหาค่าความดันไอสามารถหาได้จากความสัมพันธ์ระหว่างความดันไออิ่มตัวและความชื้นสัมพัทธ์ดังสมการที่ 37

$$P_w = P_{ws}(RH/100) \quad \text{สมการที่ 37}$$

3. ความดันไออิ่มตัว

ความดันไออิ่มตัว (Vapor saturation pressure) หมายถึงแรงดันของไอน้ำอิ่มตัว ซึ่งสามารถหาได้จากสมการที่ 38

$$P_{ws} = e[(C_1 / T_{db}) + C_2 + C_3 T_{db} + C_4 T_{db}^2 + C_5 T_{db}^3 + C_6 \ln(T_{db})] \quad \text{สมการที่ 38}$$

เมื่อ $C_1 = - 5.8002206 \times 10^3$

$$C_2 = 1.3914993$$

$$C_3 = - 4.8640239 \times 10^{-2}$$

$$C_4 = 4.1764768 \times 10^{-5}$$

$$C_5 = - 1.4452093 \times 10^{-8}$$

$$C_6 = 6.5459673$$

4. อุณหภูมิกระเปาะแห้ง

อุณหภูมิกระเปาะแห้ง (Dry bulb temperature) คือ อุณหภูมิของอากาศหรืออากาศชื้นที่สามารถอ่านได้จากเทอร์โมมิเตอร์โดยตรง ซึ่งในขั้นตอนการวัดจะต้องวัดในขณะที่อากาศสามารถถ่ายเทได้อย่างสะดวก จึงจะได้ค่าอุณหภูมิที่ถูกต้อง

5. อุณหภูมิจุดน้ำค้าง

อุณหภูมิจุดน้ำค้าง (Dew point temperature) หมายถึง อุณหภูมิที่เมื่ออากาศชื้นถูกทำให้เย็นลงขณะที่ปริมาณไอน้ำยังคงที่ การลดอุณหภูมิถึงจุดหนึ่งจะทำให้ไอน้ำเกิดการอิ่มตัว และกลั่นตัวควบแน่นเป็นหยดน้ำ (Condensate) ที่ความดันบรรยากาศคงที่ ตัวอย่างอุณหภูมิจุดน้ำค้างที่พบได้ในชีวิตประจำวัน เช่น การตั้งแก้วน้ำเย็นไว้ และมีหยดน้ำมาเกาะที่ผิวแก้วด้านนอก เกิดขึ้นเนื่องจากอุณหภูมิของอากาศบริเวณแก้วน้ำเย็นต่ำกว่าจุดน้ำค้างและกลั่นตัวเกาะอยู่บนผิวแก้ว ในการคำนวณครั้งนี้จะทำการหาอุณหภูมิจุดน้ำค้างจากความสัมพันธ์ระหว่างความชื้นสัมพัทธ์และอุณหภูมิกระเปาะแห้ง ดังแสดงในสมการที่ 39

$$T_{dp} = \frac{243.12 \left[\ln \left(\frac{RH}{100} \right) + \frac{17.62 T_{db}}{243.12 + T_{db}} \right]}{17.62 - \left[\ln \left(\frac{RH}{100} \right) + \frac{17.62 T_{db}}{243.12 + T_{db}} \right]}$$

สมการที่ 39

6. อัตราส่วนความชื้น

อัตราส่วนความชื้น (Humidity ratio) บางครั้งเรียกว่า ความชื้นจำเพาะ หมายถึงมวลของไอน้ำต่อมวลของอากาศแห้ง แต่ทั้งนี้อัตราส่วนความชื้น สามารถคำนวณได้จากความสัมพันธ์ของสมการของก๊าซสมบูรณ์และกฎของดาลตัน ดังสมการที่ 40

$$\omega = 0.621945 [P_w / (P_{atm} - P_w)]$$

สมการที่ 40

7. ปริมาตรจำเพาะของอากาศชื้น

ปริมาตรจำเพาะของอากาศชื้น (Specific volume of moist air) คือ อัตราส่วนของปริมาตรของไอน้ำต่อมวลของอากาศแห้ง ซึ่งสามารถคำนวณหาได้จากสมการที่ 41

$$v_a = R_{da} T'_{db} [1 + (1.607858\omega)] / P_{atm}$$

สมการที่ 41

8. เอนทัลปีของอากาศชื้น

เอนทัลปีของอากาศชื้น (Enthalpy) หรือ พลังงานความร้อนรวม เป็นค่าที่แสดงถึงปริมาณพลังงานความร้อนที่สะสมอยู่ในอากาศ อันเป็นผลรวมของเอนทัลปีของอากาศแห้งและไอน้ำที่อยู่ในอากาศ ทั้งนี้ค่าเอนทัลปีของอากาศชื้นสามารถคำนวณหาได้จากสมการที่ 42

$$h_a = 1.006 T_{db} + \omega(2,501.1 + 1.8057 T_{db})$$

สมการที่ 42

9. การถ่ายเทความร้อนของอากาศชื้น

การถ่ายเทความร้อนของอากาศชื้นเป็นพลังงานความร้อนของอากาศที่เกิดขึ้นในจุดใดจุดหนึ่งของบริเวณที่ทำการพิจารณา จะทำการนำค่าผลต่างของเอนทัลปีของอากาศชื้นเข้ามาวิเคราะห์แต่เมื่อทำการวิเคราะห์อากาศชื้นในกรณีของห้องอบแห้ง มีค่าพลังงานที่เกิดขึ้นภายในจึงทำให้ต้องทำการวิเคราะห์เพิ่ม เช่น ในกรณีของระบบอบแห้งที่อากาศเข้าภายในบริเวณอบแห้งและอากาศออกบริเวณอบแห้งมีค่าพลังงานที่เกิดจากการระเหยของน้ำที่มีอยู่ในผลิตภัณฑ์ จึงทำให้สมการวิเคราะห์ค่าทางด้านพลังงานมีดังนี้

$$Q = \dot{m}_{da} [(h_{a,i} - h_{a,o}) + (\omega_{a,i} - \omega_{a,o}) h_{fg}]$$

สมการที่ 43

การคำนวณหาประสิทธิภาพของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ สามารถหาได้จากพลังงานความร้อนที่ผลิตได้ภายในห้องอบแห้งหารด้วยพลังงานที่ป้อนให้แก่ระบบ ดังแสดงในสมการที่ 46 (นัฐพร, 2560)

$$Q_{HW3} = \dot{m}_{HW3} C_{p,bulk,HW3} (T_{HW6} - T_{HW7})$$

สมการที่ 44

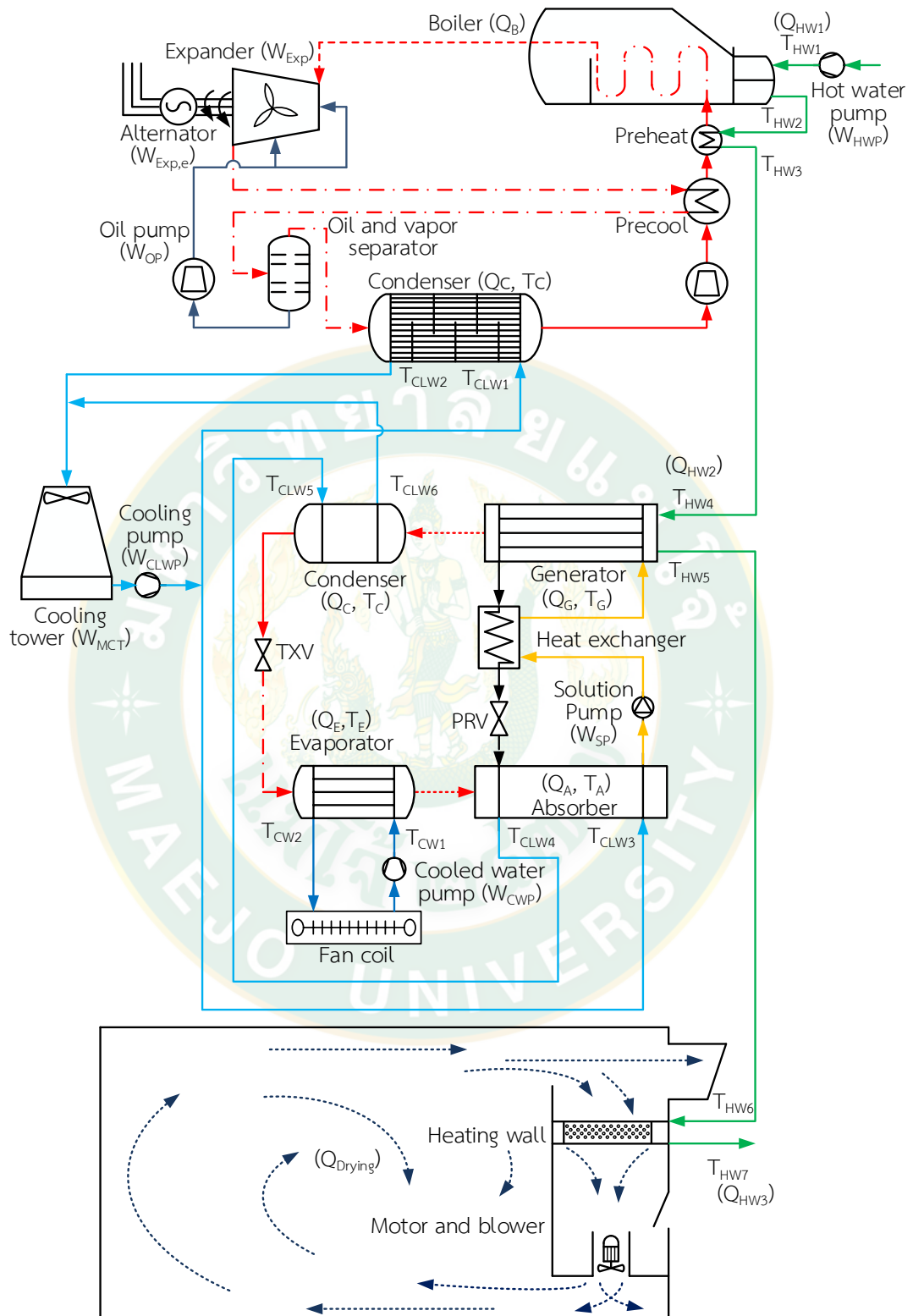
$$Q_{\text{Drying}} = \dot{m}_{\text{da}}[(h_{\text{a,o}} - h_{\text{a,i}}) + (\omega_{\text{a,o}} - \omega_{\text{a,i}})h_{\text{fg}}] \quad \text{สมการที่ 45}$$

$$\eta_{\text{Drying}} = Q_{\text{Drying}} / (Q_{\text{HW3}} + W_{\text{Mb}}) \quad \text{สมการที่ 46}$$

การผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อน (Combined cooling heating and power)

ระบบผลิตพลังงานร่วมของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนและห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์แบบขั้นบันไดดังแสดงในภาพที่ 6 การใช้พลังงานร่วมของทั้งสามระบบนี้ใช้แหล่งความร้อนเดียวกัน ซึ่งความร้อนที่ป้อนให้แก่ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์เป็นความร้อนที่ออกจากระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน และความร้อนที่ป้อนให้แก่ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนเป็นความร้อนที่ออกจากวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ โดยสามารถประเมินประสิทธิภาพของการใช้พลังงานร่วมของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนและห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ คือพลังงานที่ได้ของระบบส่วนด้วยพลังงานที่ป้อนให้แก่ระบบ ดังแสดงในสมการต่อไปนี้

$$\eta_{\text{CCHP}} = \frac{W_{\text{Exp,e}} + Q_{\text{E}} + Q_{\text{Drying}}}{Q_{\text{HW,total}} + W_{\text{total}}} \quad \text{สมการที่ 47}$$



ภาพที่ 6 แผนภาพการทำงานของการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อน

การประเมินความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์

การวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์ เพื่อศึกษาความเหมาะสมและความคุ้มค่าในการลงทุน ซึ่งเกณฑ์ทั่วไปที่ใช้ในการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์ คือ ระยะเวลาในการคืนทุน

ระยะเวลาในการคืนทุน (Payback period, PB) คือ ระยะเวลาในการลงทุนที่พิจารณาจากมูลค่าการลงทุนเทียบกับมูลค่าผลตอบแทนที่ได้รับจากการลงทุนต่อปี โดยสมการที่ใช้วิเคราะห์ระยะเวลาในการคืนทุนดังแสดงต่อไปนี้

$$PB = Inv / B \quad \text{สมการที่ 48}$$

ในกรณีที่คิดค่าอัตราารับซื้อไฟฟ้า (Electricity cost, EC) ของโรงไฟฟ้าพลังงานทดแทนประเทศไทย ที่ไม่มีค่าอัตราารับซื้อจากรัฐบาล สามารถประเมินได้โดยใช้การวิเคราะห์ระยะเวลาคืนทุนมาร่วมพิจารณา ซึ่งเป็นการพิจารณามูลค่าการลงทุนเบื้องต้นทั้งหมด เปรียบเทียบกับมูลค่าผลตอบแทนที่ได้จากการลงทุนต่อปี สมการที่ใช้วิเคราะห์ดังกล่าวดังแสดงต่อไปนี้ (นัฐพร, 2560)

$$EC = [(Inv / PB) + \dot{Z}_{OM}] / PW_{ORC} \quad \text{สมการที่ 49}$$

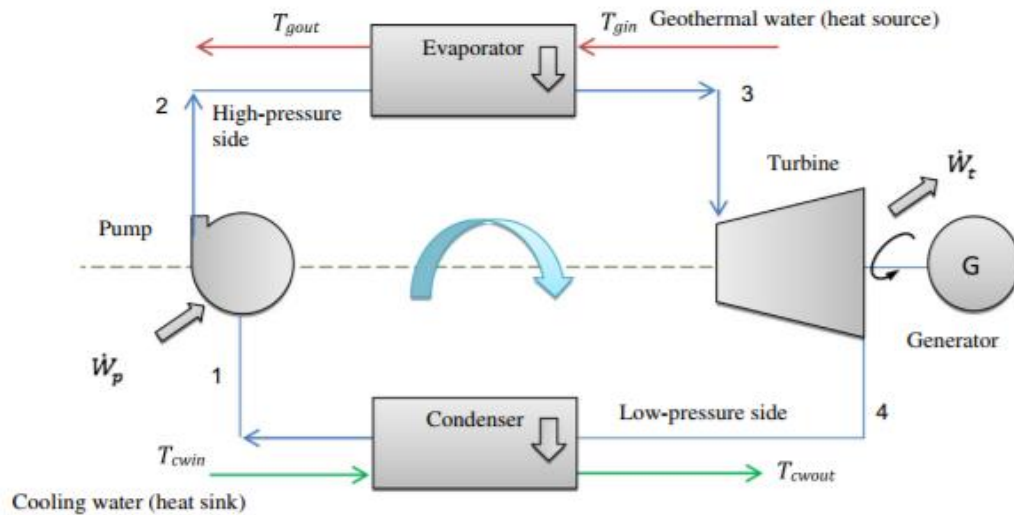
การวิเคราะห์อัตราารับซื้อไฟฟ้าในบางครั้ง อาจใช้ค่าต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วย (Levelized electricity cost, LEC) แทนได้ ซึ่งสามารถประเมินได้จากปัจจัยต่างๆ เช่น ค่าอัตราส่วนลด (Discount rate, r) ค่าดอกเบี้ยของธนาคาร ค่าเงินเฟ้อและค่าเสียโอกาส เป็นต้น ซึ่งค่าต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยจะมีค่าไม่เท่ากับอัตราารับซื้อไฟฟ้าเสมอ เนื่องจากการประเมินค่าต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วย โดยไม่พิจารณาระยะเวลารับซื้อไฟฟ้าหรือระยะเวลาการคืนทุน ดังนั้นต้องใช้สมการต่อไปนี้ในการวิเคราะห์ค่าต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วย (นัฐพร, 2560)

$$LEC = \frac{Inv + \sum_{t=1}^n \frac{PEC}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^n \frac{W_{ORC,net} t_{op}}{(1+r)^t}} \quad \text{สมการที่ 50}$$

การตรวจสอบเอกสาร

งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนจากเทคโนโลยีความร้อนใต้พิภพแบบชั้นบันได มีรายละเอียดดังนี้ Habka and Ajib (2014) ศึกษาการวิเคราะห์สมรรถนะการใช้ความร้อนจากพลังงานความใต้พิภพร่วมกับวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ โดยศึกษาอุณหภูมิน้ำพุร้อนป้อนให้แก่ระบบที่ 100 °C มีอัตราการไหลของน้ำพุร้อน 1 kg/s เข้าสู่เครื่องระเหย

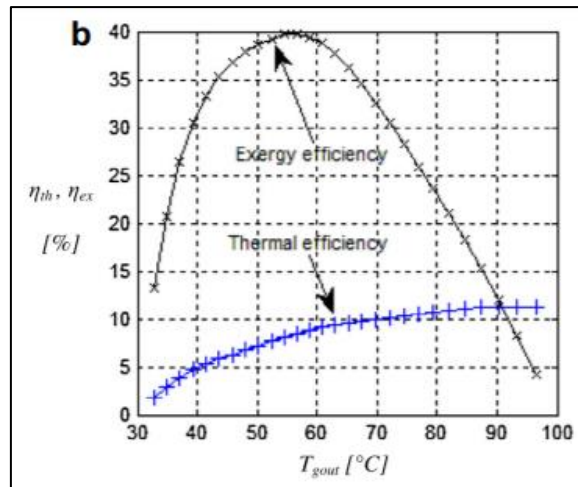
เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำงาน R-134a ในกระบวนการผลิตไฟฟ้า ดังแสดงกระบวนการทำงานในภาพที่ 7



ภาพที่ 7 แผนภาพวัฏจักรแรงดันสารอินทรีย์ที่ใช้พลังงานความร้อนใต้พิภพ

ที่มา: Habka and Ajib (2014)

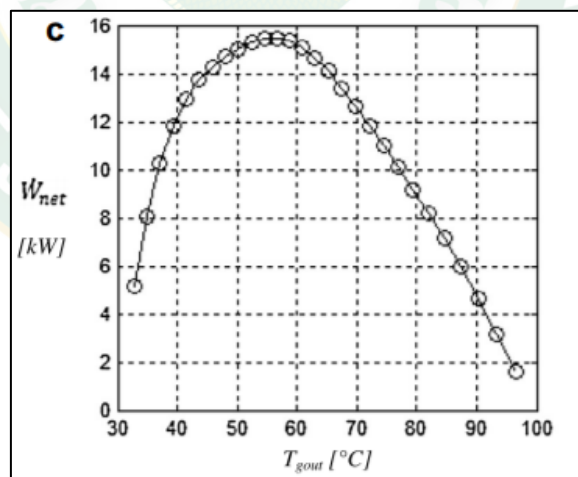
จากผลการศึกษาพบว่า อุณหภูมิน้ำพุร้อนบริเวณทางออกของเครื่องระเหยมีผลต่อประสิทธิภาพด้านประสิทธิภาพด้านความร้อน (Thermal efficiency) และประสิทธิภาพด้านเอ็กซ์เซอร์จี (Exergy efficiency) เมื่ออุณหภูมิน้ำพุร้อนที่ออกจากเครื่องระเหยเพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพด้านความร้อน และประสิทธิภาพด้านเอ็กซ์เซอร์จีจะเพิ่มขึ้นตามไปด้วย แต่เมื่ออุณหภูมิน้ำพุร้อนบริเวณทางออกของเครื่องระเหยสูงกว่า $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ จะส่งผลให้ประสิทธิภาพด้านเอ็กซ์เซอร์จีมีแนวโน้มลดลงดังแสดงในภาพที่ 8



ภาพที่ 8 ประสิทธิภาพด้านประสิทธิภาพด้านความร้อน และประสิทธิภาพด้านเอ็กซ์เซอร์จี

ที่มา: Habka and Ajib (2014)

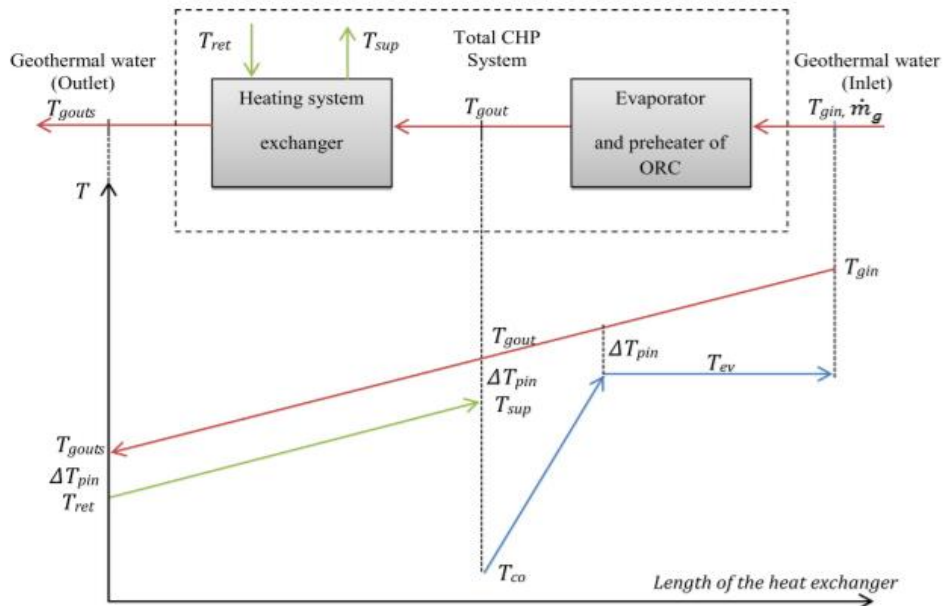
อีกทั้งยังพบว่าอุณหภูมิน้ำพุร้อนบริเวณทางออกของเครื่องระเหยมีความสัมพันธ์กับกำลังงานสุทธิของระบบ เมื่ออุณหภูมิน้ำพุร้อนบริเวณทางออกของเครื่องระเหยสูงกว่า 60 °C จะส่งผลให้กำลังงานสุทธิมีแนวโน้มลดลงดังแสดงในภาพที่ 9



ภาพที่ 9 ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิน้ำพุร้อนทางออกของเครื่องระเหยกับกำลังงานสุทธิของระบบ

ที่มา: Habka and Ajib (2014)

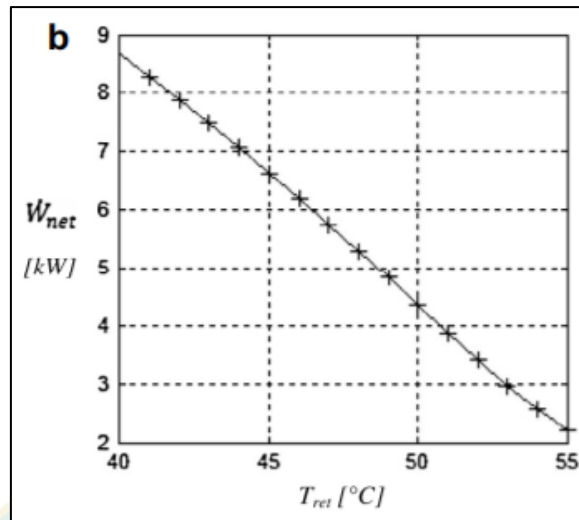
นอกจากนั้นงานวิจัยนี้ยังมีแนวคิดที่จะเพิ่มประสิทธิภาพด้านเอ็กซ์เซอรัจี้ โดยการเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีชื่อเรียกว่า พรีฮีตเตอร์ (Preheater) ที่มีการนำน้ำพุร้อนบริเวณทางออกของเครื่องระเหยมาแลกเปลี่ยนความร้อนสารทำงานอีกครั้ง ดังแสดงในภาพที่ 10



ภาพที่ 10 การเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้แก่วัฏจักรแรงดันอินทรีย์

ที่มา: Habka and Ajib (2014)

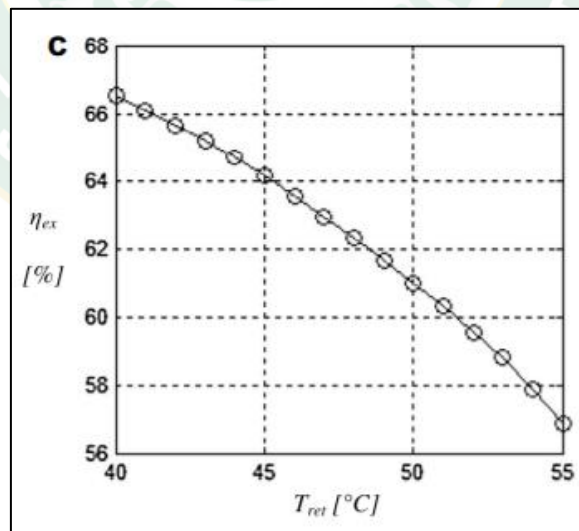
ซึ่งผลของการเพิ่มพรีฮีตเตอร์ให้แก่วัฏจักรแรงดันอินทรีย์มีดังต่อไปนี้ จากภาพที่ 11 แสดงถึงอุณหภูมิสารทำงานบริเวณทางเข้าของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีความสัมพันธ์กับกำลังงานสุทธิของระบบ เมื่ออุณหภูมิสารทำงานบริเวณทางเข้าของพรีฮีตเตอร์เพิ่มขึ้น ส่งผลให้กำลังงานสุทธิของระบบมีแนวโน้มลดลง



ภาพที่ 11 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิสารทำงานกับกำลังงานสุทธิ

ที่มา: Habka and Ajib (2014)

จากภาพที่ 12 แสดงถึงอุณหภูมิสารทำงานบริเวณทางเข้าของพรีฮีตเตอร์มีผลต่อประสิทธิภาพด้านเอ็กซ์เซอร์จี เมื่ออุณหภูมิสารทำงานบริเวณทางเข้าของพรีฮีตเตอร์เพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพด้านเอ็กซ์เซอร์จีจะมีแนวโน้มลดลง

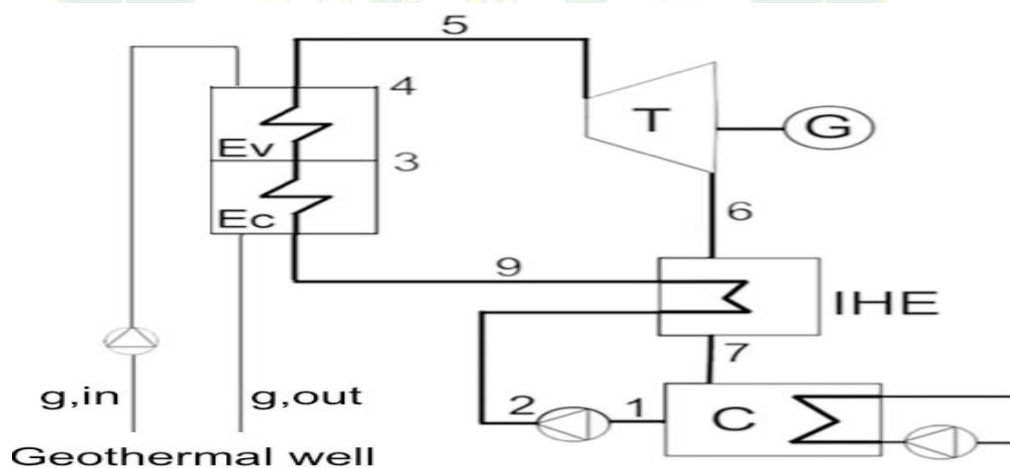


ภาพที่ 12 ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิสารทำงานกับประสิทธิภาพด้านเอ็กซ์เซอร์จี

ที่มา: Habka and Ajib (2014)

ผลของความสัมพันธ์เมื่อได้ทำการเพิ่มพรีฮีตเตอร์ให้แก่สารทำงาน พบว่า เมื่ออุณหภูมิสารทำงานบริเวณทางเข้าของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีอุณหภูมิต่ำที่ $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ จะมีประสิทธิภาพด้านเอ็กซ์เซอร์จีเพิ่มขึ้นกว่า 66%

Algieri and Sebo (2017) ได้ทำการประยุกต์ใช้วัฏจักรแรงดันอินทรีย์ในการผลิตไฟฟ้าขนาดเล็ก โดยการใช้ประโยชน์จากแหล่งความร้อนใต้พิภพที่มีอุณหภูมิต่ำในประเทศสโลวาเกีย (Slovakia) ซึ่งแตกต่างจากงานวิจัยแรก คือ มีการเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำงาน 2 จุดมีชื่อว่า อินเตอร์แนลฮีตเอ็กซ์เชนเจอร์และอีโคโนไมเซอร์ (Internal heat exchanger, Economizer) เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพด้านความร้อนให้กับระบบ ดังแสดงในภาพที่ 13 โดยจุดแรกจะอยู่ระหว่างสารทำงานบริเวณทางออกของกังหัน และสารทำงานบริเวณทางเข้าของเครื่องควบแน่น โดยแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำงานที่ออกจากปั๊ม และจุดที่ 2 จะอยู่ใกล้กับเครื่องระเหย โดยนำน้ำพุร้อนที่ออกจากเครื่องระเหยมาแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำงานอีกครั้ง สำหรับงานวิจัยนี้ได้มีการศึกษาอุณหภูมิน้ำพุร้อนที่ป้อนให้แก่ระบบที่ $129\text{ }^{\circ}\text{C}$ มีอัตราการไหลของน้ำพุร้อนที่ 1 kg/s และใช้สารทำงาน Isopenten เป็นสารทำงานในระบบ จากการศึกษาพบว่า วัฏจักรแรงดันอินทรีย์ที่มีเพิ่มการอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน มีประสิทธิภาพด้านความร้อนสูงขึ้นเมื่อเทียบกับงานวิจัยที่กล่าวมา ขึ้นต้นประมาณ 2% จาก 12% เป็น 14.6% และสามารถผลิตพลังงานไฟฟ้าได้ประมาณ 16 kW_e

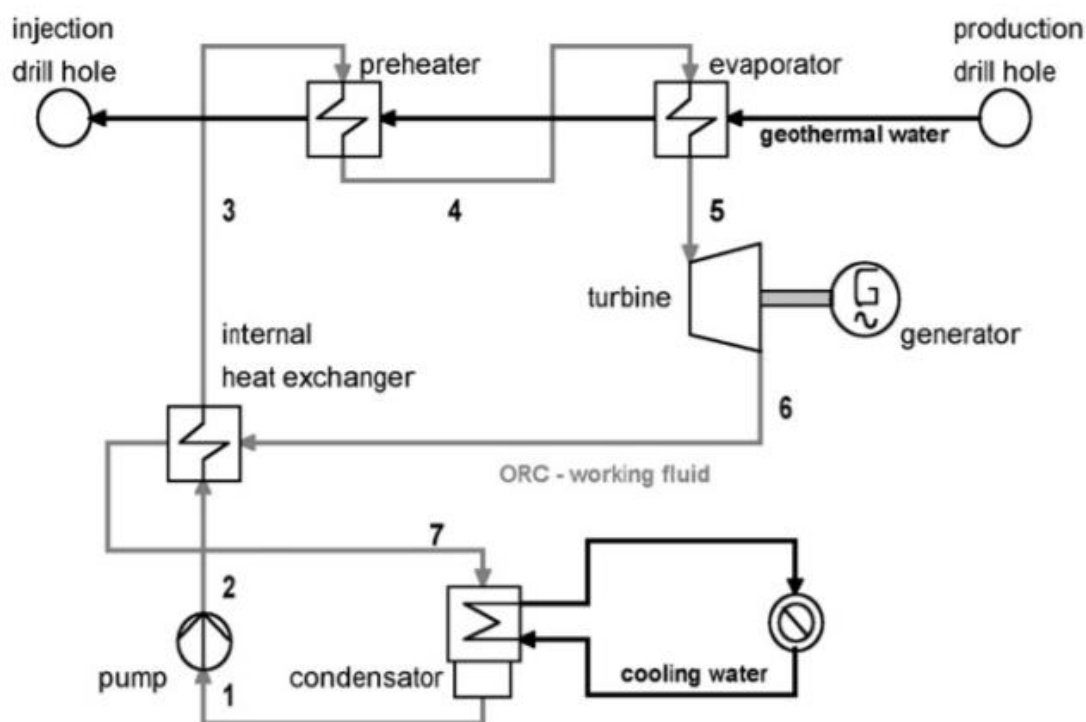


ภาพที่ 13 แผนภาพวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ที่เพิ่มการอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ที่มา : Algieri and Sebo (2017)

Heberle and Bruggemann (2010) ได้ศึกษาพลังงานความร้อนใต้พิภพในรูปแบบน้ำพุร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า $170\text{ }^{\circ}\text{C}$ อัตราการไหลประมาณ 42 kg/s เพื่อใช้ในการผลิตไฟฟ้าและผลิต

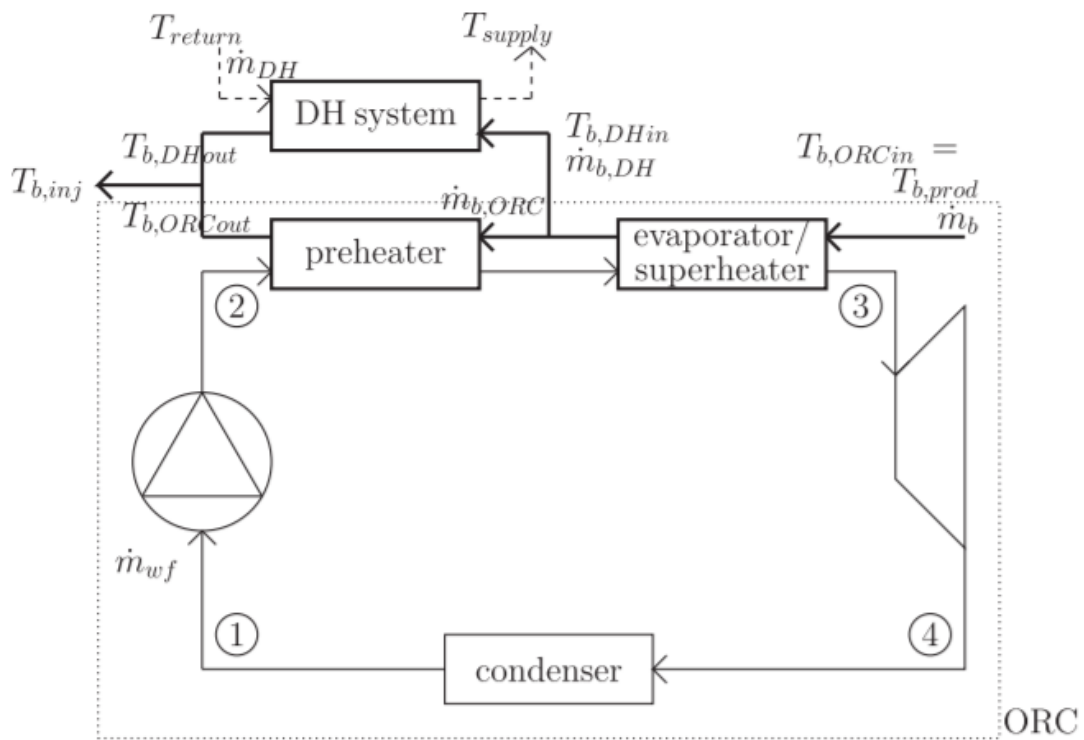
พลังงานความร้อนดังแสดงในภาพที่ 14 ผลการศึกษา พบว่า วัฏจักรแรงดันอินทรีย์ที่ใช้สารทำงาน R-227ea สามารถผลิตไฟฟ้าได้ประมาณ 11 MW_e และจากการเพิ่มอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนสามารถเพิ่มประสิทธิภาพให้แก่วัฏจักร 20% ทำให้วัฏจักรแรงดันอินทรีย์มีประสิทธิภาพเท่ากับ 48.6%



ภาพที่ 14 วัฏจักรแรงดันอินทรีย์ที่เพิ่มอุปกรณ์ผลิตพลังงานความร้อน

ที่มา: Heberle and Bruggemann (2010)

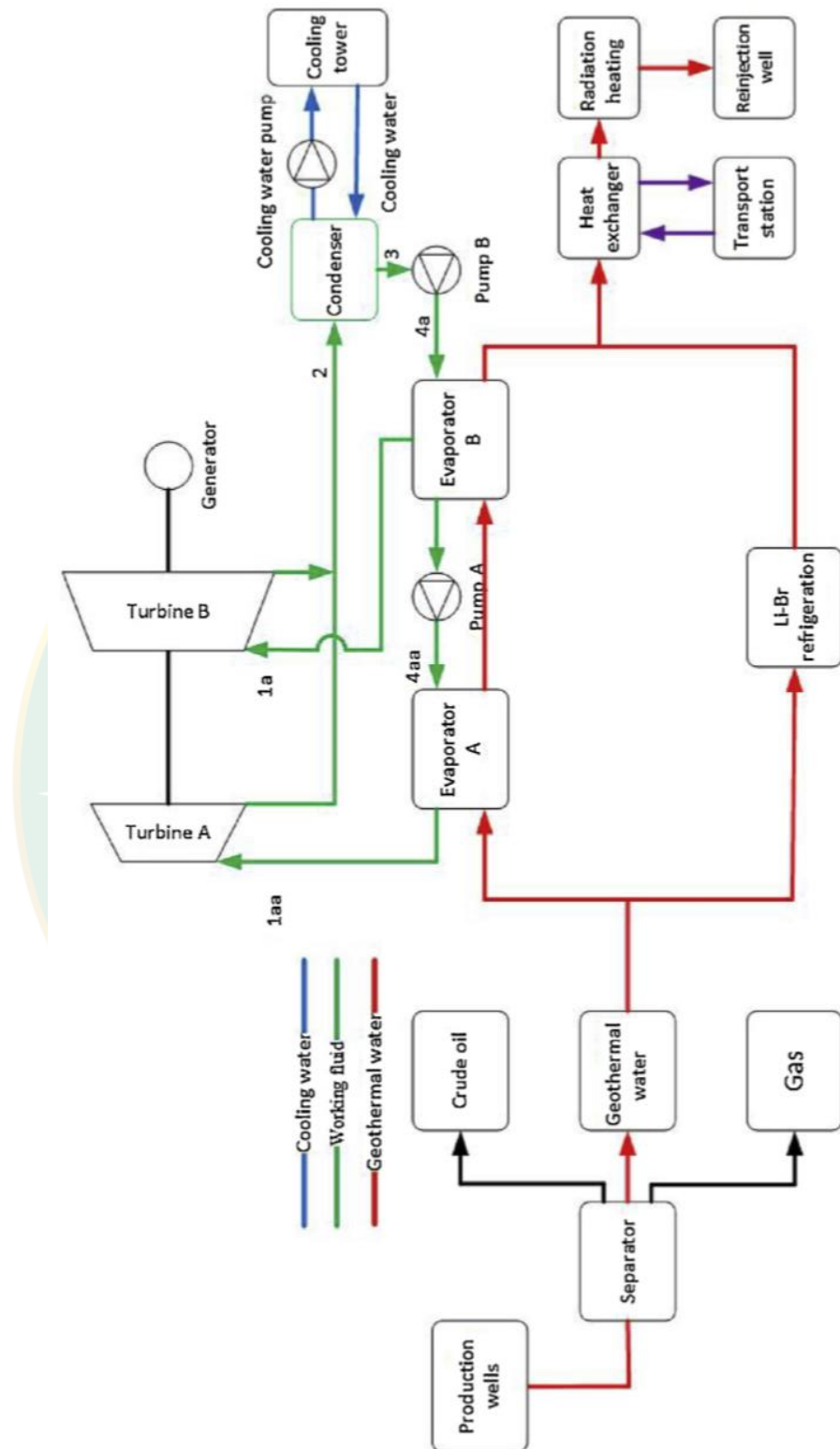
Erdeweghe et al. (2018) ได้ศึกษาการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการผลิตพลังงานความร้อน โดยใช้พลังงานความร้อนใต้พิภพที่มีอุณหภูมิต่ำดังแสดงในภาพที่ 15 ผลการศึกษา พบว่า น้ำพุร้อนที่อุณหภูมิ $110 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ที่อัตราการไหล 100 kg/s ป้อนให้แก่วัฏจักรแรงดันอินทรีย์ที่ใช้สารทำงาน R-236ea สามารถผลิตไฟฟ้าได้ 2 MW_e มีประสิทธิภาพของระบบประมาณ 10% และน้ำพุร้อนที่ออกมาจากเครื่องระเหยบางส่วนจะถูกนำมาผลิตพลังงานความร้อนได้ประมาณ 20 MW



ภาพที่ 15 แผนภาพการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการผลิตพลังงานความร้อน

ที่มา : Erdeweghe et al. (2018)

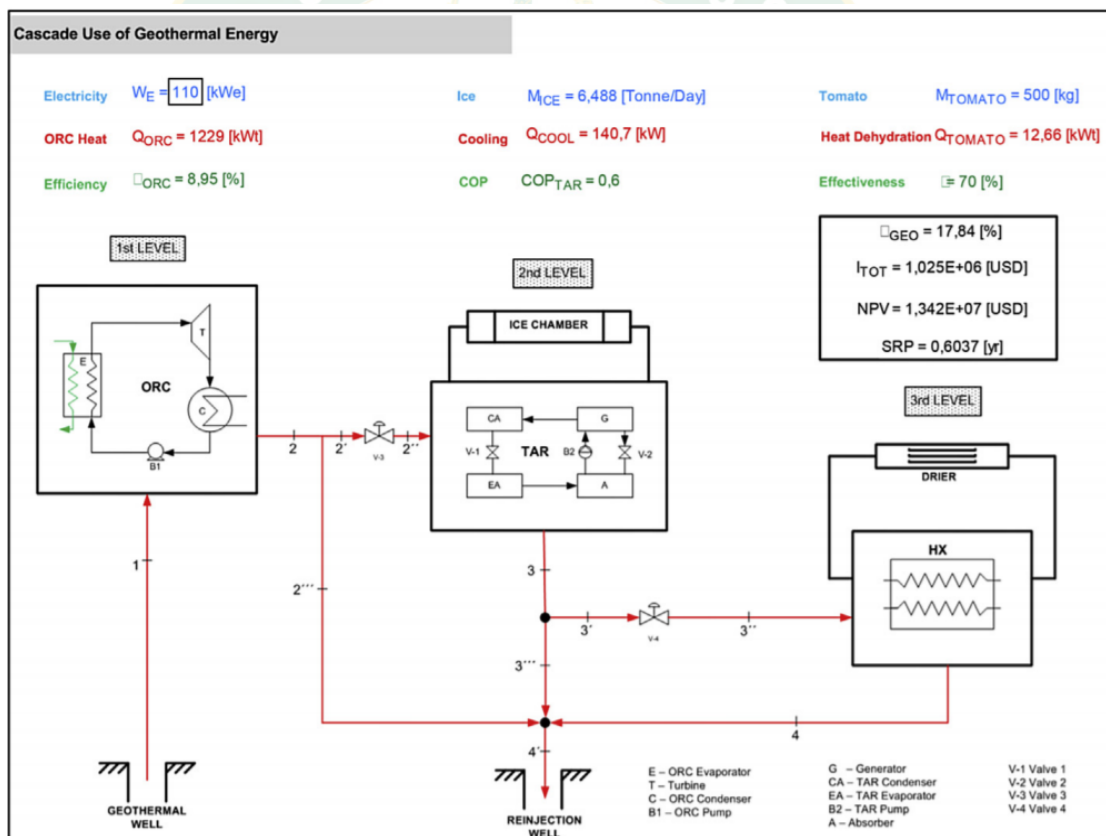
Li et al. (2018) ได้ทำการศึกษาการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นดังแสดงในภาพที่ 16 โดยนำน้ำพุร้อนอุณหภูมิ 110 °C อัตราการไหล 2 kg/s ที่ได้จากการแยกน้ำมันดิบและแก๊สออกที่เครื่องแยกน้ำพุร้อน จากนั้นนำมาป้อนให้แก่วัฏจักรแรงดันอินทรีย์ที่ใช้สารทำงาน R-245fa และระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนสารทำงานที่ใช้ คือ น้ำ-ลิเทียมโบรไมด์ ซึ่งผลการศึกษา พบว่า วัฏจักรแรงดันอินทรีย์สามารถผลิตไฟฟ้าได้ 8.49 kW_e มีประสิทธิภาพทางความร้อนของระบบที่ 10.07% และระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนสามารถทำความเย็นได้ 17 TR มีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบที่ 0.72 และระบบดังกล่าวมีการใช้พลังงานความร้อนรวมทั้ง 714 kW มีประสิทธิภาพในการใช้พลังงานความร้อนที่ 74%



ภาพที่ 16 แผนภาพการผลิตไฟฟ้าและการทำความเย็น

ที่มา : Li et al. (2018)

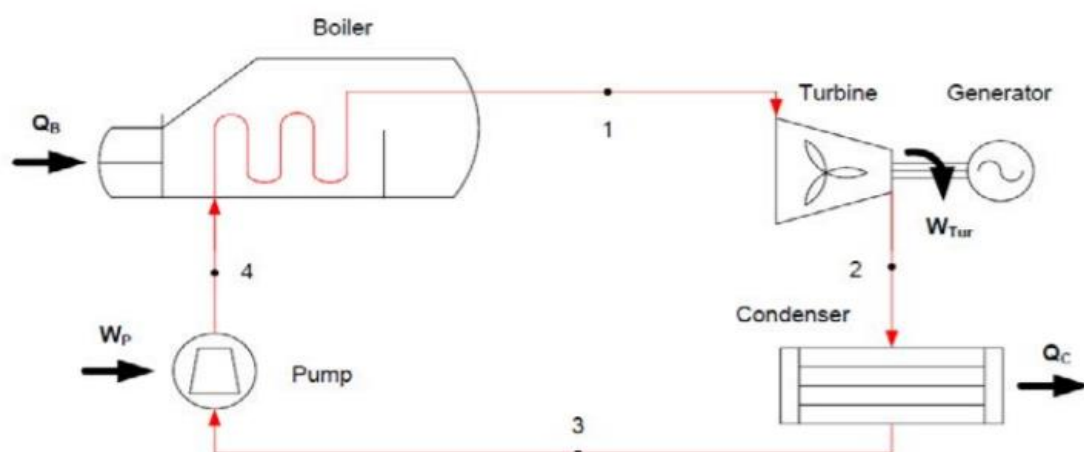
Ambriz-Díaz et al. (2017) ได้วิเคราะห์การผลิตไฟฟ้า การทำความเย็น และการทำความร้อน สำหรับบ่อแห้งผลผลิตทางการเกษตรด้วยพลังงานความร้อนใต้พิภพ โดยสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ดังแสดงในภาพที่ 17 เพื่อศึกษาอุณหภูมิของน้ำพุร้อนที่ป้อนให้แก่ระบบ 120 °C ให้กับวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ในการผลิตไฟฟ้าขนาด 110 kW_e มีประสิทธิภาพของการทำงานในระบบเท่ากับ 8.95% เมื่อน้ำพุร้อนไหลผ่านเครื่องระเหยของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ อุณหภูมิจะลดลงประมาณ 17 °C และไหลไปยังระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนที่มีขนาด 40 TR มีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบเท่ากับ 0.6 จากนั้นอุณหภูมิจะลดลงเมื่อน้ำพุร้อนไหลผ่านเจเนอเรเตอร์ของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนประมาณ 10 °C ไหลเข้าไปยังระบบบ่อแห้งผลผลิตทางการเกษตร เช่น การแห้งอบมะเขือเทศ 500 kg มีประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 70% และมีประสิทธิภาพรวมของระบบเท่ากับ 17.84%



ภาพที่ 17 เทคโนโลยีพลังงานความร้อนร่วมจากพลังงานความร้อนใต้พิภพ

ที่มา : Ambriz-Díaz et al. (2017)

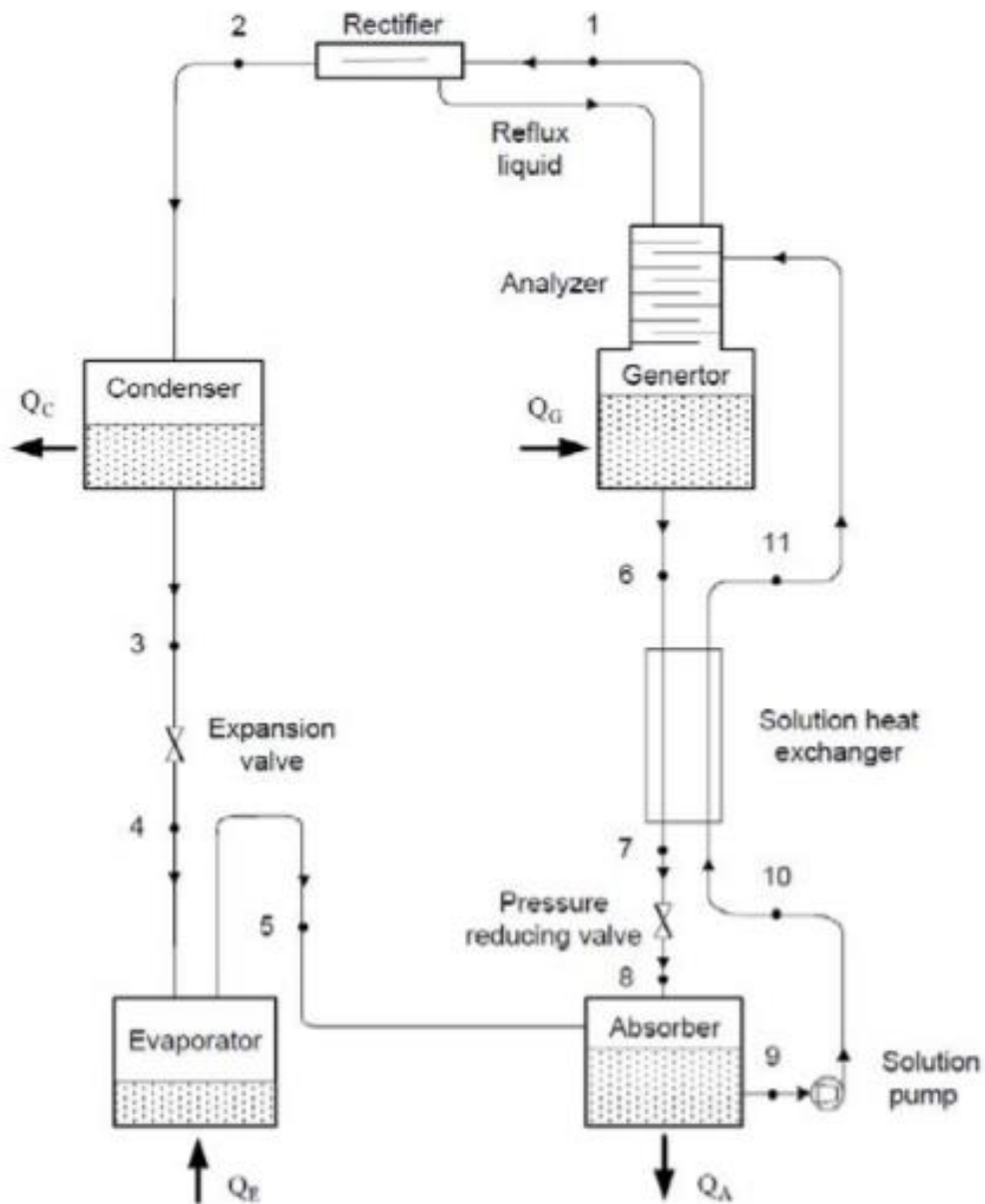
Chaiyat et al. (2014) ได้ศึกษาศักยภาพและเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพในประเทศไทย พบว่า ศักยภาพของน้ำพุร้อน 97 แห่ง ของประเทศไทยแบ่งออกเป็น 3 กลุ่มใหญ่ ๆ ซึ่งประกอบไปด้วย น้ำพุร้อนที่มีศักยภาพสูง 12 แห่ง ในประเทศไทยที่มีอุณหภูมิพื้นผิวดินสูงกว่า $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ สามารถผลิตไฟฟ้าโดยใช้วัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ ดังแสดงในภาพที่ 18 ประมาณ 521 kW_e นอกจากนี้ถ้ามีการนำน้ำพุร้อนจากแหล่งกักเก็บความร้อนใต้ผิวดินจะสามารถผลิตไฟฟ้าได้สูงขึ้นเมื่อเทียบกับอุณหภูมิน้ำพุร้อนพื้นผิวดิน ประมาณ $3,909\text{ kW}_e$



ภาพที่ 18 แผนภาพวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์

ที่มา : Chaiyat et al. (2014)

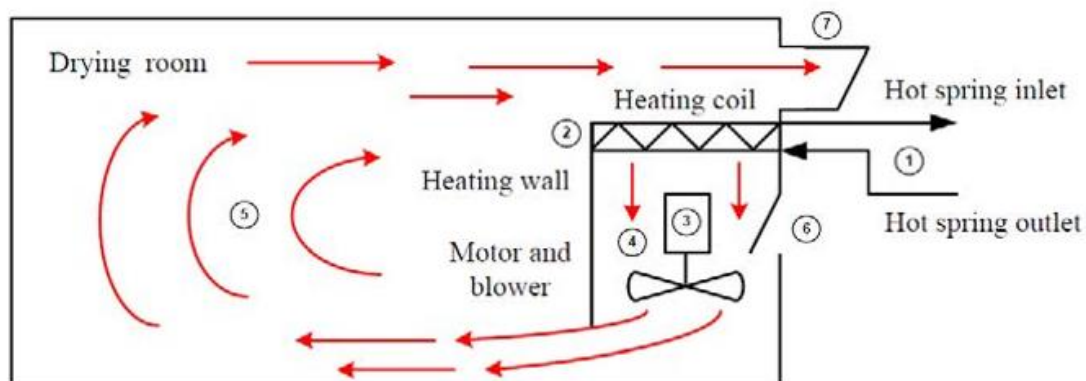
น้ำพุร้อนที่มีศักยภาพปานกลางมี 8 แห่ง ในประเทศไทย สามารถนำไปใช้กับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน ดังแสดงในภาพที่ 19 ต้องการอุณหภูมิน้ำพุร้อนระหว่าง $70\text{--}80\text{ }^{\circ}\text{C}$ เพื่อป้อนให้กับเข้าสู่ระบบในการแลกเปลี่ยนความร้อนกับคู่สารทำงาน แอมโมเนีย-น้ำ มีศักยภาพการทำความเย็นได้ประมาณ 304 kW



ภาพที่ 19 แผนภาพระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

ที่มา : Chaiyat et al. (2014)

น้ำพุร้อนที่มีศักยภาพดังกล่าวยังสามารถนำไปใช้กับห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ ต้องการอุณหภูมิน้ำพุร้อนระหว่าง 60-80 °C โดยป้อนน้ำพุร้อนให้กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จากนั้นจะใช้พัดลมเป่าอากาศร้อนไปยังบริเวณพื้นที่อบแห้ง ผ่านพืชผลผลิตทางการเกษตร มีศักยภาพด้านความร้อนเท่ากับ 406 kW

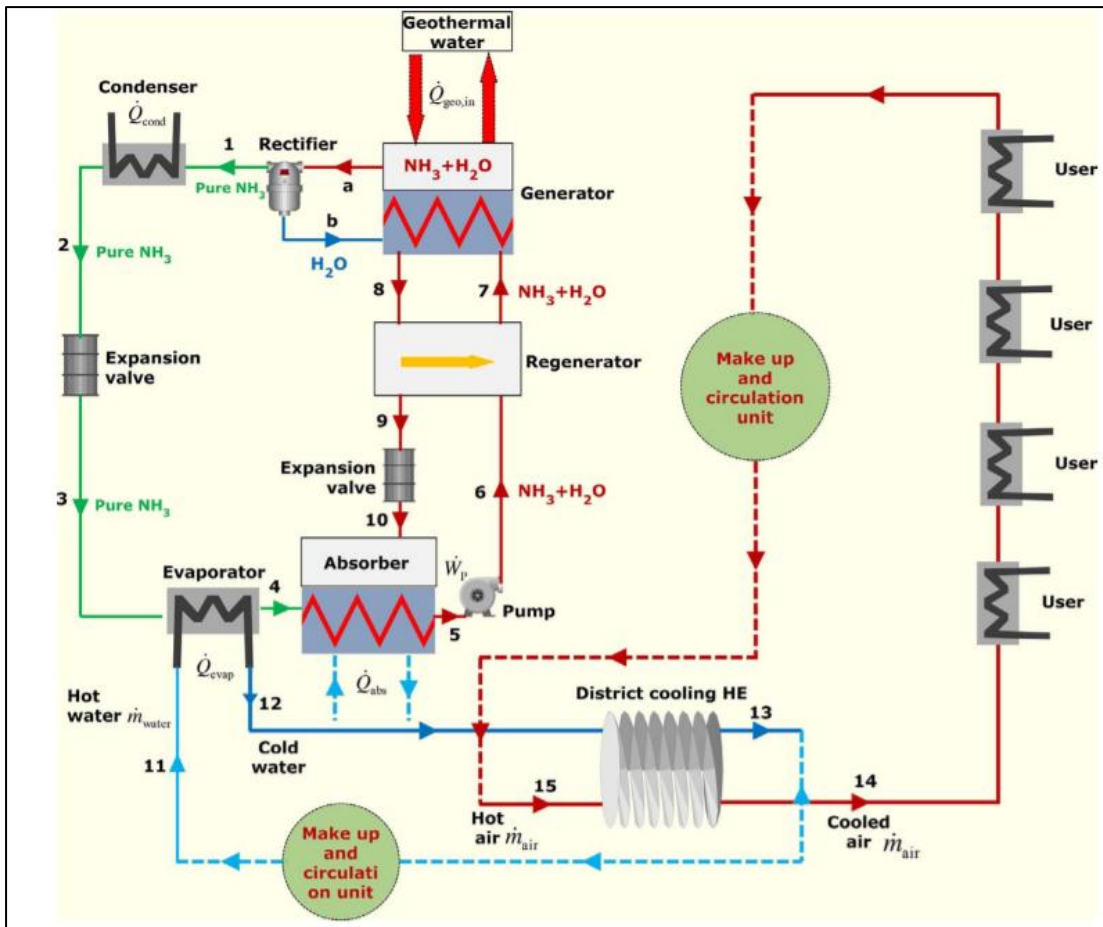


ภาพที่ 20 แผนภาพห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

ที่มา : Chaiyat et al. (2014)

น้ำพุร้อนที่มีศักยภาพต่ำโดยอุณหภูมิต่ำกว่า $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ จะนำมาใช้กับแหล่งท่องเที่ยวด้านนันทนาการ เช่น สระน้ำแร่ การทำซาวน่า เป็นต้น จากนั้นน้ำพุร้อนจะถูกปล่อยคืนสู่สิ่งแวดล้อม

นอกจากนี้ยังมีการนำระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนไปใช้แช่เย็นผลผลิตทางการเกษตร แล้วยังสามารถนำไปใช้กับระบบปรับอากาศภายในอาคาร โดย Yilmaz (2017) ได้มีการนำระบบระบายความร้อนด้วยการดูดกลืนความร้อนใต้พิภพสำหรับอาคาร ดังแสดงในภาพที่ 21 โดยจำลองอุณหภูมิ น้ำพุร้อนที่ป้อนให้กับระบบ $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ มีอัตราการไหลเท่ากับ 100 kg/s ใช้คู่สารทำงาน แอมโมเนีย-น้ำ ในระบบดูดกลืน น้ำเย็นที่ได้จากเครื่องระเหยจะถูกแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศ ที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยอากาศร้อนที่ออกมาจากอาคารจะถูกแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยน้ำเย็นในอัตรา $3,713\text{ kW}$ และมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ 0.441



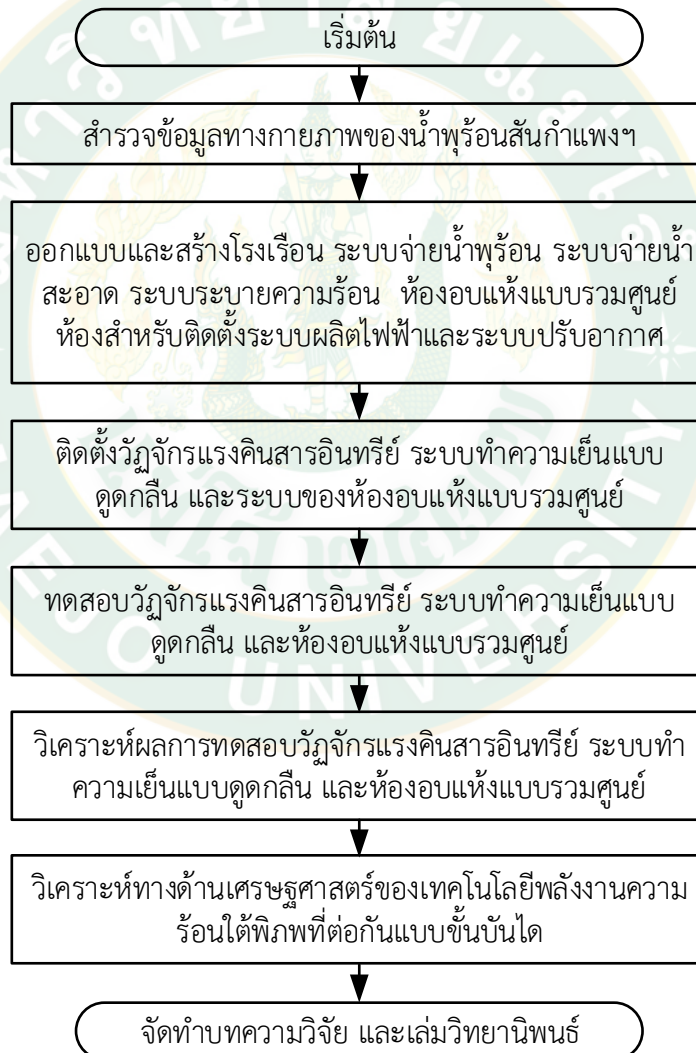
ภาพที่ 21 แผนภาพระบบระบายความร้อนโดยการดูดกลืนความร้อนใต้พิภพสำหรับใช้ในอาคาร

ที่มา : Yilmaz (2017)

จากงานวิจัยที่กล่าวมาข้างต้น พบว่า ยังไม่มีงานวิจัยใดที่นำการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนจากเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพแบบชั้นบันได มาทำการออกแบบสร้าง ติดตั้งและทดสอบในการใช้งานจริง ดังนั้นจึงเป็นที่มาของงานวิจัยนี้ ที่ต้องการออกแบบและสร้างต้นแบบการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อน จากเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพแบบชั้นบันไดของน้ำพุร้อนสันกำแพง เพื่อเป็นแนวทางการในการพัฒนาพลังงานความร้อนใต้พิภพในประเทศไทย และใช้ประโยชน์พลังงานทดแทนดังกล่าวอย่างมีประสิทธิภาพสูงสุด

บทที่ 3 วิธีการดำเนินงานวิจัย

วิธีการดำเนินงานวิจัยของการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อน จากเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพแบบชั้นบันไดของน้ำพุร้อนสันกำแพง โดยเริ่มจากสำรวจข้อมูลทางกายภาพของหลุมเจาะน้ำพุร้อนที่เหมาะสม เพื่อใช้ในการออกแบบสร้าง ติดตั้ง ทดสอบ และวิเคราะห์ผลของเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพ โดยขั้นตอนการดำเนินงานวิจัยดังแสดงรายละเอียดในภาพที่ 22



ภาพที่ 22 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

สำรวจข้อมูลทางกายภาพของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพง

ทำการสำรวจพื้นที่ของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพงตามแนวพระราชดำริ อำเภอแม่อน จังหวัดเชียงใหม่ เพื่อศึกษาข้อมูลของแต่ละหลุมเจาะน้ำพุร้อนและนำหลุมเจาะที่เหมาะสมกับเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพมาใช้ประโยชน์ และไม่ส่งผลกระทบต่อการท่องเที่ยวจากการนำมาใช้ในการออกแบบร่วมกับเทคโนโลยีดังกล่าว

ออกแบบระบบการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบชั้นบันได

จากข้อมูลการสำรวจทางกายภาพของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพงฯ ได้นำมาทำการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อออกแบบระบบร่วม โดยกำหนดให้น้ำสะอาดเมื่อได้รับความร้อนจากน้ำพุร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นถอดประกอบได้ จะนำไปป้อนให้แก่วัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ที่หม้อต้มเพื่อเข้าสู่กระบวนการผลิตไฟฟ้า ซึ่งกระบวนการดังกล่าวทำให้อุณหภูมิน้ำร้อนลดลงประมาณ 26.80 °C หลังจากนั้นนำมาป้อนให้แก่ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนที่เจนเนอเรเตอร์เพื่อเข้าสู่กระบวนการผลิตน้ำเย็นสำหรับใช้ในระบบปรับอากาศ ทำให้อุณหภูมิน้ำร้อนที่ออกจากเจนเนอเรเตอร์ลดลงประมาณ 4 °C และจะนำไปป้อนให้แก่ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อผลิตความร้อนสำหรับอบแห้งผลผลิตทางการเกษตร ทำให้อุณหภูมิน้ำร้อนลดลงประมาณ 9 °C เมื่อออกจากห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์จะถูกส่งไปรับความร้อนจากน้ำพุร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นถอดประกอบได้เพื่อเริ่มต้นกระบวนการใหม่อีกครั้ง โดยเงื่อนไขเริ่มต้นที่ใช้ในการออกแบบระบบร่วมมีรายละเอียดดังแสดงในตารางที่ 1

ตารางที่ 1 เงื่อนไขเริ่มต้นที่ใช้ในการออกแบบระบบร่วมที่ต่อกันแบบชั้นบันได

รายละเอียด	ข้อมูล
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นถอดประกอบได้	
ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นถอดประกอบได้ ¹ (ϵ_{GP} , %)	80
วัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์	
ประสิทธิภาพของหม้อต้ม ¹ (ϵ_B , %)	80
ผลต่างอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าและออกหม้อต้ม ² ($\Delta T_{HW,B}$ °C)	26.80
อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องควบแน่น ³ ($T_{CLW,1}$, °C)	30
ประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ ² (η_{ORC} , %)	8.49

รายละเอียด	ข้อมูล
ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน	
ประสิทธิภาพของเจนเนอเรเตอร์ ¹ (ϵ_G , %)	80
ผลต่างอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าและออกเจนเนอเรเตอร์ ³ ($\Delta T_{HW,G}$ °C)	4
อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าแอบซอร์พเบอร์ ³ ($T_{CLW,3}$, °C)	30
สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน ³ (COP_{AB})	0.6
ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์	
ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ⁴ (ϵ_{HX} , %)	80
ผลต่างอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าและอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ⁴ ($\Delta T_{HW,HX}$ °C)	9
ประสิทธิภาพของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ ⁴ (η_{DRY} , %)	50

หมายเหตุ: ¹ นัฐพร (2560)

² Chaiyat et al. (2015)

³ Chaiyat et al. (2017)

⁴ Chaiyat et al. (2014)

ออกแบบและสร้างโรงเรือนของระบบผลิตพลังงานร่วม

พื้นที่ที่ใช้ในการออกแบบและสร้างโรงเรือนมีต้นไม้ใหญ่อยู่ค่อนข้างมาก จึงส่งผลให้การออกแบบโรงเรือนมีลักษณะเป็นรูปทรงคล้ายตัวแอลเพื่อให้ต้นไม้ดังกล่าวยังคงอยู่เดิม โดยโรงเรือนมีขนาดกว้าง 11.55 m ยาว 12.20 m สูง 6.20 m และหนา 0.30 m และมีฐานวางระบบระบายความร้อนมีขนาดกว้าง 2.00 m 5.00 m ยาว และหนา 0.20 m

ออกแบบและสร้างห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

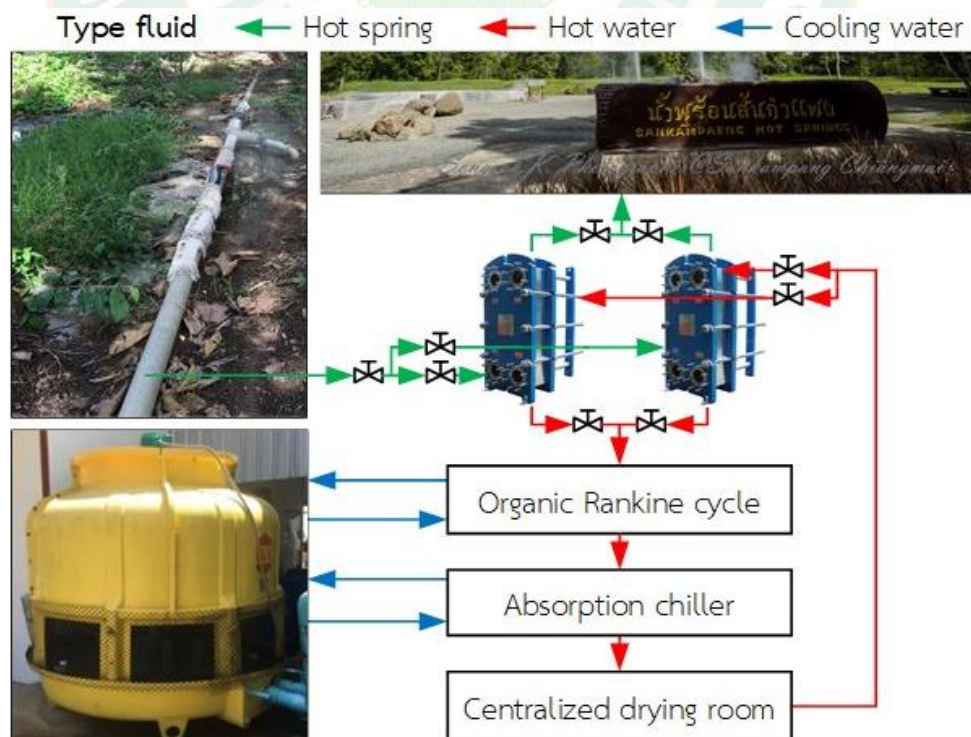
การออกแบบห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่มีขนาดกว้าง 3.6 m ยาว 6.0 m และสูง 3.0 m โดยผนังห้องทำจากฉนวนกันความร้อนในการรักษาอุณหภูมิภายในห้อง และลดการสูญเสียความร้อนให้แก่สิ่งแวดล้อม เพื่อให้การอบแห้งผลผลิตทางการเกษตรมีประสิทธิภาพมากที่สุด

ออกแบบและสร้างห้องติดตั้งระบบผลิตไฟฟ้าและห้องติดตั้งระบบปรับอากาศ

ห้องระบบผลิตไฟฟ้าและห้องระบบปรับอากาศที่ได้ทำการออกแบบและสร้างมีขนาดกว้าง 3.6 m ยาว 6.0 m และสูง 3.0 m ผนังห้องทำจากฉนวนกันความร้อนสำหรับควบคุมอุณหภูมิภายในเพื่อป้องกันอุปกรณ์ทำงานของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ และระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน เกิดความความร้อนมากจนเกินไปในขณะที่ทำงาน และสามารถทำงานได้อย่างต่อเนื่อง

ออกแบบและสร้างระบบจ่ายน้ำพุร้อน ระบบจ่ายน้ำสะอาด และระบบระบายความร้อน

การออกแบบและสร้างระบบจ่ายน้ำพุร้อน ระบบจ่ายน้ำสะอาด และระบบระบายความร้อน เริ่มต้นจากการต่อท่อน้ำพุร้อน และท่อน้ำสะอาดไปยังอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นถอด ประกอบได้ เพื่อใช้สำหรับทำความสะอาดตะกอนที่เกิดจากน้ำพุร้อน โดยมีวาล์วควบคุมการเปิด-ปิด ของระบบจ่ายน้ำพุร้อนและระบบจ่ายน้ำสะอาดให้สลับไปใช้งานอีกตัว และทำให้ระบบผลิตพลังงาน ร่วมสามารถทำงานอย่างต่อเนื่องเมื่อทำความสะอาดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าว และระบบ ระบายความร้อนจะนำน้ำหล่อเย็นที่ห่อหุ้มระบายความร้อนมาระบายความร้อนให้แก่วัฏจักรแรงดัน อินทรีย์ และระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน ขั้นตอนการใช้งานของแต่ละระบบแสดงในภาพที่ 23



ภาพที่ 23 ขั้นตอนการออกแบบระบบจ่ายน้ำพุร้อน ระบบจ่ายน้ำสะอาด และระบบระบายความร้อน

ติดตั้งวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์

วัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ที่มีกำลังผลิตติดตั้งประมาณ 10 kW_e สารทำงานที่ใช้ในระบบ คือ R-245fa มีขนาดของระบบกว้าง 1.5 m ยาว 2.1 m และสูง 2.0 m จะทำการติดตั้งอยู่ภายในห้องระบบผลิตไฟฟ้า เมื่อติดตั้งเสร็จจะทำการติดตั้งท่อน้ำร้อนไปยังหม้อต้มและท่อน้ำหล่อเย็นไปยังเครื่องควบแน่น

ติดตั้งระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

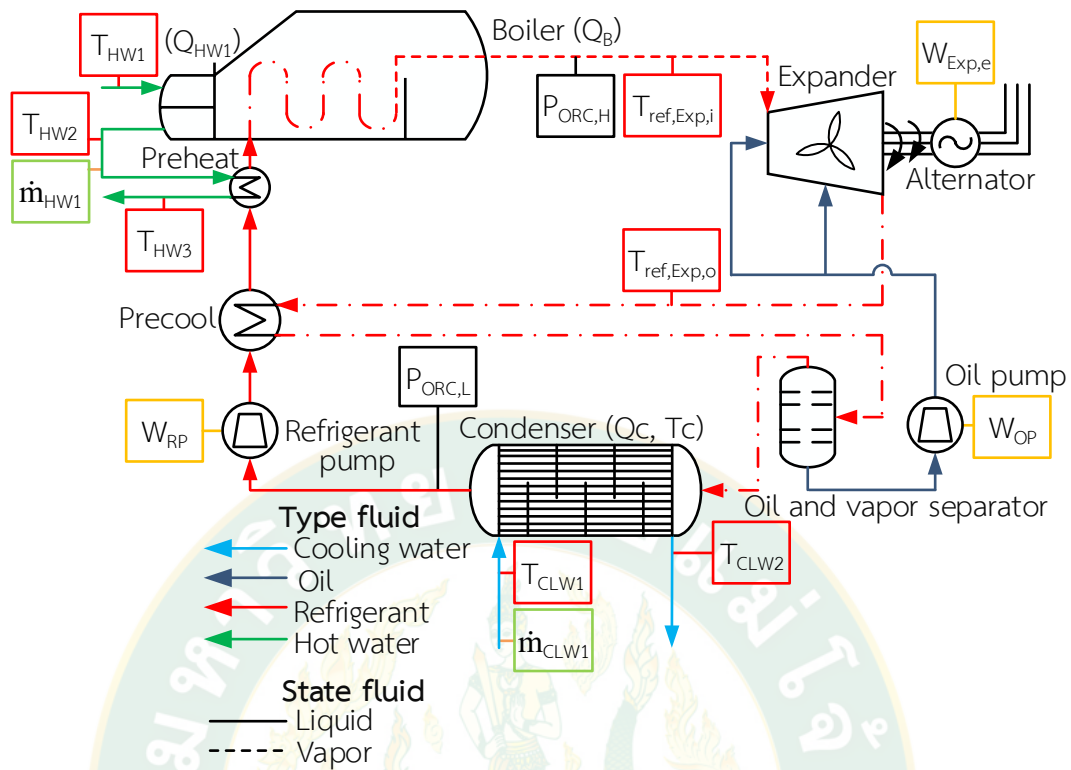
ติดตั้งระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนภายในห้องระบบปรับอากาศมีขนาดการทำความเย็นติดตั้งประมาณ 3 TR คู่สารทำงานที่ใช้ในระบบ คือ น้ำ-ลิเทียมโบรไมด์ ขนาดของระบบกว้าง 1.0 m ยาว 1.3 m และสูง 1.8 m โดยทำการติดตั้งท่อน้ำร้อนเข้าไปยังเจนเนอเรเตอร์ ติดตั้งท่อน้ำหล่อเย็นไปยังแอบซอร์บเบอร์ และติดตั้งท่อน้ำเย็นไปยังเครื่องระเหย

ติดตั้งระบบของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

ทำการสร้างแบบจำลองของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่มีขนาดกว้าง 3.6 m ยาว 6.0 m และสูง 3.0 m เพื่อนำไปวิเคราะห์ผลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณจากโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์ และสร้างห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่มีความสามารถทำความร้อนติดตั้งประมาณ 20 kW โดยทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และพัดลมแบบหมุนตามแนวแกน และชั้นตะแกรงวางผลิตภัณฑ์ที่ใช้ออบแห้งจากผลการวิเคราะห์ที่กล่าวมาข้างต้น

ทดสอบและวิเคราะห์ผลทดสอบของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์

การทดสอบวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ที่ได้ทำการติดตั้ง โดยกำหนดตำแหน่งของจุดตรวจวัดค่าต่าง ๆ ดังแสดงในภาพที่ 24 รายละเอียดจุดตรวจวัด ดังแสดงในตารางที่ 2 ซึ่งจะนำผลการทดสอบไปวิเคราะห์หาสมการสมรรถนะของการผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์



ภาพที่ 24 แผนภาพของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์และตำแหน่งจุดตรวจวัดค่า ๆ

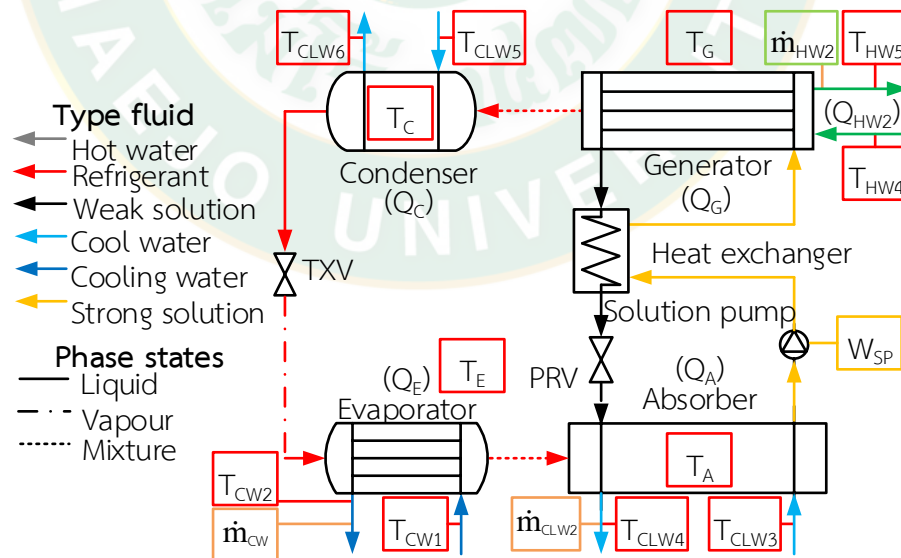
ตารางที่ 2 รายละเอียดจุดตรวจวัดค่า ๆ ของการทดสอบวัฏจักรแรงดันอินทรีย์

จุดวัด	ตัวแปรที่ทำการวัด	อุปกรณ์ที่ใช้ตรวจวัด
T_{HW1}	อุณหภูมิน้ำร้อนก่อนเข้าหม้อต้ม	- เทอร์โมคัปเปิล รุ่น DS18B20
T_{HW2}	อุณหภูมิน้ำร้อนออกจากหม้อต้ม	- แรงดันไฟฟ้า 3.3 V ถึง 5 V
T_{HW3}	อุณหภูมิน้ำร้อนออกจากพรีฮีต	- ช่วงอุณหภูมิที่วัดได้ - 55 °C ถึง 125 °C - ค่าความคลาดเคลื่อน ± 0.5 °C
T_{CLW1}	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่น	
T_{CLW2}	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องควบแน่น	
$T_{ref,Exp,i}$	อุณหภูมิสารทำงานก่อนเข้าเครื่องขยายตัว	
$T_{ref,Exp,o}$	อุณหภูมิสารทำงานออกจากเครื่องขยายตัว	
\dot{m}_{HW1}	อัตราการไหลน้ำร้อนก่อนเข้าหม้อต้ม	- เครื่องมือวัดอัตราการไหล รุ่น TDS
\dot{m}_{CLW1}	อัตราการไหลน้ำหล่อเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่น	100H Ultrasonic flow meter - ขนาดท่อที่วัดได้ 2 cm ถึง 600 cm - ความคลาดเคลื่อน $\pm 1\%$

จุดวัด	ตัวแปรที่ทำการวัด	อุปกรณ์ที่ใช้ตรวจวัด
$P_{ORC,H}$	แรงดันของสารทำงานด้านสูง	- เพรสเซอร์ทรานส์ดีวเซอร์ รุ่น ESUMZ HK3022
$P_{ORC,L}$	แรงดันของสารทำงานด้านต่ำ	- แรงดันไฟฟ้า 5 V - วัดความดันได้สูงสุด 2.4 MPa - ความคลาดเคลื่อน $\pm 5\%$
W_{RP}	กำลังงานไฟฟ้าที่ป้อนให้ปั๊มสารทำงาน	- หม้อแปลงกระแสไฟฟ้า รุ่น SCT013
W_{OP}	กำลังงานไฟฟ้าที่ป้อนให้ปั๊มน้ำมันหล่อลื่น	- กระแสไฟฟ้าที่วัดได้ 0 A ถึง 100 A
$W_{Exp,e}$	กำลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้จากเครื่องกำเนิดไฟฟ้ากระแสสลับ	- แปลกระแสได้ 0 mA ถึง 50 mA - ความคลาดเคลื่อน $\pm 5\%$

ทดสอบและวิเคราะห์ผลทดสอบของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

การทดสอบระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนที่ได้ทำการติดตั้ง โดยกำหนดตำแหน่งของจุดตรวจวัดค่าต่าง ๆ ดังแสดงในแสดงภาพที่ 25 รายละเอียดจุดตรวจวัดดังแสดงในตารางที่ 3 ผลจากการทดสอบจะนำไปวิเคราะห์หาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนต่อไป



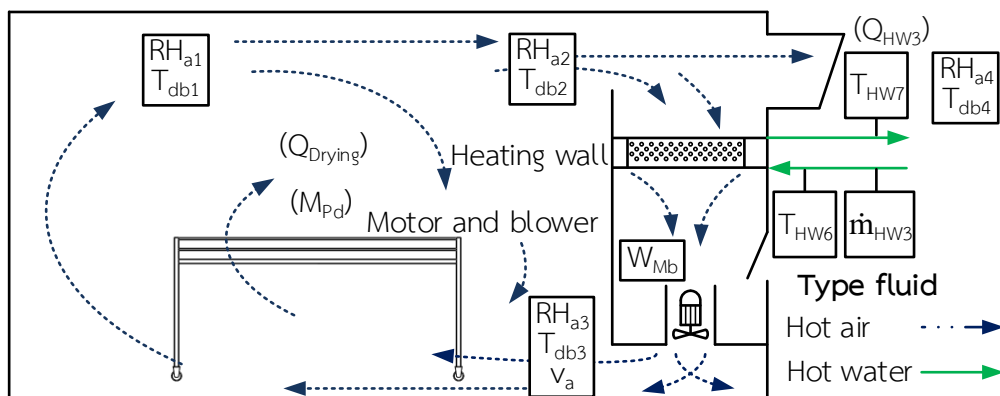
ภาพที่ 25 แผนภาพของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนและตำแหน่งจุดตรวจวัดค่า ๆ

ตารางที่ 3 รายละเอียดจุดตรวจวัดค่า ๆ ของการทดสอบระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

จุดวัด	ตัวแปรที่ทำการวัด	อุปกรณ์ที่ใช้ตรวจวัด
T _{HW4}	อุณหภูมิน้ำร้อนก่อนเข้าเจนเนอเรเตอร์	- เทอร์โมคัปเปิล รุ่น DS18B20
T _{HW5}	อุณหภูมิน้ำร้อนออกจากเจนเนอเรเตอร์	- แรงดันไฟฟ้า 3.3 V ถึง 5 V
T _{CW1}	อุณหภูมิน้ำเย็นก่อนเข้าเครื่องระเหย	- ช่วงอุณหภูมิที่วัดได้ - 55 °C ถึง 125 °C
T _{CW2}	อุณหภูมิน้ำเย็นออกจากเครื่องระเหย	ค่าความคลาดเคลื่อน ± 0.5 °C
T _{CLW3}	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นก่อนเข้าแอบซอร์บเบอร์	
T _{CLW4}	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากแอบซอร์บเบอร์	
T _{CLW5}	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่น	
T _{CLW6}	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องควบแน่น	
T _G	อุณหภูมิสารละลายที่เจนเนอเรเตอร์	
T _C	อุณหภูมิสารทำงานที่เครื่องควบแน่น	
T _E	อุณหภูมิสารทำงานที่เครื่องระเหย	
T _A	อุณหภูมิสารละลายที่แอบซอร์บเบอร์	
\dot{m}_{HW2}	อัตราการไหลน้ำร้อนที่เจนเนอเรเตอร์	- เครื่องมือวัดอัตราการไหล รุ่น TDS
\dot{m}_{CLW2}	อัตราการไหลน้ำหล่อเย็นที่แอบซอร์บเบอร์ และเครื่องควบแน่น	100H Ultrasonic flow meter - ขนาดท่อที่วัดได้ 2 cm ถึง 600 cm
\dot{m}_{CW}	อัตราการไหลน้ำเย็นที่เครื่องระเหย	- ความคลาดเคลื่อน ± 1%
W _{SP}	กำลังงานไฟฟ้าที่ป้อนให้ปัมสารละลาย	- หม้อแปลงกระแสไฟฟ้า รุ่น SCT013 - กระแสไฟฟ้าที่วัดได้ 0 A ถึง 100 A - แปลกระแสได้ 0 mA ถึง 50 mA - ความคลาดเคลื่อน ± 5%

ทดสอบและวิเคราะห์ผลทดสอบของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

การทดสอบห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ โดยกำหนดตำแหน่งของจุดตรวจวัดค่าต่าง ๆ ดังแสดงในภาพที่ 26 รายละเอียดจุดตรวจวัดดังแสดงในตารางที่ 4 เพื่อทดสอบห้องเปล่าและนำผลจากการทดสอบห้องเปล่าไปวิเคราะห์หาสมการสมรรถนะของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ นอกจากนั้นจะทำการทดสอบในกรณีอบแห้งผลผลิตทางการเกษตร เพื่อหาประสิทธิภาพในการอบแห้งผลผลิตทางการเกษตร



ภาพที่ 26 แผนภาพของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์และตำแหน่งจุดตรวจวัดค่าต่าง ๆ

ตารางที่ 4 รายละเอียดจุดตรวจวัดค่า ๆ ของการทดสอบห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

จุดวัด	ตัวแปรที่ทำการวัด	อุปกรณ์ที่ใช้ตรวจวัด
T_{HW6}	อุณหภูมิน้ำร้อนก่อนเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	- เทอร์โมคัปเปิล รุ่น DS18B20 - แรงดันไฟฟ้า 3.3 V ถึง 5 V
T_{HW7}	อุณหภูมิน้ำร้อนออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	- ช่วงอุณหภูมิที่วัดได้ - 55 °C ถึง 125 °C - ค่าความคลาดเคลื่อน ± 0.5 °C
T_{db1}	อุณหภูมิกระเปาะแห้งบริเวณเพดานของห้องอบแห้ง	- เซนเซอร์วัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ รุ่น DHT 22
T_{db2}	อุณหภูมิกระเปาะแห้งบนผนังแจกลมของห้องอบแห้ง	- แรงดันไฟฟ้าเข้า 3.3 V ถึง 6 V - วัดอุณหภูมิกระเปาะแห้งได้ - 40 °C ถึง 80 °C
T_{db3}	อุณหภูมิกระเปาะแห้งล่างผนังแจกลมห้องอบแห้ง	
T_{db4}	อุณหภูมิกระเปาะแห้งบริเวณภายนอกห้องอบแห้ง	- วัดความชื้นสัมพัทธ์ได้ 0% ถึง 100%
RH_{a1}	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศบริเวณเพดานของห้องอบแห้ง	- ค่าความคลาดเคลื่อน ± 0.5 °C
RH_{a2}	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศด้านบนผนังแจกลมของห้องอบแห้ง	
RH_{a3}	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศด้านล่างผนังแจกลมของห้องอบแห้ง	
RH_{a4}	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศบริเวณภายนอกห้องอบแห้ง	

จุดวัด	ตัวแปรที่ทำการวัด	อุปกรณ์ที่ใช้ตรวจวัด
\dot{m}_{HW3}	อัตราการไหลของน้ำร้อนก่อนเข้าอุปกรณ์ แลกเปลี่ยนความร้อน	- เครื่องมือวัดอัตราการไหล รุ่น TDS 100H Ultrasonic flow meter - ขนาดท่อที่วัดได้ 2 cm ถึง 600 cm - ความคลาดเคลื่อน $\pm 1\%$
V_a	ความเร็วลมบริเวณทางออกของผนังแจกกลม	- เครื่องมือวัดความเร็วลม รุ่น HT-9819 - แรงดันไฟฟ้าที่ใช้ 9 V - ช่วงการวัด 0.40 m/s ถึง 30.00 m/s - ความคลาดเคลื่อน $\pm 3\%$
W_{Mb}	กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่มอเตอร์พัดลม	- หม้อแปลงกระแสไฟฟ้า รุ่น SCT01 - กระแสไฟฟ้าที่วัดได้ 0 A ถึง 100 A - แพลกระแสได้ 0 mA ถึง 50 mA - ความคลาดเคลื่อน $\pm 5\%$

วิเคราะห์ผลทดสอบของการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบชั้นบันได

ทำการวิเคราะห์ผลของการผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ การทำความเย็นด้วยระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน และการผลิตพลังงานความร้อนด้วยห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ เพื่อหาประสิทธิภาพของการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนของเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพที่ต่อกันแบบชั้นบันได

การประเมินความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์

การพิจารณาทางด้านเศรษฐศาสตร์ของการผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ การทำความเย็นด้วยระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน และการผลิตพลังงานความร้อนด้วยห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ ที่ต่อกันแบบชั้นบันได โดยใช้พลังงานความร้อนใต้พิภพ มีขั้นตอนการประเมินดังต่อไปนี้

ระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์

การประเมินความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์ของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ จากพลังงานความร้อนใต้พิภพของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพง ได้ทำการประเมินจากมูลค่าในการ

ลงทุน เพื่อนำไปวิเคราะห์หาอัตราการรับซื้อไฟฟ้าที่เหาะสมจากพลังงานความร้อนใต้พิภพและค่าต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วย

ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

การประเมินความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์ของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนจากพลังงานความร้อนใต้พิภพ ได้ทำการประเมินจากมูลค่าการลงทุนของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน ซึ่งได้นำไปเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศที่มีขนาดการผลิตความเย็นเท่ากัน เพื่อหาระยะเวลาในการคืนทุน เมื่อใช้ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนแทนระบบปรับอากาศแบบอัดไอ

ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

การประเมินความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์ของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ ทำการประเมินจากมูลค่าการลงทุนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ เทียบกับรายได้จากการรับจ้างอบแห้งผลผลิตทางการเกษตร เพื่อประเมินระยะเวลาในการคืนทุนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่ใช้พลังงานความร้อนใต้พิภพเป็นแหล่งความร้อน

ระบบผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบชั้นบันได

การประเมินความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์ระบบผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบชั้นบันไดจากพลังงานความร้อนใต้พิภพ สามารถประเมินได้จากมูลค่าการลงทุนของระบบร่วม เทียบกับรายได้จากการลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้าของวิสาหกิจแรงคินสารอินทรีย์และระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน รวมถึงรายได้จากการรับจ้างอบแห้งผลผลิตทางการเกษตร เพื่อประเมินระยะเวลาในการคืนทุนของระบบร่วมที่ต่อกันแบบชั้นบันไดจากพลังงานความร้อนใต้พิภพ

บทที่ 4

ผลและอภิปรายผล

งานวิจัยนี้ได้มีการออกแบบและสร้างการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนจากเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพแบบชั้นบันไดของน้ำพุร้อนสันกำแพงฯ โดยขั้นตอนการดำเนินงานประกอบไปด้วย การออกแบบและสร้างแบบแปลนโรงเรือน ระบบจ่ายน้ำพุร้อน ระบบจ่ายน้ำสะอาด ระบบระบายความร้อน ห้องติดตั้งระบบผลิตไฟฟ้า ห้องติดตั้งระบบปรับอากาศ และห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ การติดตั้งวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน และระบบของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ การทดสอบและการวิเคราะห์ผลทดสอบของแต่ละระบบ นอกจากนี้ยังได้ทำการประเมินความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์ของระบบผลิตพลังงานร่วมโดยใช้พลังงานความร้อนใต้พิภพ ซึ่งผลที่ได้มีรายละเอียดดังต่อไปนี้

ผลการสำรวจข้อมูลทางกายภาพของแหล่งน้ำพุร้อนสันกำแพง

จากการสำรวจข้อมูลทางกายภาพของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพงฯ พบว่า หลุมเจาะน้ำพุร้อนที่ได้ทำการสำรวจและเก็บข้อมูลทั้งหมด 5 หลุม มีลักษณะดังแสดงในภาพที่ 27 โดยรายละเอียดข้อมูลแต่ละหลุมเจาะดังแสดงในตารางที่ 5



หลุมที่ 1

หลุมที่ 2

หลุมที่ 3

หลุมที่ 4

หลุมที่ 5

ภาพที่ 27 หลุมเจาะน้ำพุร้อนทั้ง 5 หลุม

ตารางที่ 5 ข้อมูลทางกายภาพของแหล่งน้ำพุร้อนสันกำแพง

หลุมเจาะน้ำพุร้อน	1	2	3	4	5
ข้อมูลทางกายภาพ					
ขนาดหลุมเจาะ (in)	6	4	4	4	6
ความลึกหลุมเจาะ (m)	283	70	60	60	100
อุณหภูมิน้ำพุร้อนที่พื้นผิวดิน (°C)	105	105	105	95	105
อุณหภูมิของไอน้ำพุร้อน (°C)	120	120	120	105	120
ปริมาณน้ำพุร้อนที่เป็นของเหลวโดยประมาณ (%)	70	70	70	80	70
ปริมาณไอน้ำพุร้อนโดยประมาณ (%)	30	30	30	20	30
อัตราการไหล ¹ (L/s)	20	20	10	0.5	20
อุณหภูมิของน้ำพุร้อนที่นำไปใช้ประโยชน์					
ปล่อยสู่ชั้นบรรยากาศ (°C)	105	-	105	-	-
บ่อต้มไข่ (°C)	105	105	-	-	-
บ่อแช่เท้า (°C)	40	40	-	-	-
ห้องอาบน้ำ (°C)	40	-	-	-	-
สระว่ายน้ำ (°C)	40	-	-	-	-

หมายเหตุ: ¹ อัตราการไหลของน้ำพุร้อนที่หลุมเจาะต่าง ๆ เป็นข้อมูลจากการเริ่มต้นใช้งานในอดีต

ผลการสำรวจหลุมเจาะน้ำพุร้อนทั้ง 5 หลุม พบว่า มีการใช้งานน้ำพุร้อนอยู่เพียง 3 หลุม โดยหลุมที่ 1 มีอุณหภูมิน้ำพุร้อนที่พื้นผิวดินประมาณ 105 °C และมีส่วนที่เป็นไอน้ำพุร้อนอยู่ประมาณ 30% อุณหภูมิประมาณ 120 °C ที่อัตราการไหล 20 L/s ถูกนำไปใช้ในบ่อต้มไข่ และมีการปล่อยน้ำพุร้อนขึ้นสู่ชั้นบรรยากาศ อีกทั้งยังนำไปใช้กับบ่อแช่เท้าและสระว่ายน้ำที่อุณหภูมิที่ใช้ประมาณ 40 °C หลุมที่ 2 มีอุณหภูมิน้ำพุร้อนที่พื้นผิวดินประมาณ 105 °C อัตราการไหล 10 L/s ใช้สำหรับบ่อต้มไข่ หลังจากนั้นจะทำการปล่อยน้ำพุร้อนไปยังบ่อแช่เท้า หลุมที่ 3 มีอุณหภูมิน้ำพุร้อนที่พื้นผิวดินประมาณ 105 °C อัตราการไหล 10 L/s จะใช้ปล่อยน้ำพุร้อนขึ้นสู่ชั้นบรรยากาศเพียงอย่างเดียว หลุมที่ 4 มีอุณหภูมิน้ำพุร้อนที่พื้นผิวดินประมาณ 95 °C อัตราการไหล 0.5 L/s ซึ่งมีปริมาณการไหลที่น้อยมาก มีการเปิดใช้งานเพื่อให้ประชาชนต้มหน่อไม้ตามฤดูกาลเท่านั้น และหลุมที่ 5 ถูกปิดวาล์วเอาไว้เนื่องจากถ้ามีการเปิดใช้งานจะส่งผลกระทบต่อสถานที่ท่องเที่ยวแหล่งใกล้เคียง จึงไม่มีการใช้งานน้ำพุร้อนหลุมนี้

จากการศึกษา พบว่า น้ำพุร้อนหลุมที่ 1 ส่วนที่นำไปใช้งานกับห้องอาบน้ำและสระว่ายน้ำจะถูกส่งไปยังถังพัก เพื่อให้อุณหภูมิ น้ำพุร้อนลดลงก่อนนำไปใช้งาน ซึ่งความร้อนที่ถูกปล่อยทิ้งจากการลดอุณหภูมิมีสภาพที่เหมาะสมสำหรับนำมาใช้เป็นแหล่งความร้อนในการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและการทำความร้อนก่อนปล่อยสู่แหล่งท่องเที่ยวเพื่อใช้งานดังกล่าวต่อไป

ผลการออกแบบระบบการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบชั้นบันได

จากการสำรวจข้อมูลทางกายภาพของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพงฯ ได้นำข้อมูลของหลุมเจาะน้ำพุร้อนหลุมที่ 1 ในส่วนที่นำมาลดอุณหภูมิตั้งพักน้ำพุร้อนมาสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ซึ่งผลจากการศึกษาพบว่า อุณหภูมิของน้ำพุร้อนเมื่อผสมกับไอน้ำพุร้อนมีค่าประมาณ 115 °C และอัตราการไหลจากการตรวจวัดประมาณ 2.4 L/s ดังแสดงในภาพที่ 28 ป้อนให้แก่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบถอดประกอบได้ทำการถ่ายเทความร้อนให้แก่น้ำสะอาด โดยอุณหภูมิของน้ำพุร้อนจะลดลงประมาณ 18.17. °C ในส่วนของน้ำสะอาดเมื่อได้รับความร้อนจากน้ำพุร้อนจะมีอุณหภูมิประมาณ 110 °C นำมาป้อนให้แก่วัฏจักรแรงดันอินทรีย์ที่หม้อต้มมีอัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่สารทำงานประมาณ 117.39 kW สามารถผลิตกระแสไฟฟ้าได้ประมาณ 9.97 kW_e จากนั้นนำน้ำร้อนที่ไหลออกจากวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ไปป้อนให้แก่ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนที่เจเนอเรเตอร์มีอุณหภูมิประมาณ 83.20 °C อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เจเนอเรเตอร์ประมาณ 17.46 kW สามารถทำความเย็นได้ประมาณ 10.48 kW หรือประมาณ 3 TR และน้ำร้อนที่ไหลออกระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนที่อุณหภูมิประมาณ 79.20 °C นำไปป้อนให้แก่ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยมีอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อนประมาณ 39.25 kW สามารถผลิตพลังงานความร้อนภายในห้องได้ประมาณ 19.63 kW ในส่วนของระบบผลิตพลังงานร่วมมีการใช้พลังงานจากน้ำร้อนประมาณ 174.10 kW มีประสิทธิภาพของระบบผลิตพลังงานร่วมประมาณ 23.01% มีรายละเอียดผลการคำนวณดังแสดงในตารางที่ 6



ภาพที่ 28 ผลการตรวจวัดอัตราการไหลของน้ำพุร้อนในส่วนที่ส่งไปยังถังพักน้ำพุร้อน

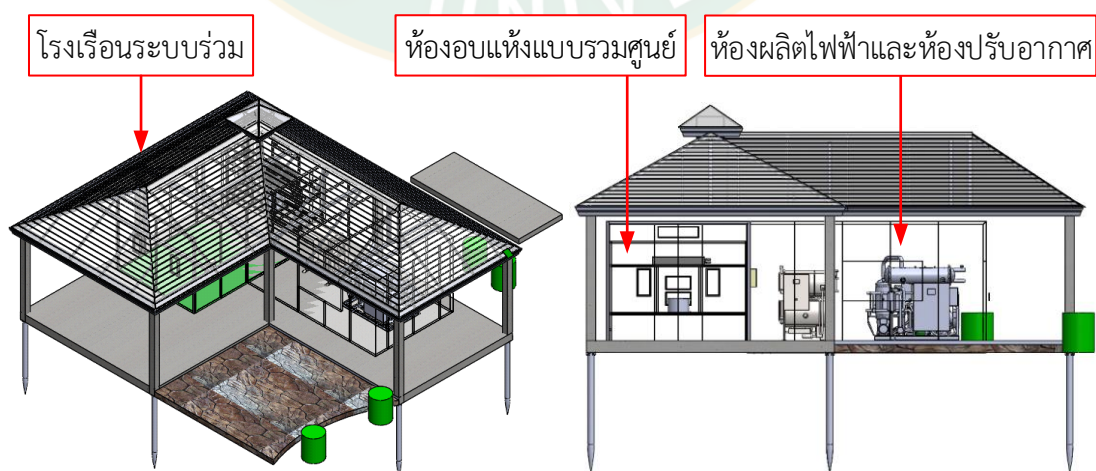
ตารางที่ 6 ผลการคำนวณของระบบผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบชั้นบันได

รายละเอียด	ข้อมูล
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นถอดประกอบได้	
อุณหภูมิของน้ำพุร้อนเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นถอดประกอบได้ ($T_{HSP,i}$, °C)	115.00
ผลต่างอุณหภูมิของน้ำพุร้อนที่เข้าและออกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นถอดประกอบได้ (Δ_{HSP} , °C)	18.17
อัตราการไหลของน้ำพุร้อน (\dot{m}_{HSP} , L/s)	2.40
วัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์	
อุณหภูมิน้ำร้อนเข้าหม้อต้ม ($T_{HW,1}$, °C)	110.00
อัตราการถ่ายเทความร้อนที่หม้อต้ม (Q_B , kW)	117.39
พลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ ($W_{Exp,e}$, kW _e)	9.97
ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน	
อุณหภูมิน้ำร้อนเข้าเจนเนอเรเตอร์ ($T_{HW,4}$, °C)	83.20
อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เจนเนอเรเตอร์ (Q_G , kW)	17.46
ขนาดการทำความเย็นที่ผลิตได้ (Q_E , kW)	10.48
หรือ ที่ขนาดการทำความเย็น (Q_E , TR)	3

รายละเอียด	ข้อมูล
ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์	
อุณหภูมิน้ำร้อนเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ($T_{HW,6}$, °C)	79.20
อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Q_{HW3} , kW)	39.25
พลังงานความร้อนที่ผลิตได้ภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ (Q_{DRY} , kW)	19.62
ระบบผลิตพลังงานร่วมต่อกันแบบชั้นบันได	
อัตราการการใช้พลังงานความร้อนของน้ำร้อน	174.10
ประสิทธิภาพของระบบผลิตพลังงานร่วม (η_{CCHP} , %)	23.01

ผลการออกแบบและสร้างโรงเรือนของระบบผลิตพลังงานร่วม

โรงเรือนของระบบผลิตพลังงานร่วมที่ได้ทำการออกแบบมีลักษณะของแบบแปลนดังแสดงในภาพที่ 29 โดยฐานรากของโรงเรือนใช้เสาเข็มเหล็กจำนวน 10 ต้น ซึ่งเป็นเทคโนโลยีสมัยใหม่สามารถลดระยะเวลาในการติดตั้งและลดการทำลายหน้าดิน ในส่วนพื้นของโรงเรือนใช้เหล็กข้ออ้อยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 10 mm ถักเป็นตะแกรง 2 ชั้นเพื่อรองรับน้ำหนักของตัวโรงเรือนและรับน้ำหนักของระบบผลิตพลังงานร่วม และหลังคาออกแบบให้อยู่ในรูปแบบตามธรรมชาติมีความแข็งแรงสามารถรับแรงกระแทกได้ดี สำหรับห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ ห้องระบบผลิตไฟฟ้าและระบบปรับอากาศ ใช้ฉนวนกันความร้อนโพลีสไตรีน ที่มีผิวหน้าทั้งสองด้านเป็นเหล็กอาบสังกะสีเคลือบขาว (Galvanized steel and white polystyrene coating food grade USDA) ติดอยู่กับโฟม เมื่อสร้างโรงเรือนของระบบผลิตพลังงานร่วมแล้วเสร็จมีลักษณะดังแสดงในภาพที่ 30



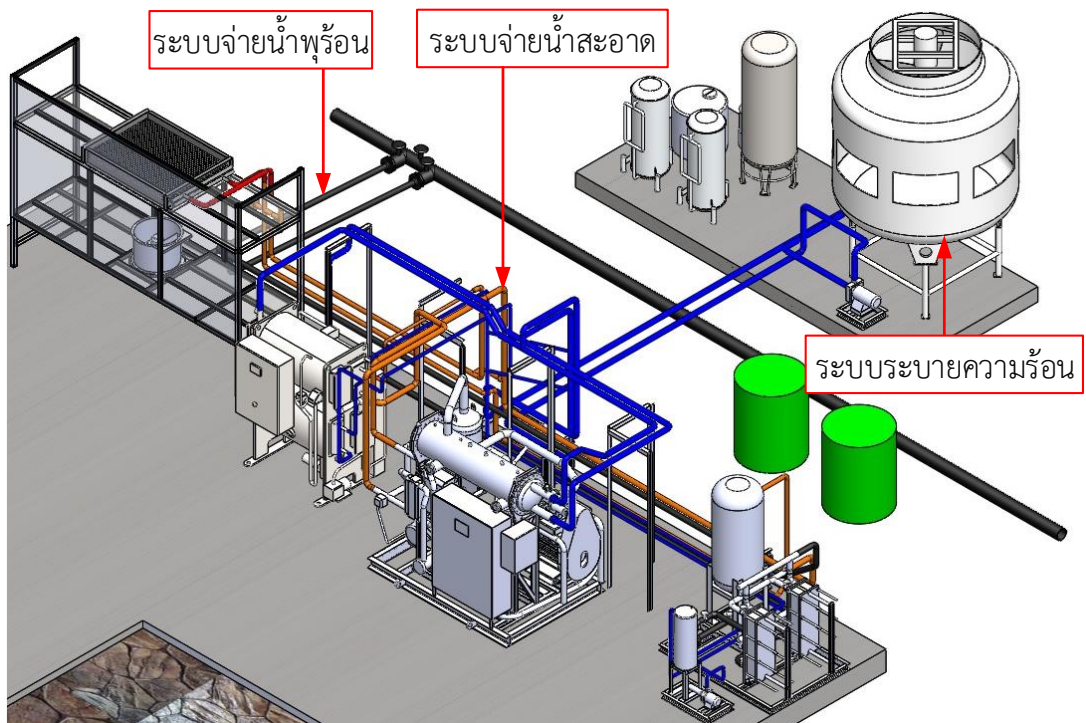
ภาพที่ 29 แบบแปลนโรงเรือนของระบบผลิตพลังงานร่วม



ภาพที่ 30 ลักษณะโรงเรือนของระบบผลิตพลังงานร่วมเมื่อสร้างเสร็จ

ผลออกแบบและสร้างระบบจ่ายน้ำพุร้อน ระบบจ่ายน้ำสะอาด และระบบระบายความร้อน

ลักษณะแบบแปลนของระบบจ่ายน้ำพุร้อน ระบบจ่ายน้ำสะอาด และระบบระบายความร้อนที่ได้ทำการออกแบบดังแสดงในภาพที่ 31 โดยหลักการออกแบบเริ่มจากต่อท่อน้ำพุร้อนเข้าไปยังอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบถอดประกอบได้จำนวน 2 set สามารถสลับการใช้งานเพื่อให้ง่ายต่อการทำความสะอาดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จากนั้นทำการออกแบบระบบจ่ายน้ำสะอาดโดยนำน้ำพุร้อนจากสระที่ถูกลดอุณหภูมิแล้วมาผ่านระบบกรองน้ำและเก็บไว้ยังถังพักน้ำสะอาด โดยการใช้งานน้ำสะอาดจะแบ่งออกเป็น 3 ส่วนหลักๆ คือ ส่วนที่ 1 นำน้ำสะอาดไปจ่ายให้แก่ถังพักน้ำร้อนก่อนจะนำไปแลกเปลี่ยนความร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและนำน้ำร้อนไปใช้กับระบบผลิตไฟฟ้าวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ จากนั้นน้ำร้อนที่ออกจากระบบผลิตไฟฟ้าจะนำมาป้อนให้แก่ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนเพื่อผลิตน้ำเย็นนำมาใช้กับระบบปรับอากาศเพื่อระบายความร้อนภายในห้องผลิตไฟฟ้า น้ำร้อนที่ออกจากระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนจะนำมาป้อนให้แก่ระบบผลิตพลังงานความร้อนโดยห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ และน้ำร้อนที่ออกจากห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์จะถูกส่งไปยังถังพักน้ำร้อนก่อนจะถูกส่งไปปรับความร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอีกครั้ง ในส่วนที่ 2 นำน้ำสะอาดไปป้อนให้แก่ระบบระบายความร้อนที่หอผึ่งระบายความร้อน เพื่อใช้ระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ และระบายความร้อนที่แอบซอร์บเบอร์ร่วมกับเครื่องควบแน่นของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน และในส่วนที่ 3 นำน้ำสะอาดไปป้อนให้แก่ถังพักน้ำเย็น โดยจะนำน้ำดังกล่าวไปถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหยของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน เมื่อสร้างเสร็จมีลักษณะดังแสดงในภาพที่ 32 รายละเอียดข้อมูลอุปกรณ์ที่ใช้สร้างระบบจ่ายน้ำพุร้อน ระบบจ่ายน้ำสะอาด และระบบระบายความร้อนดังแสดงในตารางที่ 7





ภาพที่ 31 แบบแปลนของระบบจ่ายน้ำพุร้อน ระบบจ่ายน้ำสะอาด และระบบระบายความร้อน



ภาพที่ 32 ลักษณะระบบจ่ายน้ำพุร้อน ระบบจ่ายน้ำสะอาด และระบบระบายความร้อนเมื่อแล้วเสร็จ

ตารางที่ 7 รายละเอียดอุปกรณ์ของระบบจ่ายน้ำพุร้อน ระบบจ่ายน้ำสะอาด และระบบระบายความร้อน

อุปกรณ์	ภาพ	รายละเอียด
หอผึ่งระบายความร้อน		<ul style="list-style-type: none"> - Motor 2 hp voltage 380 V 3 Phase - Frequency 50 Hz - Blower diameter 40 in - Area 4.71 m³ - Max water flow 13 L/s
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน		<ul style="list-style-type: none"> - Gasket plate heat exchanger - Max temperature 160 °C - Max pressure 10 bar - Size 28.0 cm x 91.5 cm x 20.5 cm
ปั๊มน้ำหล่อเย็น		<ul style="list-style-type: none"> - Centrifugal pump - Speed 2,800 rpm - Motor 2 hp voltage 380 V 3 Phase - Frequency 50 Hz
ปั๊มน้ำร้อน		<ul style="list-style-type: none"> - Centrifugal pump - Speed 2,820 rpm - Motor 2 hp voltage 380 V 3 Phase - Frequency 50 Hz
ปั๊มน้ำเย็น		<ul style="list-style-type: none"> - Centrifugal pump - Speed 2,760 rpm - Motor 0.5 hp voltage 380 V 3 Phase - Frequency 50 Hz
เครื่องกรองน้ำและถังเก็บน้ำสะอาด		<ul style="list-style-type: none"> - Filter water tank - Size 0.30 m x 1.20 m - Clean water tank 350 L - Size 0.59 m x 1.71 m - Material stainless steel (SUS 304)

อุปกรณ์	ภาพ	รายละเอียด
ถังพักน้ำร้อน		<ul style="list-style-type: none"> - Hot water tank 400 L - Material stainless steel (SUS 304) - Diameter 0.56 m x 1.86 m
ถังพักน้ำเย็น		<ul style="list-style-type: none"> - Cool water tank 150 L - Material stainless steel (SUS 304) - Diameter 0.25 m x 1.12 m

ผลการติดตั้งวัฏจักรแรงดันอินทรีย์

ลักษณะของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ที่ได้ทำการติดตั้งภายในห้องระบบผลิตไฟฟ้าดังแสดงในภาพที่ 33 รายละเอียดอุปกรณ์ที่สำคัญของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ขนาดการผลิตไฟฟ้าติดตั้งประมาณ 10 kW_e ดังแสดงในตารางที่ 8



ภาพที่ 33 ระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ขนาดการติดตั้งประมาณ 10 kW_e

ตารางที่ 8 รายละเอียดอุปกรณ์ที่สำคัญของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ขนาดการติดตั้งประมาณ 10 kW_e

อุปกรณ์	รายละเอียด
เครื่องขยายตัว	 <ul style="list-style-type: none"> - Twin screw type expander - Speed 4,500 rpm - Displacement 155 m³/h - High pressure 28 bar - Low pressure 19 bar
เครื่องกำเนิดกระแสไฟฟ้า	 <ul style="list-style-type: none"> - Induction type alternator - Voltage 380 V 3 Phase - Frequency 50 Hz
หม้อต้มสารทำงาน	 <ul style="list-style-type: none"> - Plate type heat exchanger - Material stainless steel (SUS 304) - Size 25 cm x 35 cm x 50 cm
ฟรีฮีต	 <ul style="list-style-type: none"> - Plate type heat exchanger - Material stainless steel (SUS 304) - Size 15 cm x 20 cm x 50 cm
ฟรีคูล	 <ul style="list-style-type: none"> - Plate type heat exchanger - Material stainless steel (SUS 304) - Size 25 cm x 15 cm x 50 cm

อุปกรณ์	รายละเอียด
<p>เครื่องควบแน่น</p> 	<ul style="list-style-type: none"> - Shell and tube heat exchanger - Shell outside diameter 15 in x 1.5 m - Material carbon steel (SS400) Shell - Tube outside diameter 3/4 in x 1.5 m - Material copper tube
<p>ถังแยกน้ำมันหล่อลื่น</p> 	<ul style="list-style-type: none"> - Vertical type oil separator with oil tank diameter 15 in x 0.82 m - Material Carbon Steel (SS400)
<p>ปั๊มสารทำงาน</p> 	<ul style="list-style-type: none"> - Vertical multi-stage centrifugal pump VFD drive - Speed 2,896 rpm - Motor 2 hp voltage 380 V 3 Phase - Frequency 50 Hz
<p>ปั๊มน้ำมันหล่อลื่น</p> 	<ul style="list-style-type: none"> - Vertical multi-stage centrifugal pump VFD drive - Speed 2,853 rpm - Motor 1.5 hp voltage 380 V 3 Phase - Frequency 50 Hz
<p>ระบบควบคุม</p> 	<ul style="list-style-type: none"> - Display LCD monitor touch screen size 138 mm x 192 mm - Programmable controller (PLC) voltage - Control cabinet size 0.9 m x 1.2 m x 0.3 m

อุปกรณ์	รายละเอียด
สารทำงาน	 <ul style="list-style-type: none"> - Refrigerant R-245fa (1,1,1,3,3-Pentafluoropropane) - Melting point – 103 °C - Boiling point/boiling range 15.3 °C - Weight 68 kg

ผลการติดตั้งระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

ลักษณะของระบบการทำความเย็นแบบดูดกลืนขนาดการทำความเย็นติดตั้งประมาณ 3 TR ที่ได้ทำการติดตั้งภายในห้องระบบปรับอากาศดังแสดงในภาพที่ 34 รายละเอียดอุปกรณ์ที่สำคัญของระบบดังแสดงในตารางที่ 9



ภาพที่ 34 ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนขนาดการทำความเย็นติดตั้งประมาณ 3 TR

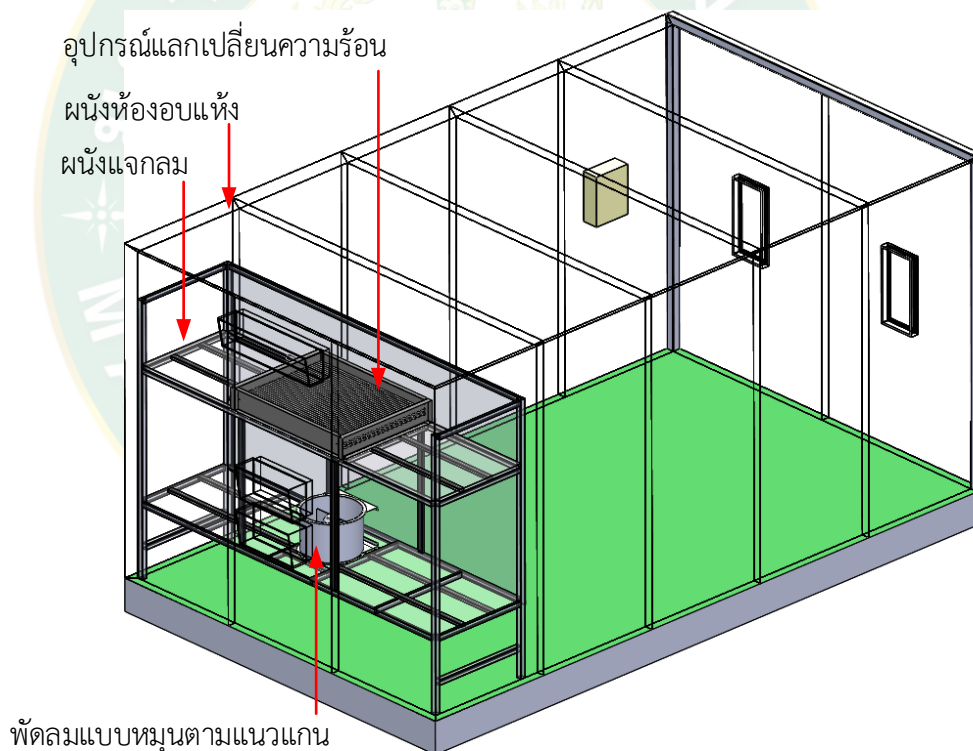
ตารางที่ 9 รายละเอียดอุปกรณ์ที่สำคัญของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนขนาดการทำทำความเย็นติดตั้งประมาณ 3 TR

อุปกรณ์	รายละเอียด
เจนเนอเรเตอร์	 <ul style="list-style-type: none"> - Tube heat exchanger - Tube outside diameter 3/4 in x 1.09 m - Material copper tube - Area 0.21 m³
เครื่องควบแน่น	 <ul style="list-style-type: none"> - Tube heat exchanger - Tube outside diameter 1/2 in x 1.09 m - Material copper tube - Area 0.21 m³
แอบซอร์บเบอร์	 <ul style="list-style-type: none"> - Tube heat exchanger - Tube outside diameter 3/4 in x 1.09 m - Material copper tube - Area 0.25 m³
เครื่องระเหย	 <ul style="list-style-type: none"> - Tube heat exchanger - Tube outside diameter 3/4 in x 1.09 m - Material copper tube - Area 0.25 m³
ปั๊มสารละลาย	 <ul style="list-style-type: none"> - Speed 2,900 rpm - Rated flow 1.2 m³/h - Motor 0.5 hp voltage 380 V 3 Phase - Frequency 50 Hz
ระบบควบคุม	 <ul style="list-style-type: none"> - Display LCD monitor size 80 mm x 155 mm - Programmable controller voltage 24 V - Control cabinet size 0.63 m x 0.90 m x 0.25 m

อุปกรณ์	รายละเอียด
สารทำงาน 	<ul style="list-style-type: none"> - Water-lithium bromide solution - Lithium bromide 60% - Weight 50 kg

ผลการออกแบบและติดตั้งระบบของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

ผลการออกแบบและสร้างแบบจำลองของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ มีลักษณะดังแสดงในภาพที่ 35 มีขนาดกว้าง 3.6 m ยาว 6.0 m และสูง 3.0 m



ภาพที่ 35 ลักษณะแบบแปลนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

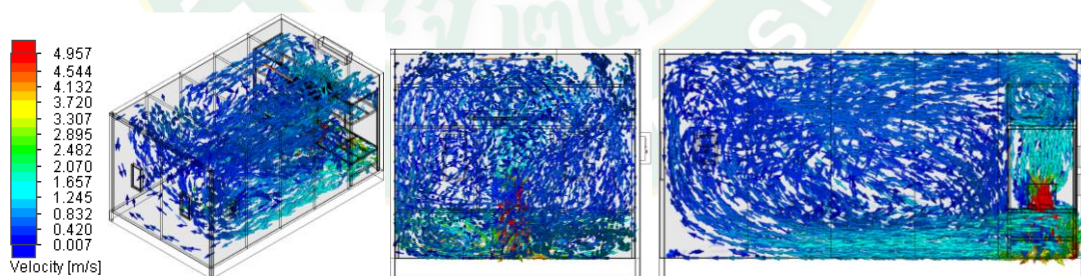
เมื่อออกแบบและสร้างแบบจำลองของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์แล้วเสร็จ ทำการวิเคราะห์ความเร็วลมจากพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนที่เหมาะสมของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ โดยเงื่อนไขที่ใช้ในการวิเคราะห์ดังแสดงในตารางที่ 10

ตารางที่ 10 เงื่อนไขเริ่มต้นที่ใช้ในการวิเคราะห์ความเร็วลม

พัดลมแบบหมุนตามแนวแกน				
ขนาด (in)	มอเตอร์ (kW)	ความเร็วรอบ (rpm)	ปริมาณลม (cmm)	ความดัน (bar)
16	0.25	1,450	63.67	0.00090
20	1.50	1,450	155.00	0.00225
24	2.20	1,450	250.00	0.00260
28	3.00	1,450	341.67	0.00275
32	5.50	1,450	508.33	0.00359
36	4.00	960	585.00	0.00263
40	7.50	960	803.33	0.00324

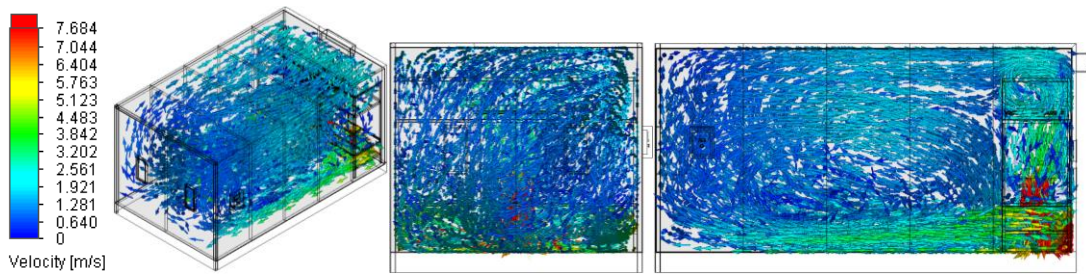
การวิเคราะห์ความเร็วมจากพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนที่เหมาะสม โดยพิจารณาความเร็วมของพัดลมทั้งหมด 7 ขนาด ประกอบไปด้วยพัดลมที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 16 in 20 in 24 in 28 in 32 in 36 in และ 40 in ซึ่งลักษณะความเร็วมของพัดลมแต่ละขนาดดังแสดงต่อไปนี้

ลักษณะความเร็วมที่กระจายตัวภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ของพัดลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 16 in พบว่า ความเร็วมโดยประมาณ 0.87 m/s นั้นไม่สามารถกระจายลมร้อนไปยังบริเวณด้านหน้าของพื้นที่อบแห้งอย่างทั่วถึงได้ดังแสดงในภาพที่ 36



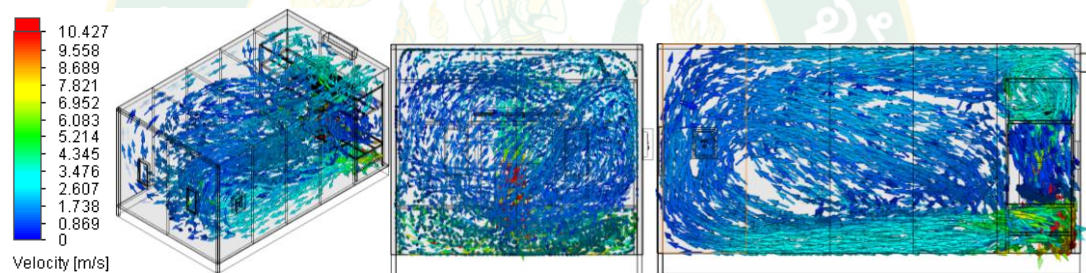
ภาพที่ 36 ลักษณะความเร็วมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 16 in

ลักษณะความเร็วมที่กระจายตัวภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ของพัดลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 in พบว่า มีการกระจายตัวอย่างที่ทั่วถึงและสม่ำเสมอภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ซึ่งมีค่าความเร็วมโดยเฉลี่ยอยู่ที่ประมาณ 1.86 m/s ดังแสดงในภาพที่ 37



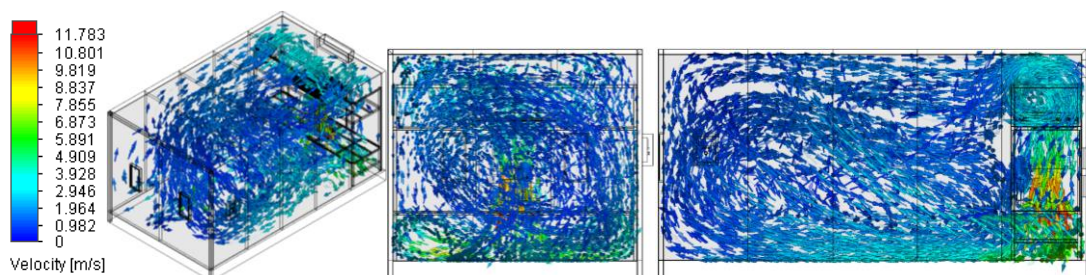
ภาพที่ 37 ลักษณะความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 in

ลักษณะความเร็วลมที่กระจายตัวภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ของพัดลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 24 in พบว่า ความเร็วลมของพัดลมขนาดดังกล่าวมีค่าประมาณ 2.37 m/s มีลักษณะการกระจายตัวของลมที่ไม่ทั่วถึงในบริเวณพื้นที่อบแห้ง โดยลมที่ไหลไปยังด้านหลังพื้นที่อบแห้งจะวนกลับมาয়ด้านหน้าพื้นที่อบแห้งทันที ทำให้เกิดจุดบอดของลมและมีปริมาณของลมที่น้อยในบริเวณด้านหน้าพื้นที่อบแห้งดังแสดงในภาพที่ 38



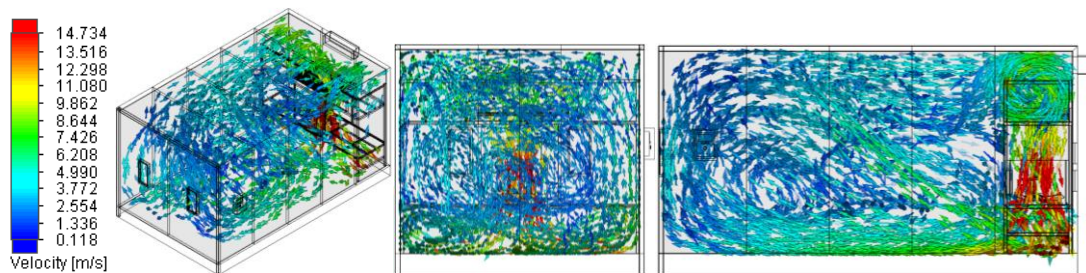
ภาพที่ 38 ลักษณะความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 24 in

ลักษณะความเร็วลมที่กระจายตัวภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ของพัดลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 28 in พบว่า ความเร็วลมของพัดลมขนาดดังกล่าวมีค่าประมาณ 2.50 m/s ทำให้ทิศทางการไหลของลมกระจายไปยังด้านข้างของพื้นที่อบแห้งเป็นส่วนใหญ่ จึงส่งผลให้บริเวณจุดกึ่งกลางของพื้นที่อบแห้งมีปริมาณลมค่อนข้างน้อย ดังแสดงในภาพที่ 39



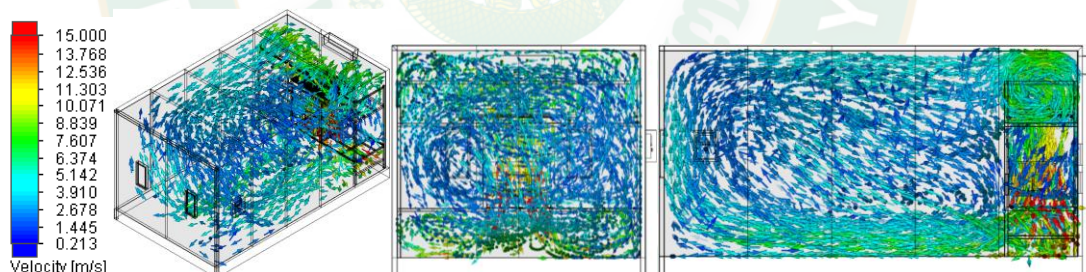
ภาพที่ 39 ลักษณะความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 28 in

ลักษณะความเร็วลมที่กระจายตัวภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ของพัดลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 32 in พบว่า ความเร็วลมของพัดลมขนาดดังกล่าวมีค่าประมาณ 4.85 m/s เป็นความเร็วลมในปริมาณที่มากอีกทั้งยังมีความดันในปริมาณที่มากและมีความเร็วของลมไม่คงที่ จึงส่งผลให้การกระจายตัวของลมไม่สม่ำเสมอภายในบริเวณพื้นที่อบแห้ง ดังแสดงในภาพที่ 40



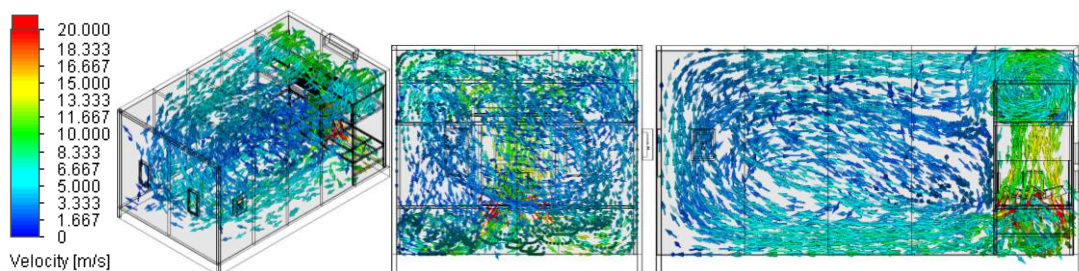
ภาพที่ 40 ลักษณะความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 32 in

ลักษณะความเร็วลมที่กระจายตัวภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ของพัดลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 36 in ผลการจำลองพบว่า ความเร็วลมของพัดลมขนาดดังกล่าวมีค่าประมาณ 5.21 m/s มีลักษณะการกระจายลมไปทิศทางเดียวกันจึงไม่สามารถกระจายลมให้ทั่วถึงภายในพื้นที่อบแห้งได้ ดังแสดงในภาพที่ 41



ภาพที่ 41 ลักษณะความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 36 in

ลักษณะความเร็วลมที่กระจายตัวภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ของพัดลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 40 in พบว่า พัดลมดังกล่าวมีขนาดใหญ่โดยมีความเร็วลมประมาณ 6.25 m/s ส่งผลให้ลักษณะความเร็วลมไปยังบริเวณพื้นที่อบแห้งด้านหน้าและถูกพัดลมดูดมารับความร้อนเป็นส่วนใหญ่ และการกระจายตัวของลมไม่ทั่วถึง ณ บริเวณพื้นที่อบแห้ง ดังแสดงในภาพที่ 42



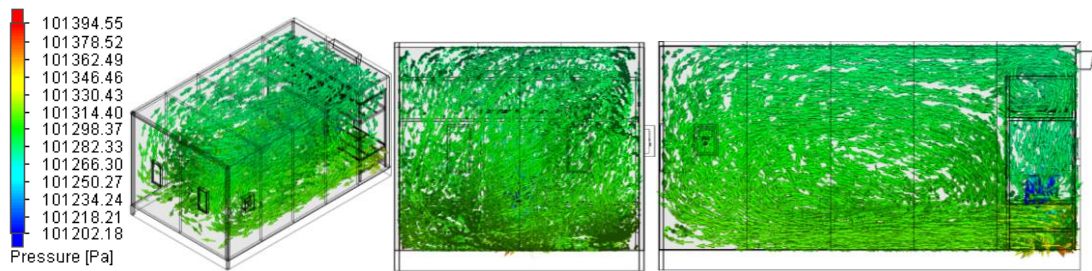
ภาพที่ 42 ลักษณะความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 40 in

จากการวิเคราะห์ความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนทั้ง 7 ขนาด เมื่อนำลักษณะของการกระจายตัวของลมมาเปรียบเทียบ ผลการเปรียบเทียบพบว่า พัดลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 in เป็นขนาดพัดลมที่เหมาะสมมากที่สุด เนื่องจากความเร็วลมจากพัดลมขนาดดังกล่าว มีปริมาณที่เหมาะสมทำให้ลมมีการกระจายตัวอย่างทั่วถึงและสม่ำเสมอภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

นอกจากนั้นได้ทำการวิเคราะห์ความดันตกคร่อมโดยเฉลี่ยของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนทั้ง 7 ขนาด ดังแสดงในตารางที่ 11 พบว่า พัดลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 in ดังแสดงในภาพที่ 43 มีความดันภายในระบบที่ค่อนข้างคงที่ อีกทั้งยังมีค่าความดันตกคร่อมน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนทั้ง 6 ขนาด ส่งผลให้มีการกระจายตัวของลมอย่างทั่วถึงภายในพื้นที่อบแห้ง และพัดลมขนาดดังกล่าวจะถูกนำมาวิเคราะห์ความเร็วลมอีกครั้ง เพื่อหาความเหมาะสมในกรณีที่มีการติดตั้งชั้นตะแกรงภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

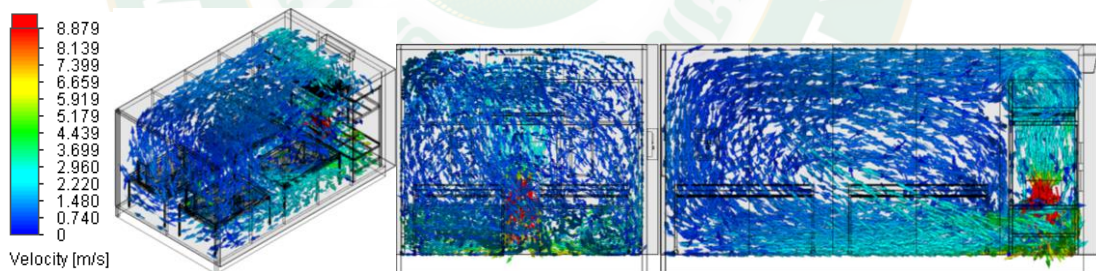
ตารางที่ 11 ความดันตกคร่อมโดยเฉลี่ยของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนทั้ง 7 ขนาด ภายในห้องอบแห้ง

พัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (in)	ความดัน (Pa)
16	101,361.65
20	101,294.61
24	101,441.36
28	101,398.72
32	101,587.09
36	101,493.20
40	101,622.87

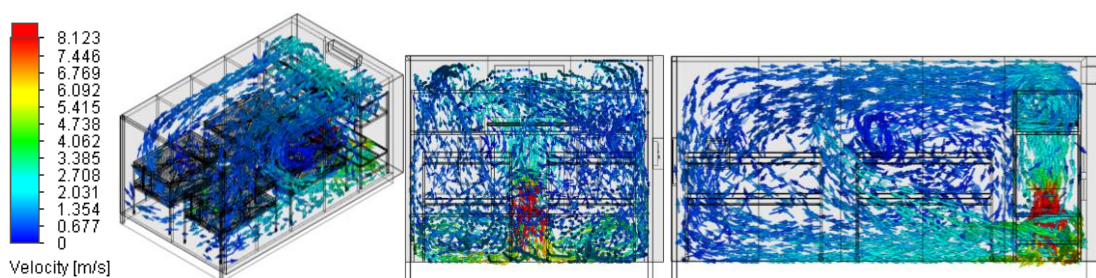


ภาพที่ 43 ลักษณะความดันจากพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 in

การวิเคราะห์ความเร็วลมจากพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 in กรณีที่มีการติดตั้งชั้นตะแกรง 1 และ 2 ชั้น มีขนาดกว้าง 1.3 m ยาว 2.0 m สูง 1.0 m และ 1.60 m จากภาพที่ 44 จะเห็นได้ว่าการติดตั้งชั้นตะแกรง 1 ชั้น จำนวน 4 ตัว มีลักษณะการกระจายตัวของลมอย่างทั่วถึงบริเวณชั้นตะแกรงทั้ง 4 ตัว ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีการติดตั้งชั้นตะแกรง 2 ชั้น จำนวน 4 ตัว ดังแสดงในภาพที่ 45 พบว่า การติดตั้งชั้นตะแกรง 2 ชั้น มีความเร็วลมที่ไหลผ่านชั้นตะแกรงที่ 2 ทางด้านหน้าของพื้นที่อบแห้งลดลง ส่งผลให้มีการกระจายตัวของลมค่อนข้างน้อย และไม่ทั่วถึงบริเวณชั้นตะแกรงด้านหน้า ดังนั้นจึงเลือกการติดตั้งชั้นตะแกรง 1 ชั้น เนื่องจากมีการกระจายตัวของลมที่เหมาะสมสำหรับการอบแห้งมากที่สุด จากนั้นนำชั้นตะแกรงดังกล่าวมาพิจารณาอุณหภูมิและการสูญเสียความร้อนภายในห้องอบแห้งในขั้นตอนต่อไป



ภาพที่ 44 ลักษณะความเร็วลมเมื่อติดตั้งชั้นตะแกรง 1 ชั้น



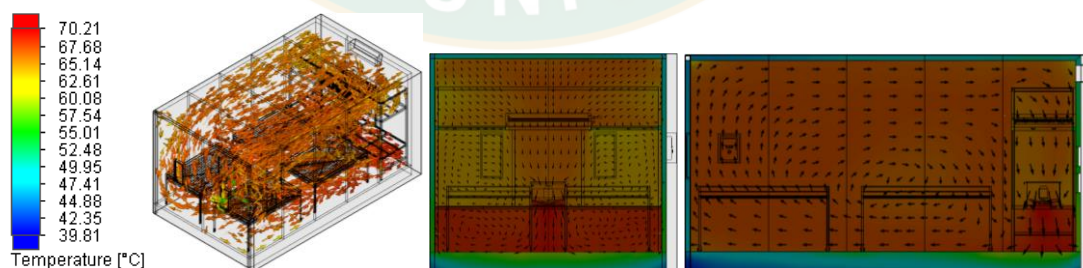
ภาพที่ 45 ลักษณะความเร็วลมเมื่อติดตั้งชั้นตะแกรง 2 ชั้น

การพิจารณาอุณหภูมิและการสูญเสียความร้อนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ มีเงื่อนไขที่ใช้ในการพิจารณาดังแสดงในตารางที่ 12

ตารางที่ 12 เงื่อนไขเริ่มต้นที่ใช้พิจารณาอุณหภูมิและการสูญเสียความร้อนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

ข้อมูล	ค่าที่ป้อน	หน่วย
อุณหภูมิภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์	70	°C
อุณหภูมิแวดล้อม	35	°C
สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของคอนกรีต	1.63	W/m·K
สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของสแตนเลส	16	W/m·K
สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของเหล็ก	43	W/m·K
สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของทองแดง	396	W/m·K
สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของแผ่นฉนวนโพลีสไตรีน	0.082	W/m·K
สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของสังกะสี	113	W/m·K

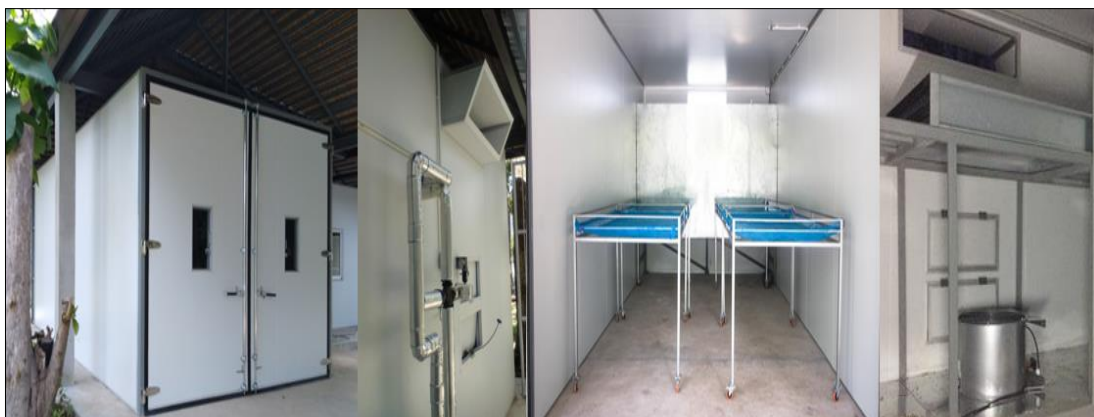
ผลการพิจารณาอุณหภูมิของลมร้อนภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ จะเห็นได้ว่าเมื่อพัดลมดูดอากาศร้อนผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จะทำให้บริเวณทางออกของผนังแจกลมมีอุณหภูมิประมาณ 70 °C และอุณหภูมิผิวภายนอกระบบอบแห้งประมาณ 40 °C เนื่องจากในการออกแบบใช้ผนังที่ทำจากแผ่นฉนวนสำเร็จรูป โดยผิวหน้าของแผ่นฉนวนเป็นแผ่นเหล็กอาบสังกะสี และแกนกลางของแผ่นฉนวนเป็นแผ่นโฟมโพลีสไตรีน ส่วนฐานของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ใช้คอนกรีตผสมเสร็จจึงทำให้มีการสูญเสียความร้อนให้กับแวดล้อมค่อนข้างน้อยดังแสดงในภาพที่ 46



ภาพที่ 46 พิจารณาอุณหภูมิของลมร้อนภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

จากการสร้างแบบจำลองของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์เพื่อทำการวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีที่มีการพิจารณาการกระจายตัวของลม พิจารณาอุณหภูมิของลมร้อนในขั้นต้น



จึงได้นำผลจากการพิจารณาดังกล่าวมาสร้างและติดตั้งอุปกรณ์ต่าง ๆ เพื่อใช้งานจริง เมื่อสร้างเสร็จ ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์มีลักษณะดังแสดงในภาพที่ 47 ซึ่งรายละเอียดอุปกรณ์ที่สำคัญของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ขนาดการผลิตพลังงานความร้อนติดตั้งประมาณ 20 kW ดังแสดงในตารางที่ 13



ภาพที่ 47 ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ขนาดการผลิตพลังงานความร้อนติดตั้งประมาณ 20 kW

ตารางที่ 13 รายละเอียดอุปกรณ์ที่สำคัญของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ขนาดการผลิตพลังงานความร้อนติดตั้งประมาณ 20 kW

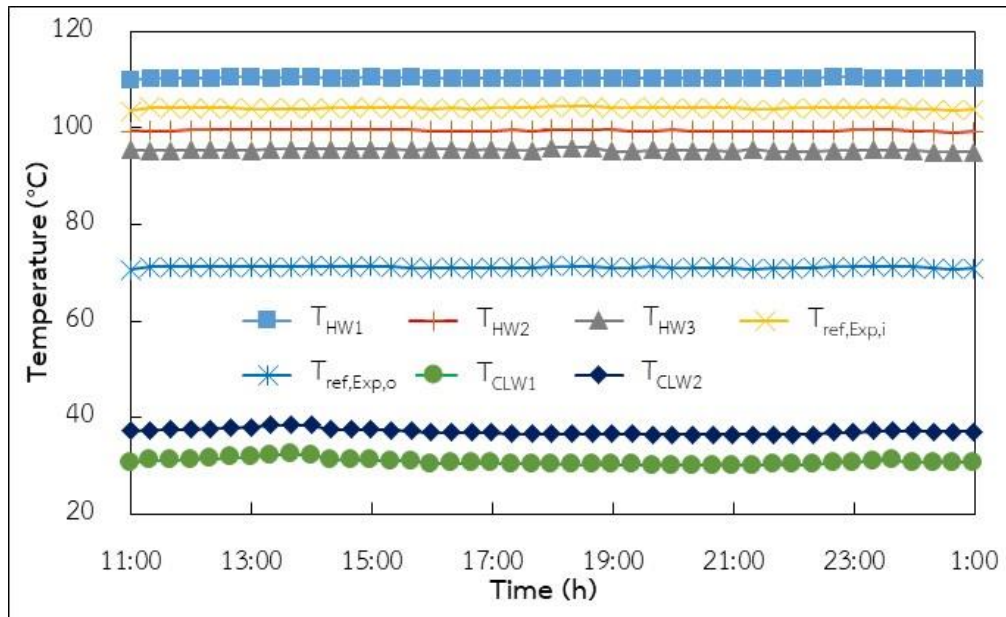
อุปกรณ์	รายละเอียด
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	 <ul style="list-style-type: none"> - Fin and tube heat exchanger - Tube outside diameter 1/2 in - Material copper tube - Size 0.9 m x 1.0 m x 0.2 m
พัดลมแบบหมุนตามแนวแกน	 <ul style="list-style-type: none"> - Blower diameter 20 in - Motor 2 hp - Volume 155 cmm - Pressure 0.00225 bar - Speed 1,440 rpm
ชั้นตะแกรงวางผลิตภัณฑ์	 <ul style="list-style-type: none"> - Steel grating size 1.3 m x 2.0 m x 1.0 m - Product area 0.468 m³

อุปกรณ์		รายละเอียด
วาล์วควบคุมอัตราการไหล		<ul style="list-style-type: none"> - Voltage 24 V DC \pm15 % - Stroke 10-30 mm - Temperature – 5 °C to 185 °C - Pressure max 10 bar
ระบบควบคุม		<ul style="list-style-type: none"> - Display LCD monitor - Microcontroller arduino mega 2560 - Voltage 7 V to 12 V - Control cabinet size 0.30 m x 0.45 m x 0.17 m

ผลการทดสอบและวิเคราะห์ผลทดสอบระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์

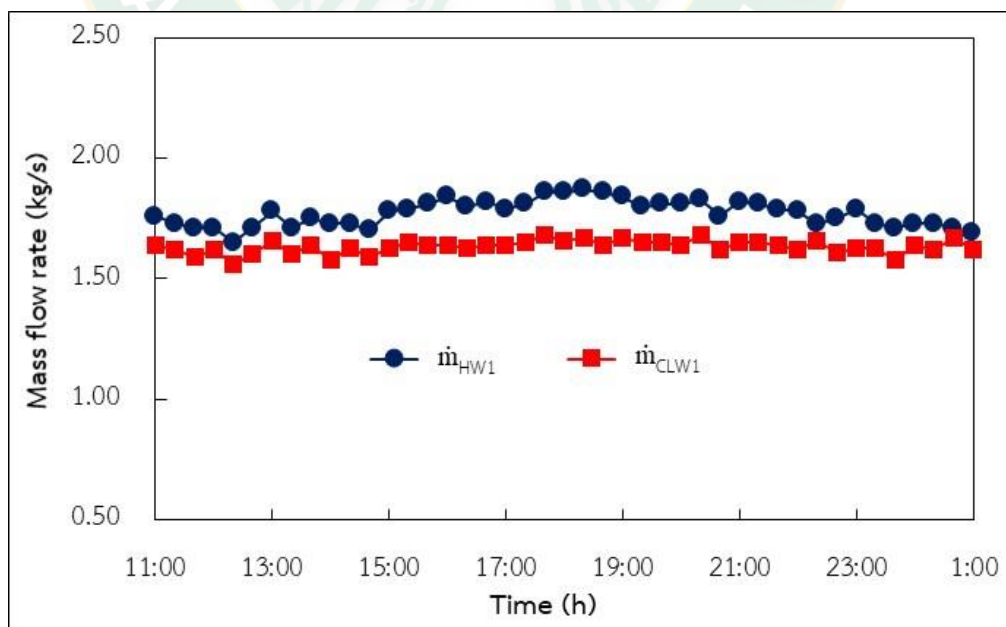
การทดสอบใช้ระยะเวลาทำการทดสอบระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ประมาณ 14 h ซึ่งการทำงานของระบบผลิตไฟฟ้างดกล่าวอยู่ในช่วงสภาวะคงตัว โดยการเก็บข้อมูลต่าง ๆ ประกอบไปด้วยอุณหภูมิน้ำร้อน น้ำหล่อเย็นที่เข้าออกระบบ อุณหภูมิสารทำงาน ความดันของสารทำงาน กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้และกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในระบบ และอัตราการไหลของน้ำ ดังแสดงข้อมูลต่อไปนี้

อุณหภูมิน้ำร้อนที่ผ่านการแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำพุร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นถอดประกอบได้ก่อนจะไหลเข้าไปยังหม้อต้ม (T_{HW1}) มีค่าประมาณ 110 °C และน้ำร้อนที่ออกจากหม้อต้ม (T_{HW2}) มีค่าประมาณ 99 °C สามารถถ่ายเทความร้อนให้กับสารทำงานก่อนเข้าเครื่องขยายตัว ($T_{ref,Exp,i}$) ที่มีอุณหภูมิประมาณ 104 °C เมื่อสารทำงานไหลเข้าไปยังเครื่องขยายตัว ($T_{ref,Exp,o}$) อุณหภูมิลดลงเหลือประมาณ 71 °C และไหลเข้าไปยังเครื่องควบแน่นเพื่อถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำหล่อเย็น (T_{CLW1}) มีค่าประมาณ 31 °C และอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นหลังจากได้รับความร้อนจากสารทำงานที่เครื่องควบแน่น (T_{CLW2}) มีค่าเพิ่มขึ้นเป็น 37 °C นอกจากนั้นน้ำร้อนที่ออกจากหม้อต้มจะนำมาถ่ายเทความร้อนให้แก่สารทำงานที่พรีฮีต (T_{HW3}) ทำให้อุณหภูมิ น้ำร้อนลดลงประมาณ 4 °C มีอุณหภูมิโดยประมาณ 95 °C รายละเอียดผลการทดสอบดังแสดงในภาพที่ 48



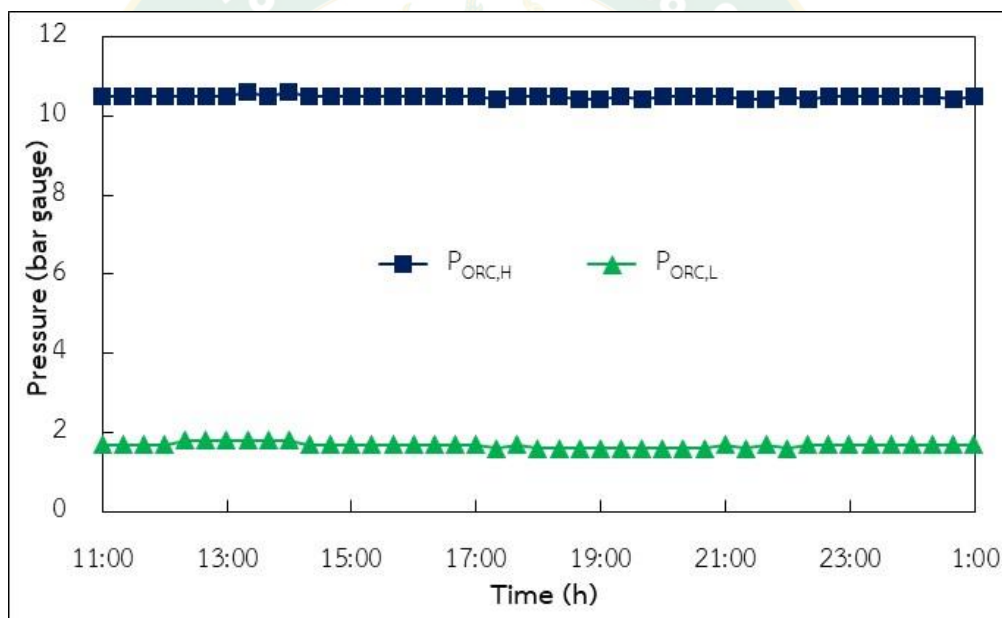
ภาพที่ 48 อุณหภูมิของน้ำร้อน อุณหภูมิของน้ำหล่อเย็น และอุณหภูมิสารทำงาน

อัตราการไหลของน้ำร้อนที่นำไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำพุร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นถอดประกอบได้ก่อนเข้าหม้อต้ม (\dot{m}_{HW1}) มีค่าประมาณ 1.8 kg/s และอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่นำไปถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น (\dot{m}_{CLW1}) มีค่าประมาณ 1.6 kg/s ข้อมูลในช่วงเวลาที่ได้ทำการทดสอบดังแสดงในภาพที่ 48

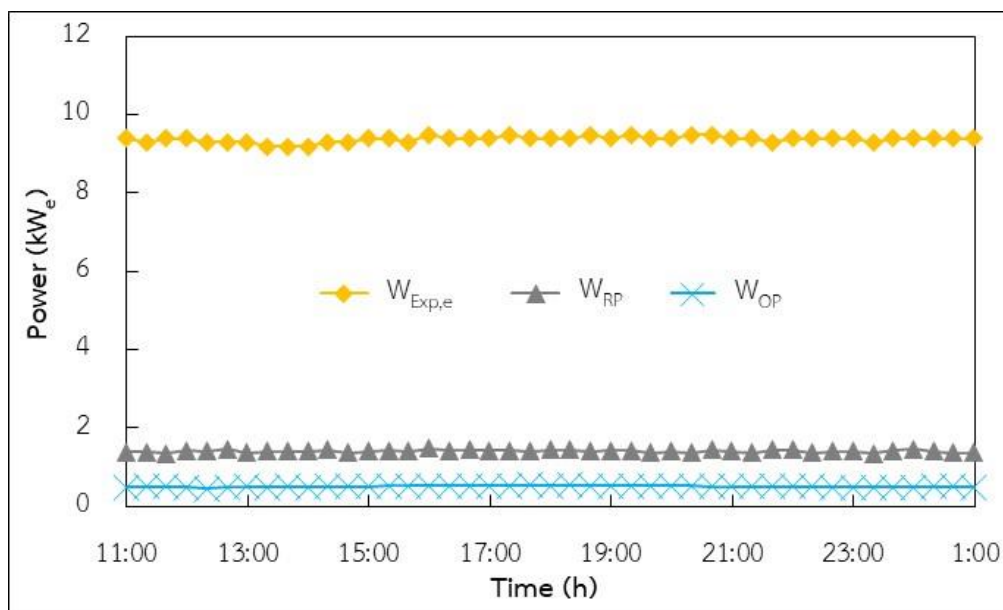


ภาพที่ 49 อัตราการไหลของน้ำร้อนและน้ำหล่อเย็น

จากภาพที่ 50 แสดงถึงความดันด้านสูงของสารทำงานก่อนเข้าเครื่องขยายตัว ($P_{ORC,H}$) มีค่าประมาณ 10.5 bar gauge ใช้สำหรับขับเคลื่อนเครื่องขยายตัวในการผลิตงานหมุนเพลาก่อนจะนำไปขับเคลื่อนเครื่องกำเนิดไฟฟ้ากระแสสลับ และสารทำงานเมื่อผลิตงานที่เครื่องขยายตัวจะมีความดันต่ำลง ($P_{ORC,L}$) มีค่าประมาณ 1.7 bar gauge และภาพที่ 51 แสดงถึงกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้และกำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ปั๊มสารทำงานและปั๊มสารละลายของระบบผลิตไฟฟ้าวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ เมื่อไอร้อนยวดยิ่งของสารทำงานที่ความดันสูงไหลเข้าไปยังเครื่องขยายตัวจะทำให้สกรูเกิดการหมุนตัว และขับเคลื่อนเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้าแบบเหนี่ยวนำ ซึ่งสามารถผลิตกระแสไฟฟ้า ($W_{Exp,e}$) มีค่าประมาณ 9.4 kW_e ไฟฟ้าที่ผลิตได้บางส่วนนำไปป้อนให้แก่ปั๊มสารทำงาน (W_{RP}) มีค่าประมาณ 1.4 kW_e และนำไปป้อนให้แก่ปั๊มน้ำมันหล่อลื่น (W_{OP}) มีค่าประมาณ 0.5 kW_e ทำให้กำลังการผลิตไฟฟ้าสุทธิของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์มีค่าเท่ากับ 7.5 kW_e



ภาพที่ 50 ความดันสารทำงานบริเวณทางเข้าและออกของเครื่องขยายตัว



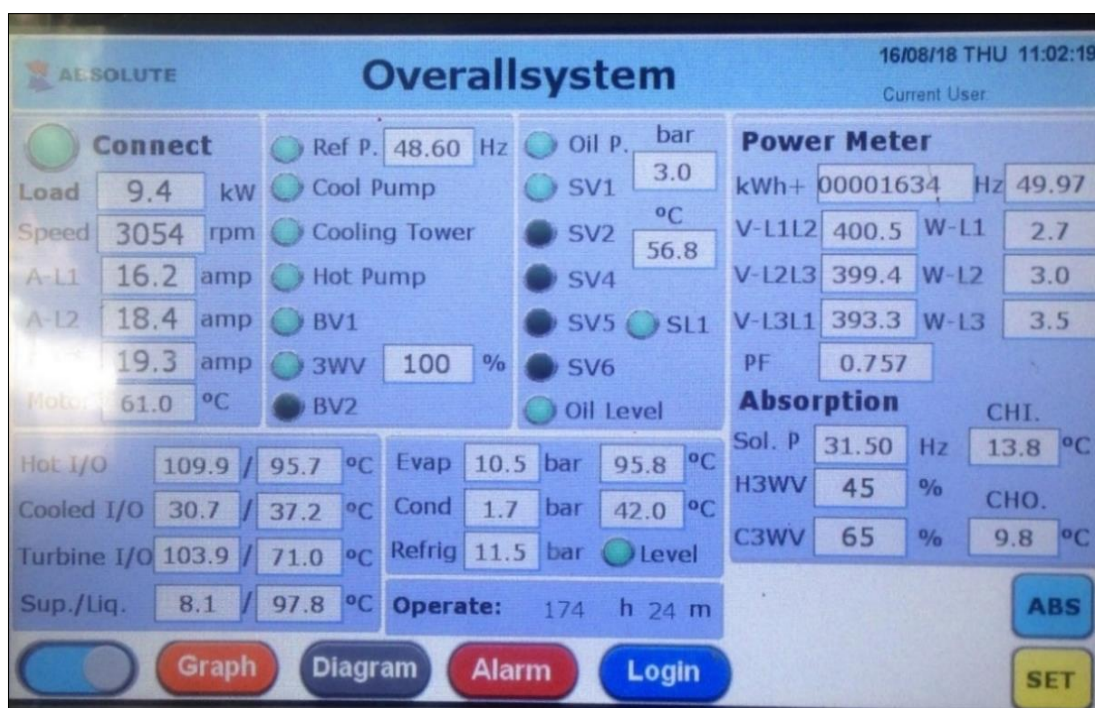
ภาพที่ 51 กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้และกำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ปั๊มสารทำงานและปั๊มน้ำมันหล่อลื่น

สำหรับข้อมูลผลการทดสอบดังกล่าวได้ทำการเก็บข้อมูลจากระบบบันทึกข้อมูลของวิศวกรแรงคินสารอินทรีย์ โดยตัวอย่างข้อมูลจากการทดสอบดังแสดงในตารางที่ 14 นอกจากนั้นยังสามารถแสดงข้อมูลผ่านหน้าจอแสดงผลของระบบดังแสดงในภาพที่ 52 และข้อมูลผลการทดสอบจะนำไปวิเคราะห์หาอัตราการถ่ายเทความร้อนที่หม้อต้ม เครื่องควบแน่น ประสิทธิภาพของวิศวกรแรงคินสารอินทรีย์ และการวิเคราะห์ผลทดสอบเพื่อหาสมการสมรรถนะของวิศวกรแรงคินสารอินทรีย์ต่อไป

ตารางที่ 14 รายละเอียดข้อมูลผลการทดสอบของวิศวกรแรงคินสารอินทรีย์

จุดวัด	ตัวแปรที่วัด	ข้อมูล
T _{HW1}	อุณหภูมิน้ำร้อนก่อนเข้าหม้อต้ม (°C)	109.90
T _{HW2}	อุณหภูมิน้ำร้อนออกจากหม้อต้ม (°C)	99.35
T _{HW2}	อุณหภูมิน้ำร้อนออกจากพรีฮีต (°C)	95.70
T _{CLW1}	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่น (°C)	30.70
T _{CLW2}	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องควบแน่น (°C)	37.20
T _{ref,Exp,i}	อุณหภูมิสารทำงานก่อนเข้าเครื่องขยายตัว (°C)	103.90
T _{ref,Exp,o}	อุณหภูมิสารทำงานออกจากเครื่องขยายตัว (°C)	71.00
\dot{m}_{HW1}	อัตราการไหลของน้ำร้อน (kg/s)	1.77
\dot{m}_{CLW1}	อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น (kg/s)	1.65

จุดวัด	ตัวแปรที่วัด	ข้อมูล
$P_{ORC,H}$	ความดันของสารทำงานด้านสูง (bar gauge)	10.50
$P_{ORC,L}$	ความดันของสารทำงานด้านต่ำ (bar gauge)	1.70
W_{OP}	กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้ปั้มน้ำมันหล่อลื่น (kW_e)	0.50
W_{RP}	กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้ปั้มสารทำงาน (kW_e)	1.39
$W_{Exp,e}$	กำลังไฟฟ้าที่ได้จากเครื่องกำเนิดไฟฟ้ากระแสสลับ (kW_e)	9.40



ภาพที่ 52 หน้าจอแสดงผลของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์

จากผลการทดสอบของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ดังแสดงตารางที่ 14 และได้นำมาวิเคราะห์ผลทดสอบ ประกอบไปด้วยอัตราการถ่ายเทความร้อนที่หม้อต้ม อัตราการเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น และประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ รายละเอียดการคำนวณดังแสดงในตารางที่ 15

ผลการวิเคราะห์ผลทดสอบของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อนให้แก่สารทำงานที่หม้อต้ม (Q_B) มีค่า 78.83 kW และอัตราการเทความร้อนของสารทำงานให้แก่ น้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น (Q_C) มีค่า 44.83 kW นอกจากนั้นได้นำอัตราการถ่ายเทความร้อนที่หม้อต้มไปวิเคราะห์เพื่อหาประสิทธิภาพของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ ซึ่งหาได้จากกำลังไฟฟ้าที่ป้อนลบด้วยกำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ปั้มสารทำงาน และปั้มน้ำมันหล่อลื่น ทหารด้วย

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่หม้อต้ม ผลการวิเคราะห์ พบว่า ประสิทธิภาพของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ที่ 9.53%

ตารางที่ 15 ผลการวิเคราะห์ผลทดสอบของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์

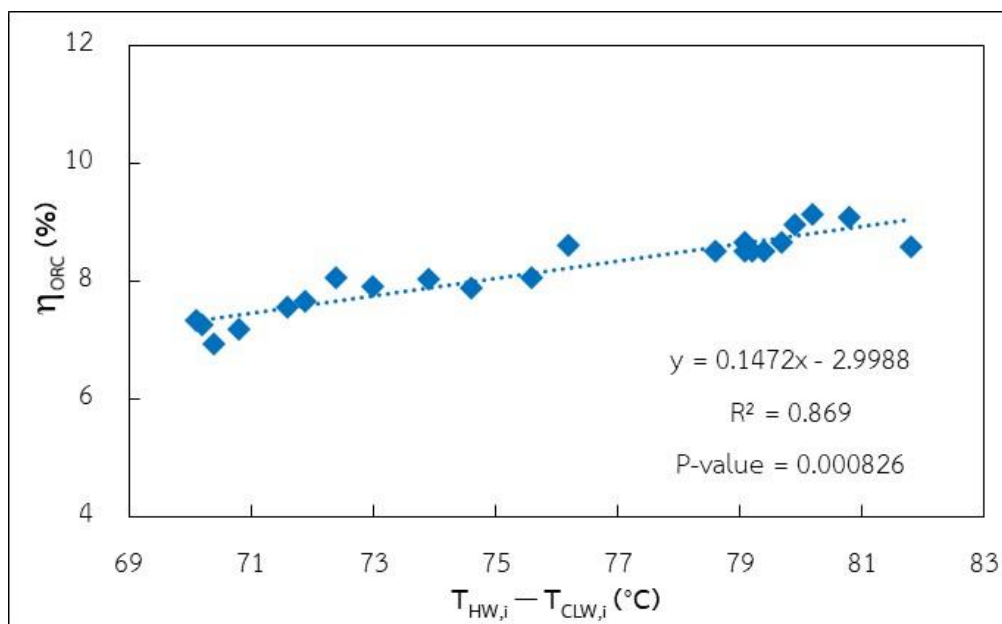
รายละเอียด	ข้อมูล
อัตราการถ่ายเทความร้อนที่หม้อต้ม ($Q_B = \dot{m}_{HW1}C_{p_{bulk,HW1}}[T_{HW1} - T_{HW2}]$) [kW] $Q_B = 1.77 \times 4.22 \times (109.90 - 99.35)$	78.83
อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ($Q_C = \dot{m}_{CLW1}C_{p_{bulk,CLW1}}[T_{CLW2} - T_{CLW1}]$) [kW] $Q_C = 1.65 \times 4.18 \times (37.20 - 30.70)$	44.83
ประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ($\eta_{ORC} = [W_{Exp,e} - W_{RP} - W_{OP}] / Q_B$) [%] $\eta_{ORC} = (9.40 - 1.39 - 0.50) / 78.83$	9.53

หมายเหตุ: $C_{p_{bulk,HW1}}$ และ $C_{p_{bulk,CLW1}}$ อ้างอิงจากโปรแกรม refprop (NIST,2018)

จากการวิเคราะห์ผลทดสอบ และได้นำผลการวิเคราะห์ดังกล่าวมาวิเคราะห์หาสมการสมรรถนะของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ โดยผลการวิเคราะห์หาสมการสมรรถนะของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ซึ่งแสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ กับสัดส่วนอุณหภูมิของน้ำร้อนเข้าหม้อต้ม และน้ำหล่อเย็นที่เข้าเครื่องควบแน่น ($T_{HW,i} - T_{CLW,i}$) ซึ่งแปรผันตรงต่อกัน โดยเมื่อผลต่างของอุณหภูมิน้ำร้อนที่เข้าหม้อต้มและน้ำหล่อเย็นที่เข้าเครื่องควบแน่นมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ประสิทธิภาพการทำงานของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์เพิ่มขึ้นตามไปด้วย และยังพบว่ามีความสัมพันธ์ในรูปแบบเส้นตรงดังแสดงในสมการที่ 51 โดยมีค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์ $R^2 = 0.869$ และค่านัยสำคัญ $P\text{-value} = 0.000826$ ดังแสดงในภาพที่ 53

$$\eta_{ORC} = 0.1472(T_{HW,i} - T_{CLW,i}) - 2.9988$$

สมการที่ 51



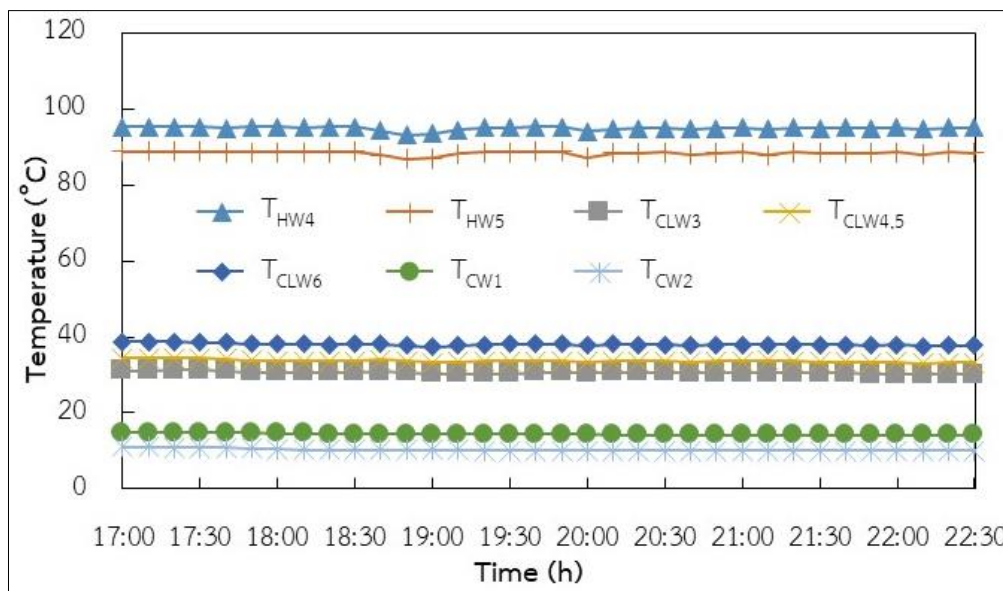
ภาพที่ 53 สมการสมรรถนะของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์

ผลการทดสอบและวิเคราะห์ผลทดสอบระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

ผลการทดสอบระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนที่ทำงานอยู่ในช่วงสภาวะคงตัวมีระยะเวลาในการทดสอบประมาณ 5.30 h โดยผลจากการทดสอบไปประกอบด้วย อุณหภูมิน้ำร้อน น้ำหล่อเย็น น้ำเย็นที่เข้าและออกระบบ อุณหภูมิสารทำงานของแต่ละอุปกรณ์ภายในระบบ และกำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ปั๊มสารละลาย ซึ่งรายละเอียดผลการทดสอบดังแสดงต่อไปนี้

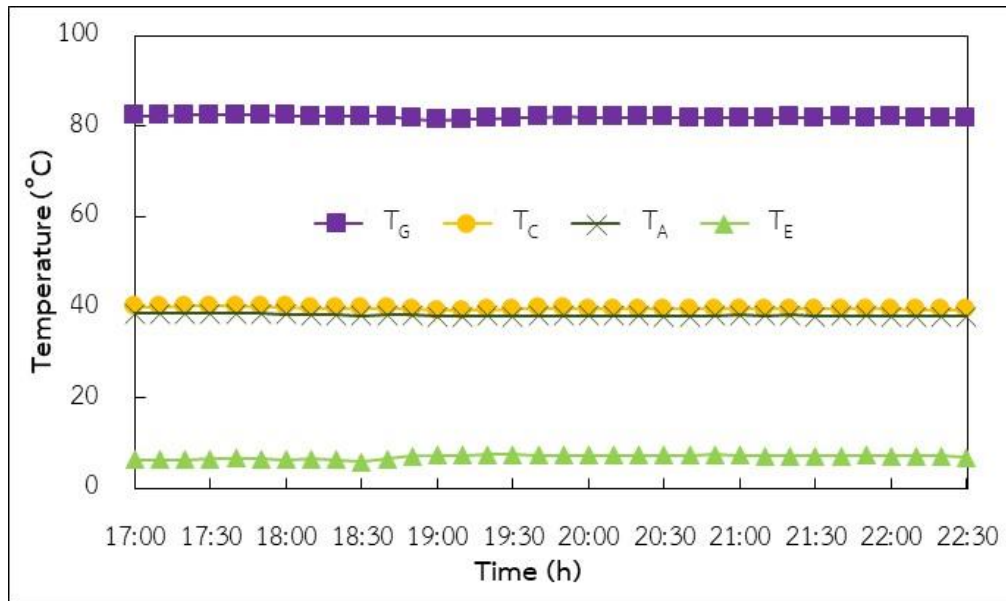
จากผลการทดสอบ พบว่า อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า-ออก ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนประกอบด้วย น้ำร้อนที่ไหลออกมาจากระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ ไหลเข้าไปยังเจนเนอเรเตอร์ (T_{HW4}) ที่มีอุณหภูมิประมาณ 95 °C น้ำร้อนดังกล่าวจะถูกควบคุมอัตราการไหลโดยวาล์วสามทางแบบอัตโนมัติเพื่อควบคุมการระเหยของสารทำงาน เมื่อน้ำร้อนถ่ายเทความร้อนให้แก่สารทำงานจะไหลออกจากเจนเนอเรเตอร์ (T_{HW5}) มีอุณหภูมิประมาณ 88 °C สำหรับน้ำหล่อเย็นจะนำมาป้อนให้แก่แอบซอร์บเบอร์ (T_{CLW3}) มีอุณหภูมิประมาณ 31 °C และมีการควบคุมการไหลของน้ำหล่อเย็นด้วยวาล์วสามทางแบบอัตโนมัติเช่นเดียวกับน้ำร้อน เมื่อน้ำหล่อเย็นถ่ายเทความร้อนให้แก่สารทำงานและไหลออกจากแอบซอร์บเบอร์ ($T_{CLW4,5}$) อุณหภูมิจะเพิ่มขึ้นประมาณ 3 °C หรือเพิ่มขึ้นเป็น 34 °C และไหลเข้าเครื่องควบแน่นเพื่อควบแน่นสารทำงานที่ระเหยมาจากเจนเนอเรเตอร์ทำให้น้ำหล่อเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่น (T_{CLW6}) มีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นประมาณ 4 °C หรือเพิ่มขึ้น 38 °C ในส่วนของน้ำเย็นที่ไหลเข้าเครื่องระเหย (T_{CW1}) อุณหภูมิประมาณ 14 °C และเมื่อทำการถ่ายเทความ

ร้อนกับสารทำงานทำให้อุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากเครื่องระเหย (T_{CW1}) ลดลงประมาณ $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ หรือที่อุณหภูมิ $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ และจะนำน้ำเย็นไปใช้ในระบบปรับอากาศภายในห้องผลิตไฟฟ้าต่อไป รายละเอียดผลการทดสอบดังแสดงในภาพที่ 54



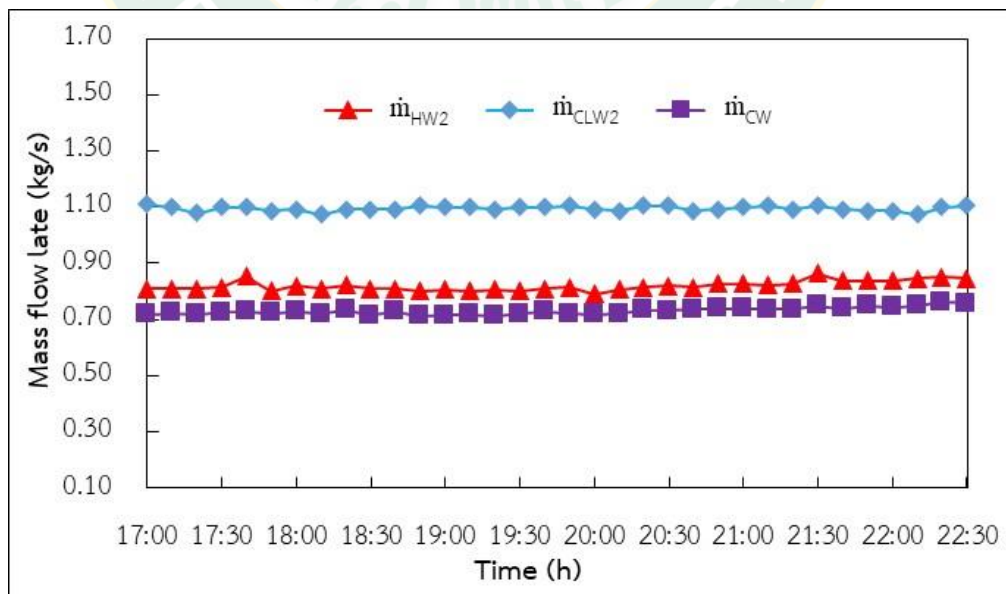
ภาพที่ 54 อุณหภูมิน้ำร้อน อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น และอุณหภูมิน้ำเย็น

สำหรับอุณหภูมิสารทำงานที่เจเนอเรเตอร์ (T_G) เมื่อได้รับความร้อนจากน้ำร้อนสารทำงานจะระเหยกลายเป็นไอที่อุณหภูมิประมาณ $82\text{ }^{\circ}\text{C}$ ไหลเข้าไปยังเครื่องควบแน่น (T_C) เพื่อถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำหล่อเย็น สารทำงานจะควบแน่นกลายเป็นของเหลวที่อุณหภูมิประมาณ $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ไหลเข้าเครื่องเหย (T_E) และทำการถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำเย็นทำให้สารทำงานระเหยกลายเป็นไออีกครั้งที่อุณหภูมิประมาณ $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ก่อนจะไหลเข้าไปยังแอบซอร์บเบอร์ (T_G) เพื่อถ่ายเทความร้อนกับน้ำหล่อเย็นมีอุณหภูมิประมาณ $38\text{ }^{\circ}\text{C}$ จากนั้นสารทำงานจะควบแน่นกลายเป็นของเหลวและดูดกลืนกับสารละลายความเข้มข้นต่ำที่ไหลออกจากเจเนอเรเตอร์กลายเป็นสารละลายความเข้มข้นสูง และถูกส่งไปรับความร้อนจากน้ำร้อนอีกครั้ง ซึ่งผลจากการทดสอบดังแสดงในภาพที่ 55



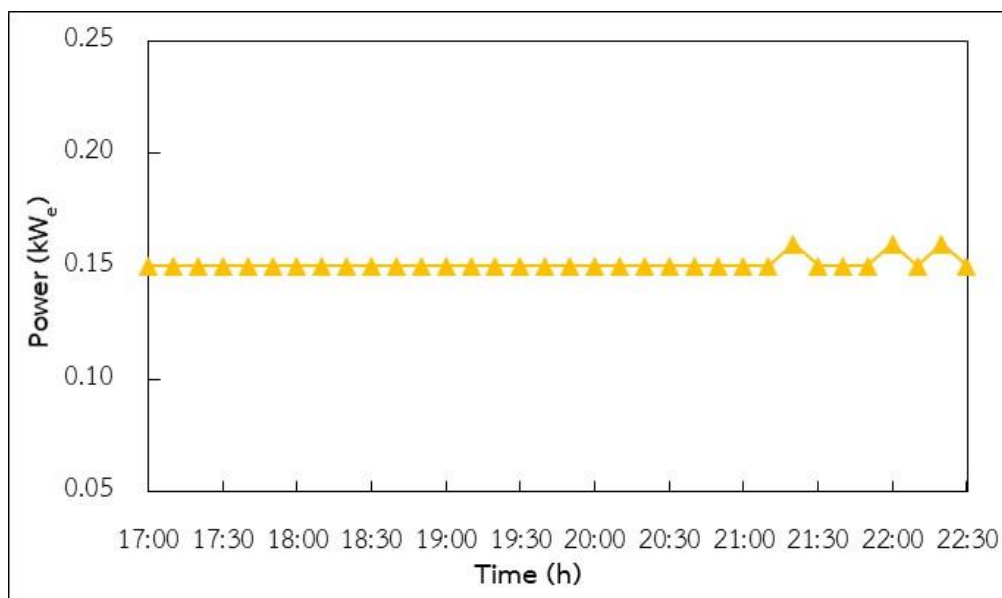
ภาพที่ 55 อุณหภูมิสารทำงานที่อุปกรณ์ต่าง ๆ ของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

ในส่วนของอัตราการไหลของน้ำที่ใช้ในระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน โดยน้ำร้อนที่ไหลเข้าเจนเนอเรเตอร์ (\dot{m}_{HW2}) และถูกควบคุมด้วยวาล์วสามทางส่งผลให้อัตราการไหลประมาณ 0.8 kg/s น้ำหล่อเย็นที่ไหลเข้าแอบซอร์บเบอร์และเครื่องควบแน่น (\dot{m}_{CLW2}) ถูกควบคุมอัตราการไหลโดยวาล์วสามทางแบบอัตโนมัติมีอัตราการไหลประมาณ 1.1 kg/s และน้ำเย็นที่ไหลเข้าเครื่องระเหย (\dot{m}_{CW}) มีอัตราการไหลประมาณ 0.7 kg/s รายละเอียดผลการทดสอบดังแสดงในภาพที่ 56



ภาพที่ 56 อัตราการไหลของน้ำร้อน น้ำหล่อเย็น และน้ำเย็นที่ไหลเข้าและออกระบบ

ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนใช้กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ปั๊มสารละลาย (W_{sp}) ประมาณ 0.15 kW_e เพื่อป้อนสารละลายที่มีความเข้มข้นสูงไปปรับความร้อนที่เจเนอเรเตอร์ในกระบวนการทำความเย็นของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน โดยรายละเอียดการทดสอบดังแสดงในภาพที่ 57



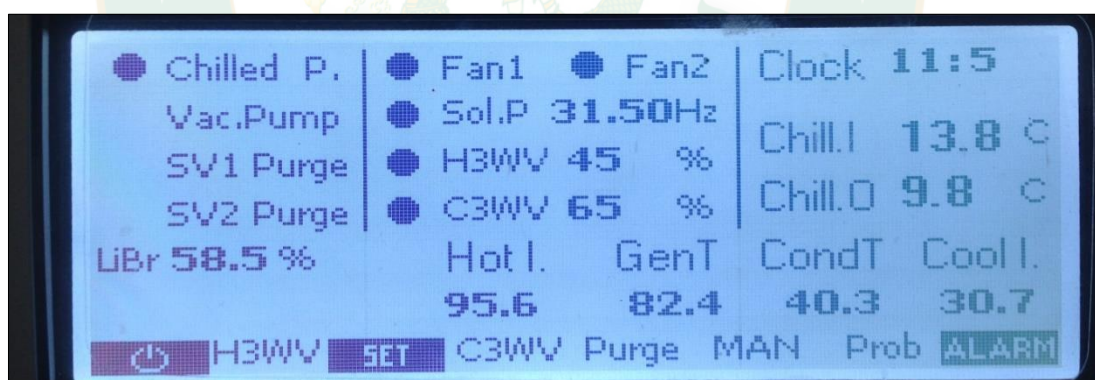
ภาพที่ 57 กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ปั๊มสารละลาย

ผลการทดสอบในขั้นต้นได้ทำการเก็บข้อมูลจากระบบบันทึกข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน โดยตัวอย่างข้อมูลที่ได้ทำการทดสอบดังแสดงในตารางที่ 16 อีกทั้งข้อมูลดังกล่าวสามารถแสดงได้ที่หน้าจอแสดงผลของระบบดังแสดงในภาพที่ 58 จากนั้นนำข้อมูลที่ได้ทำการทดสอบจะนำไปวิเคราะห์หา อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เจเนอเรเตอร์ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย อัตราการถ่ายเทความร้อนที่แอบซอร์บเบอร์ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ และสมการสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนต่อไป

ตารางที่ 16 รายละเอียดผลการทดสอบของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

จุดวัด	รายละเอียด	ข้อมูล
T_{HW4}	อุณหภูมิน้ำร้อนก่อนเข้าเจเนอเรเตอร์ ($^{\circ}\text{C}$)	95.60
T_{HW5}	อุณหภูมิน้ำร้อนออกจากเจเนอเรเตอร์ ($^{\circ}\text{C}$)	89.42
T_{CW1}	อุณหภูมิน้ำเย็นก่อนเข้าเครื่องระเหย ($^{\circ}\text{C}$)	13.80
T_{CW2}	อุณหภูมิน้ำเย็นออกจากเครื่องระเหย ($^{\circ}\text{C}$)	9.80

จุดวัด	รายละเอียด	ข้อมูล
T _{CLW3}	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นก่อนเข้าแอบซอร์บเบอร์ (°C)	30.70
T _{CLW4}	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากแอบซอร์บเบอร์ (°C)	33.94
T _{CLW5}	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่น (°C)	33.94
T _{CLW6}	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องควบแน่น (°C)	38.75
T _G	อุณหภูมิสารทำงานที่เจนเนอเรเตอร์ (°C)	82.40
T _C	อุณหภูมิสารทำงานที่เครื่องควบแน่น (°C)	40.30
T _E	อุณหภูมิสารทำงานที่เครื่องระเหย (°C)	4.94
T _A	อุณหภูมิสารทำงานที่แอบซอร์บเบอร์ (°C)	38.44
m _{HW2}	อัตราการไหลของน้ำร้อน (kg/s)	0.75
m _{CLW2}	อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น (kg/s)	1.09
m _{CW}	อัตราการไหลของน้ำเย็น (kg/s)	0.66
W _{SP}	กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้ปั๊มสารละลาย (kW _e)	0.15



ภาพที่ 58 หน้าจอแสดงผลของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

ผลการวิเคราะห์ข้อมูลจากตารางที่ 15 พบว่า มีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เจนเนอเรเตอร์ (Q_G) 19.55 kW อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น (Q_C) 17.95 kW อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย (Q_E) 11.01 kW อัตราการถ่ายเทความร้อนที่แอบซอร์บเบอร์ (Q_A) 14.34 kW และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน (COP_{AB}) 0.56 รายละเอียดข้อมูลผลการวิเคราะห์ดังแสดงในตารางที่ 17

ตารางที่ 17 ผลการวิเคราะห์ผลทดสอบของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

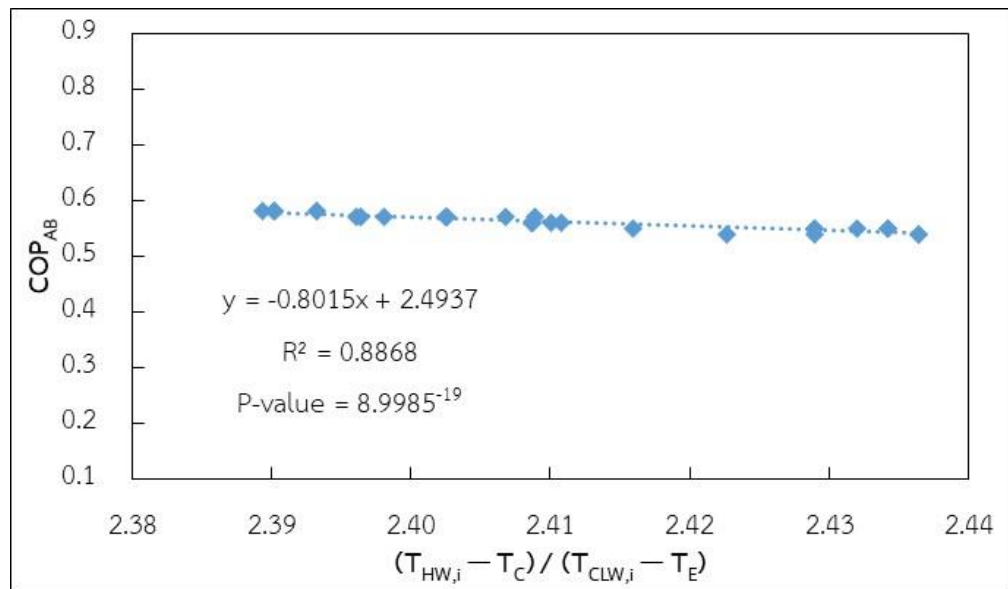
รายละเอียด	ข้อมูล
อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เจนเนอเรเตอร์ ($Q_G = \dot{m}_{HW2}C_{p_{bulk,HW2}}[T_{HW4} - T_{HW5}]$) [kW] $Q_G = 0.75 \times 4.21 \times (95.6 - 89.42)$	19.55
อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ($Q_C = \dot{m}_{CLW2}C_{p_{bulk,CLW2}}[T_{CLW3} - T_{CLW4}]$) [kW] $Q_C = 1.04 \times 4.18 \times (38.63 - 34.00)$	17.95
อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย ($Q_E = \dot{m}_{CW}C_{p_{bulk,CW}}[T_{CW1} - T_{CW2}]$) [kW] $Q_E = 0.66 \times 4.19 \times (13.80 - 9.80)$	11.01
อัตราการถ่ายเทความร้อนที่แอบซอร์บเบอร์ ($Q_A = \dot{m}_{CLW2}C_{p_{bulk,CLW3}}[T_{CLW5} - T_{CLW6}]$) [kW] $Q_A = 1.04 \times 4.18 \times (34.00 - 30.70)$	14.34
สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน ($COP = Q_E / [Q_G + W_{Sp}]$) $COP_{AB} = 11.01 / (19.55 + 0.15)$	0.56

หมายเหตุ: $C_{p_{bulk,HW2}}$ $C_{p_{bulk,CLW2,3}}$ และ $C_{p_{bulk,CW}}$ อ้างอิงจากโปรแกรม refprop (NIST,2018)

จากการวิเคราะห์ข้อมูลที่ได้ทำการทดสอบ ซึ่งได้นำผลการวิเคราะห์มาหาสมการสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน พบว่า ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน กับสัดส่วนของผลต่างอุณหภูมิน้ำร้อน น้ำหล่อเย็น และอุณหภูมิสารทำงาน $(T_{HW,i} - T_C) / (T_{CLW,i} - T_E)$ ซึ่งแปรผกผันกับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน เมื่อผลต่างอุณหภูมิน้ำร้อน น้ำหล่อเย็น และอุณหภูมิสารทำงานเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำงานของระบบทำความเย็นมีค่าลดลง โดยผลต่างอุณหภูมิของน้ำร้อน น้ำหล่อเย็น และอุณหภูมิสารทำงานมีความสัมพันธ์กับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำงานของระบบในรูปแบบของเส้นตรงดังแสดงในสมการที่ 52 โดยมีค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์ $R^2 = 0.8868$ และค่า P-value = 8.9985×10^{-19} ดังแสดงในภาพที่ 59

$$COP_{AB} = - 0.8015[(T_{HW,i} - T_C) / (T_{CLW,i} - T_E)] + 2.4937$$

สมการที่ 52



ภาพที่ 59 สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

ผลการทดสอบและวิเคราะห์ผลทดสอบห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

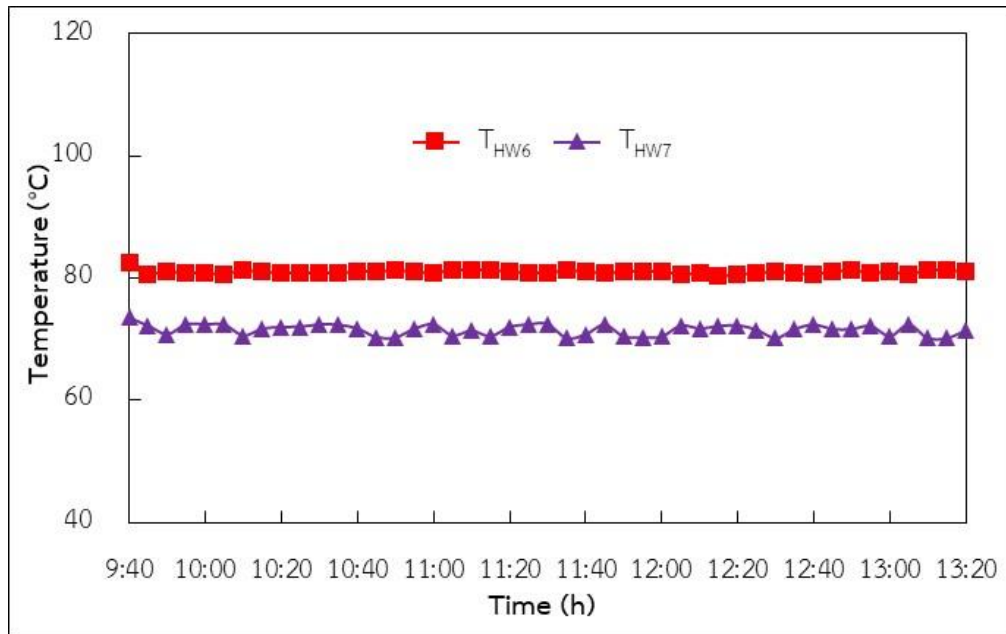
ผลการทดสอบห้องอบแห้งประกอบไปด้วยการทดสอบห้องเป่า โดยนำค่าที่ได้จากการทดสอบมาวิเคราะห์ผลทดสอบเพื่อหาสมการสมรรถนะ และทำการทดสอบอบแห้งลำไยโดยห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์มีรายละเอียดผลการทดสอบดังแสดงต่อไปนี้

ผลการทดสอบห้องเป่าของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

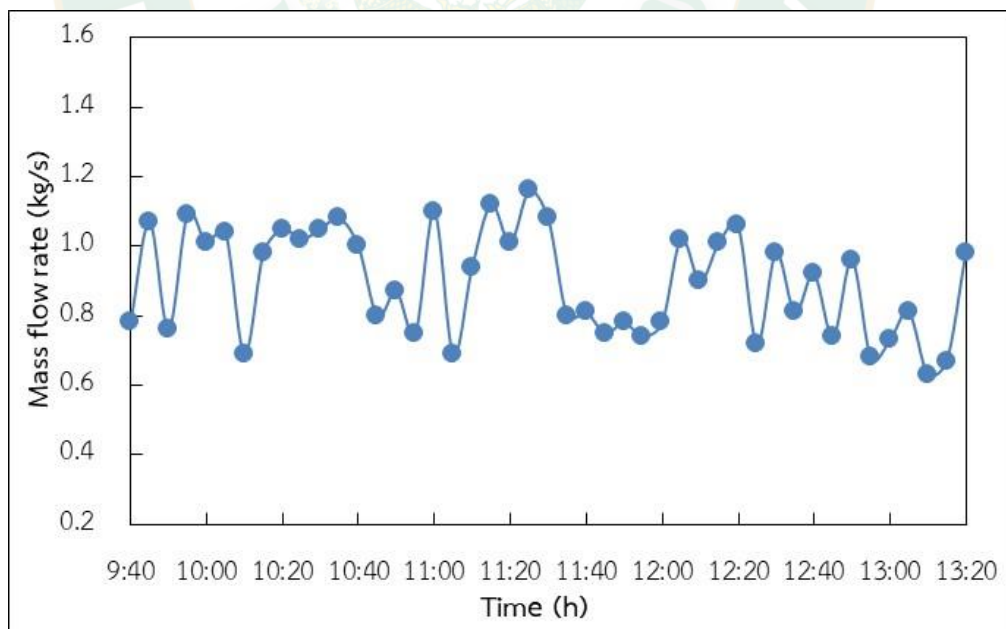
การทดสอบห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่ได้ทำการอบแห้งห้องเป่าที่อยู่ในสถานะคงตัว ซึ่งใช้ระยะเวลาในการทดสอบประมาณ 3.40 h มีอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศภายในห้องอบแห้งอยู่ในช่วงสถานะคงตัว โดยผลจากการทดสอบประกอบไปด้วย อุณหภูมิน้ำร้อนที่เข้าและออก ระบบ อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศภายในและภายนอกห้องอบแห้ง อัตราการไหลของน้ำร้อน และค่ากำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ระบบ ข้อมูลที่ได้ทำการทดสอบสามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้

อุณหภูมิน้ำร้อนที่ไหลออกมาจากเจนเนอเรเตอร์ของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนและไหลเข้าไปยังอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (T_{HW6}) มีการควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วสามทางแบบอัตโนมัติสำหรับควบคุมอุณหภูมิกระเปาะแห้งภายในห้องอบแห้ง โดยอุณหภูมิน้ำร้อนที่ไหลเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าประมาณ 81 °C และอุณหภูมิน้ำร้อนที่ไหลออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะลดลงประมาณ 10 °C หรือลดลงเหลือประมาณ 71 °C ดังแสดงในภาพที่ 60

และจากการควบคุมอัตราการไหลเพื่อให้ได้อุณหภูมิที่ต้องการทำให้อัตราการไหลของน้ำร้อนมีค่าประมาณ 0.9 kg/s ดังแสดงในภาพที่ 61

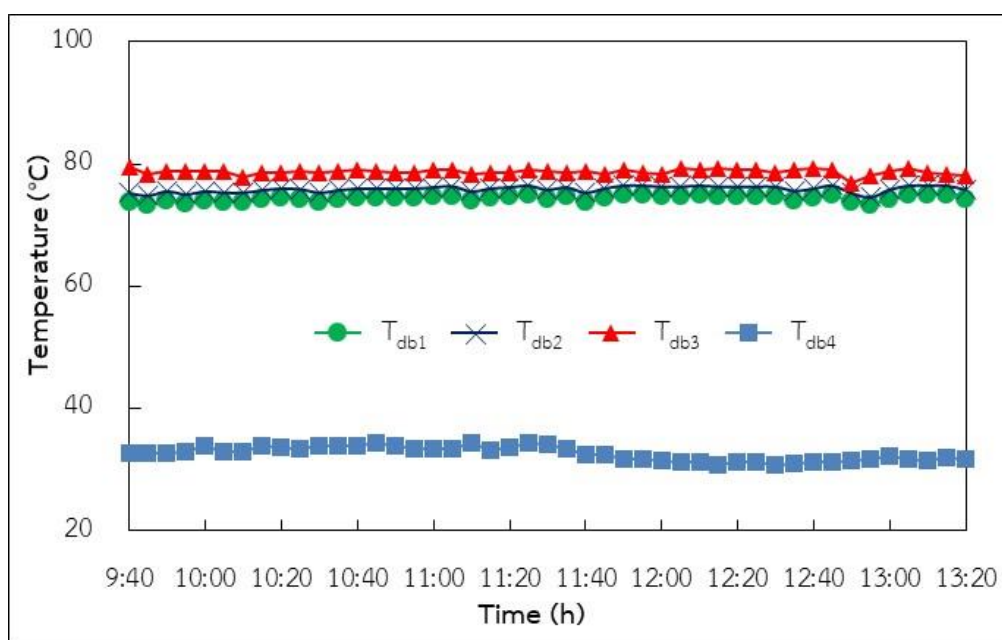


ภาพที่ 60 อุณหภูมิน้ำร้อนเข้าและออกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน



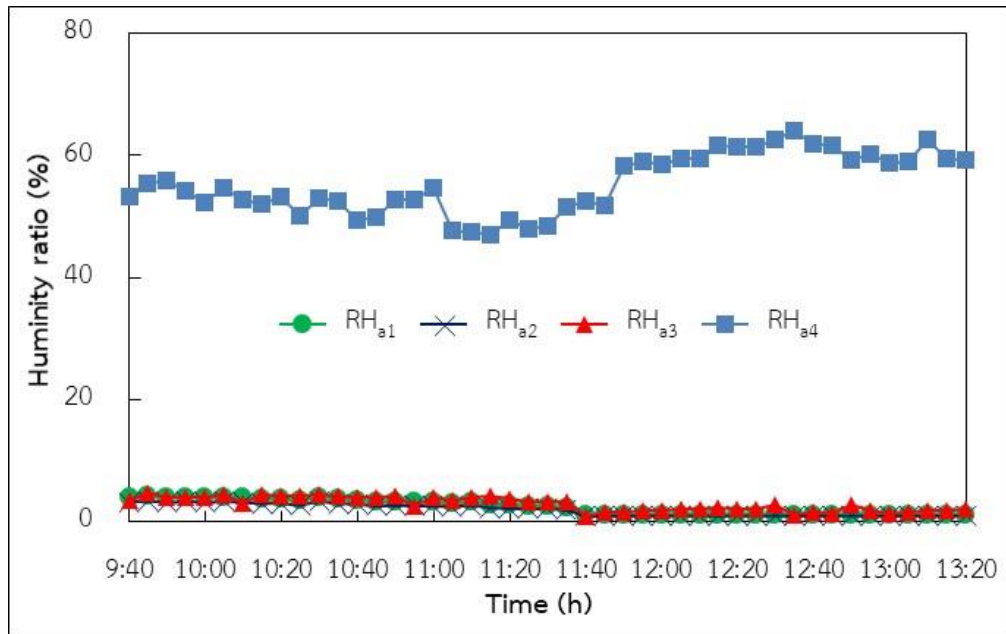
ภาพที่ 61 อัตราการไหลของน้ำร้อนที่เข้าห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

สำหรับอุณหภูมิกระเปาะแห้งภายในห้องอบแห้งและภายนอกห้องอบแห้งทั้ง 4 ตำแหน่ง โดยตำแหน่งที่ 1 อุณหภูมิกระเปาะแห้งบริเวณเพดานของห้องอบแห้ง (T_{db1}) มีอุณหภูมิประมาณ 74 °C ตำแหน่งที่ 2 อุณหภูมิกระเปาะแห้งด้านบนผนังแจกลม (T_{db2}) มีค่าประมาณ 76 °C ตำแหน่งที่ 3 อุณหภูมิกระเปาะแห้งด้านล่างผนังแจกลมห้องอบแห้ง (T_{db3}) มีอุณหภูมิประมาณ 78 °C และตำแหน่งที่ 4 อุณหภูมิกระเปาะแห้งบริเวณภายนอกห้องอบแห้ง (T_{db4}) มีค่าประมาณ 32 °C ดังแสดงในภาพที่ 62



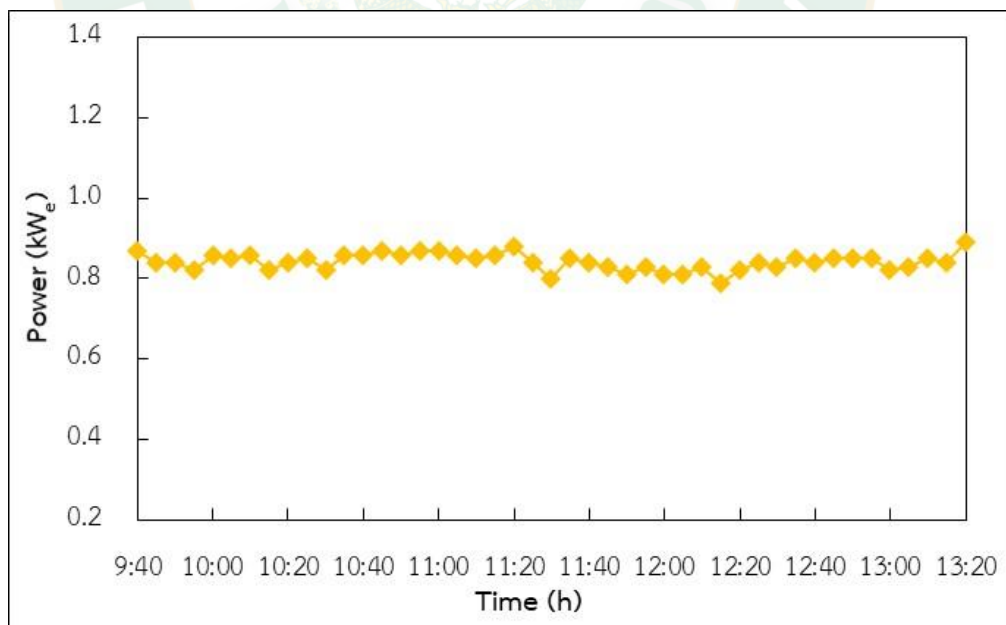
ภาพที่ 62 อุณหภูมิกระเปาะแห้งภายในและอุณหภูมิแวดล้อมภายนอกของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

ในส่วน of ชื้นสัมพัทธ์ของอากาศภายในและภายนอกของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ ประกอบด้วย 4 ตำแหน่ง โดยตำแหน่งที่ 1 ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศบริเวณเพดานของห้องอบแห้ง (RH_{a1}) มีค่าประมาณ 2.45% ตำแหน่งที่ 2 ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศด้านบนผนังแจกลมของห้องอบแห้ง (RH_{a2}) มีค่าประมาณ 1.96% ตำแหน่งที่ 3 ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศด้านล่างผนังแจกลมห้องอบแห้ง (RH_{a3}) มีค่าประมาณ 2.93% และตำแหน่งที่ 4 ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศบริเวณภายนอกห้องอบแห้ง (RH_{a4}) มีค่าประมาณ 55.35% ดังแสดงในภาพที่ 63



ภาพที่ 63 ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศภายในและภายนอกของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่พัดลมแบบหมุนตามแนวแกน (W_{Mb}) มีค่าประมาณ 0.84 kW_e เพื่อใช้กระจายลมร้อนภายในบริเวณพื้นที่อบแห้งดังแสดงในภาพที่ 64



ภาพที่ 64 กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่พัดลมแบบหมุนตามแนวแกน

ในส่วนของคุณเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนบริเวณทางออกของผนังแจกลมทำการทดสอบโดยแบ่งช่องวัดลมออกเป็น 48 จุด และนำความเร็วลมที่ได้จากการวัดดังแสดงในตารางที่ 18 ไปวิเคราะห์ความเร็วลมเฉลี่ย ซึ่งความเร็วลมดังกล่าวมีค่าเฉลี่ยที่ 1.31 m/s

ตารางที่ 18 รายละเอียดความเร็วลมบริเวณทางออกของผนังแจกลม

ความเร็วลมบริเวณทางออกของผนังแจกลม (m/s)					
2.90	0.86	1.89	0.26	0.64	2.60
1.99	0.26	1.40	0.95	0.10	1.70
1.14	0.44	1.04	1.04	0.10	1.10
0.52	0.10	1.75	0.72	0.25	0.50
0.86	0.10	2.49	1.89	0.38	0.10
0.18	0.12	3.45	3.70	0.52	0.18
0.18	0.44	3.32	4.13	0.10	0.30
0.18	2.31	5.18	5.28	2.49	0.80

ข้อมูลผลการทดสอบในขั้นต้นได้ทำการบันทึกข้อมูลจากระบบบันทึกข้อมูลของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ ซึ่งตัวอย่างข้อมูลที่ได้ทำการทดสอบดังแสดงในตารางที่ 19 และแสดงผลผ่านหน้าจอแสดงผลของระบบดังแสดงในภาพที่ 65 จากนั้นนำข้อมูลดังกล่าวมาวิเคราะห์ผลทดสอบเพื่อหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อน อัตราการถ่ายเทความร้อนของลมร้อนภายในห้องอบแห้ง และสมการสมรรถนะของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ต่อไป

ตารางที่ 19 รายละเอียดผลการทดสอบของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

จุดวัด	รายละเอียด	ข้อมูล
T _{HW6}	อุณหภูมิน้ำร้อนเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (°C)	80.79
T _{HW7}	อุณหภูมิน้ำร้อนออกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (°C)	71.72
T _{db1}	อุณหภูมิกระเปาะแห้งบริเวณเพดานของห้องอบแห้ง (°C)	70.10
T _{db2}	อุณหภูมิกระเปาะแห้งด้านบนผนังแจกลมของห้องอบแห้ง (°C)	71.54
T _{db3}	อุณหภูมิกระเปาะแห้งด้านล่างผนังแจกลมห้องอบแห้ง (°C)	76.63
T _{db4}	อุณหภูมิกระเปาะแห้งบริเวณภายนอกห้องอบแห้ง (°C)	31.95

จุดวัด	รายละเอียด	ข้อมูล
RH _{a1}	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศบริเวณเพดานของห้องอบแห้ง (%)	6.88
RH _{a2}	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศด้านบนผนังแจกลมของห้องอบแห้ง (%)	5.50
RH _{a3}	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศด้านล่างผนังแจกลมห้องอบแห้ง (%)	5.10
RH _{a4}	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศบริเวณภายนอกห้องอบแห้ง (%)	57.40
\dot{m}_{HW3}	อัตราการไหลของน้ำร้อน (kg/s)	1.02
W_{Mb}	พลังงานไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่พัดลมแบบหมุนตามแนวแกน (kW _e)	0.84
$V_{a,o,bulk}$	ความเร็วลมเฉลี่ยบริเวณทางออกของผนังแจกลม (m/s)	1.31

HW _{in} = 80.79 C HW _{out} = 71.72 C W _{fan} = 0.84 kW Product = 110 g	T ₁ = 70.10 C T ₂ = 71.54 C T ₃ = 76.63 C T ₄ = 31.95 C	RH ₁ = 6.88% RH ₂ = 5.50% RH ₃ = 5.10% RH ₄ = 57.40%
--	--	---

ภาพที่ 65 หน้าจอแสดงผลห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

จากผลการวิเคราะห์ผลทดสอบของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ พบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Q_{HW3}) 38.80 kW อัตราการถ่ายเทความร้อนภายในห้องอบแห้ง (Q_{Drying}) 22.26 kW ประสิทธิภาพของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ (η_{Drying}) 56.16 kW ซึ่งรายละเอียดการวิเคราะห์ผลทดสอบดังแสดงในตารางที่ 20

ตารางที่ 20 ผลการวิเคราะห์ผลทดสอบของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

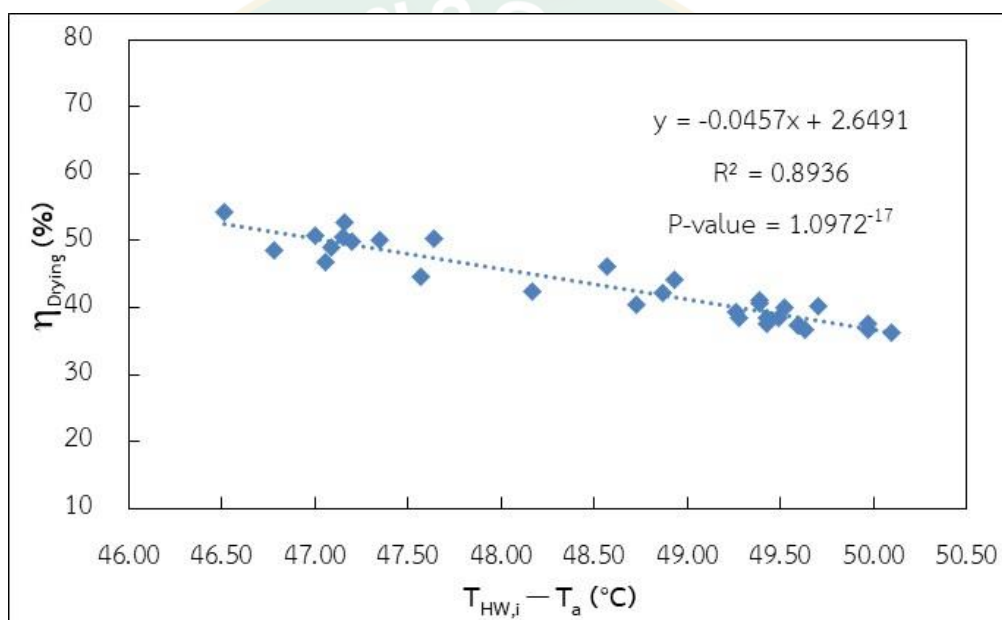
รายละเอียด	ข้อมูล
อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อน ($Q_{HW3} = \dot{m}_{HW3}C_{p,bulk,HW3}[T_{HW6} - T_{HW7}]$) [kW] $Q_{HW3} = 1.02 \times 4.19 \times (80.79 - 71.72)$	38.80
อัตราการถ่ายเทความร้อนภายในห้องอบแห้ง ($Q_{Drying} = \dot{m}_{da}[(h_{a,o} - h_{a,i}) + (\omega_{a,o} - \omega_{a,i})h_{fg}]$) [kW] $Q_{Drying} = 1.55 \times (113.28 - 103.27) + [(0.0137 - 0.0119) \times 2,379.24]$	22.26
ประสิทธิภาพของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ ($\eta_{Drying} = Q_{Drying} / [Q_{HW3} + W_{Mb}]$) [%] $\eta_{Drying} = 22.26 / (38.80 + 0.84)$	56.16

หมายเหตุ: $C_{p,bulk,HW3}$ อ้างอิงจากโปรแกรม refprop (NIST,2018)

จากการวิเคราะห์ข้อมูลที่ได้ทำการทดสอบอบแห้งห้องเปล่า ซึ่งได้นำผลการวิเคราะห์การทดสอบมาหาสมการสมรรถนะของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ พบว่า ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ กับผลต่างของอุณหภูมิน้ำร้อนและอุณหภูมิอากาศภายนอก ($T_{HW,i} - T_a$) ซึ่งแปรผกผันกัน โดยเมื่อผลต่างของอุณหภูมิน้ำร้อนและอุณหภูมิอากาศภายนอกเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่าประสิทธิภาพของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์มีค่าลดลง และมีความสัมพันธ์กับค่าประสิทธิภาพในรูปแบบของเส้นตรงดังแสดงในสมการที่ 53 โดยมีค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์ $R^2 = 0.8936$ และค่า P-value = 1.0972×10^{-17} ในแสดงในภาพที่ 66

$$\eta_{\text{Drying}} = -0.0457(T_{HW,i} - T_a) + 2.6491$$

สมการที่ 53



ภาพที่ 66 สมการสมรรถนะของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

ผลการทดสอบอบแห้งลำไยด้วยห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

การทดสอบอบแห้งลำไยด้วยห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์มีขั้นตอนการอบแห้งลำไยเริ่มจาก นำลำไยจำนวน 95.02 kg วางบนชั้นตะแกรง ดังแสดงในภาพที่ 67 จนกระทั่งลำไยมีความชื้นต่ำกว่า 40% wet basis ดังแสดงในภาพที่ 68

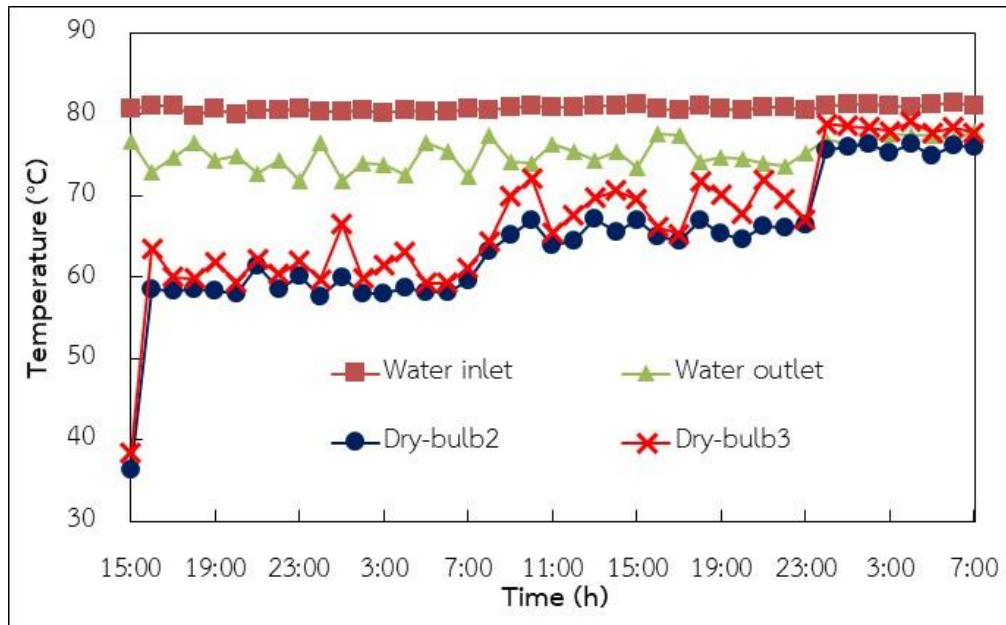


ภาพที่ 67 ลำไยก่อนทำการอบแห้ง



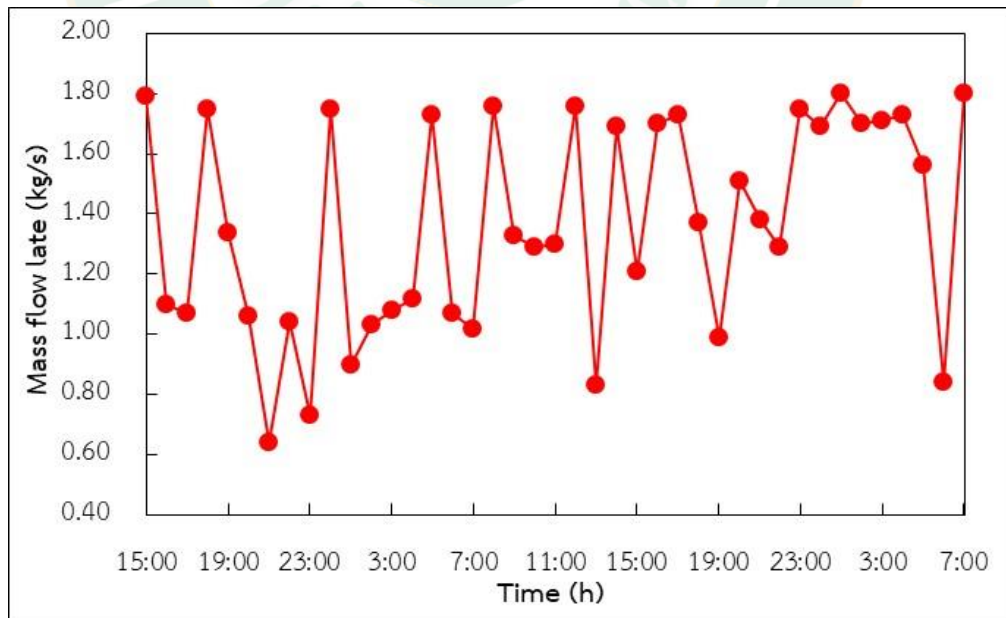
ภาพที่ 68 ลำไยหลังทำการอบแห้ง

จากผลการทดสอบอบแห้งลำไยที่จุดตรวจวัดต่าง ๆ พบว่า อุณหภูมิของน้ำร้อนบริเวณทางเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ($T_{HW,6}$) มีค่าประมาณ $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ เมื่อน้ำร้อนไหลออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ($T_{HW,7}$) อุณหภูมิจะลดลงประมาณ $5\text{-}10\text{ }^{\circ}\text{C}$ และอุณหภูมิกระเปาะแห้งบริเวณทางเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (T_{db2}) อยู่ในช่วงระหว่าง $60\text{-}75\text{ }^{\circ}\text{C}$ จากการถ่ายเทความร้อนกับน้ำร้อนทำให้อุณหภูมิกระเปาะแห้งบริเวณทางออก (T_{db3}) เพิ่มขึ้นมีค่าประมาณ $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ที่ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศร้อนภายในห้องต่ำกว่า 50% ดังแสดงในภาพที่ 69



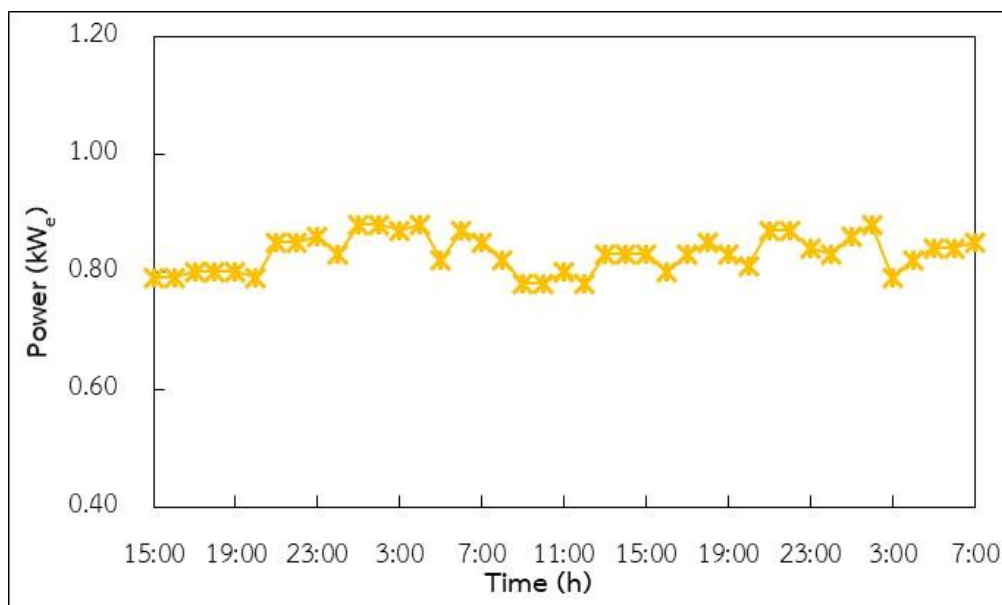
ภาพที่ 69 อุณหภูมิจุดต่าง ๆ ภายในห้องอบแห้ง

การควบคุมอุณหภูมิในช่วงเวลาใด ๆ เพื่อใช้ในการอบแห้งลำไย สามารถทำได้ด้วยการควบคุมอัตราการไหลของน้ำร้อน จากวาล์วควบคุมซึ่งอัตราการไหลที่ถูกควบคุมอยู่ในช่วงระหว่าง 0.6-1.8 kg/s ดังแสดงในภาพที่ 70



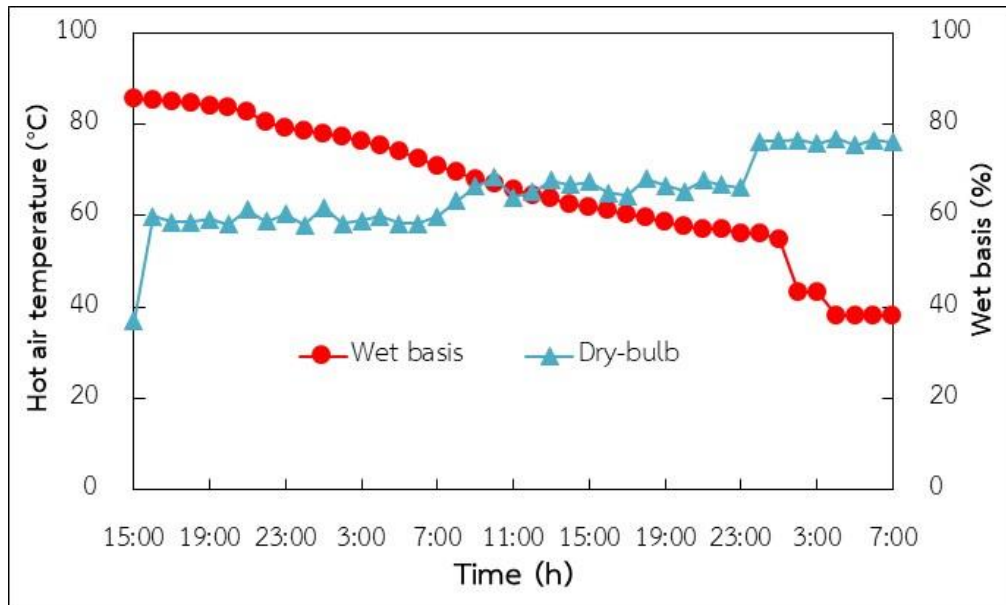
ภาพที่ 70 อัตราการไหลของน้ำร้อน

การอบแห้งลำไยมีการป้อนพลังงานไฟฟ้าให้แก่ระบบ คือ พัดลมแบบหมุนตามแนวแกน เพื่อใช้ในการกระจายลมร้อนไปยังพื้นที่อบแห้ง มีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 0.83 kW_e และมีรายละเอียดข้อมูล ณ เวลาใด ๆ ดังแสดงในภาพที่ 71



ภาพที่ 71 กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่พัดลมแบบหมุนตามแนวแกน

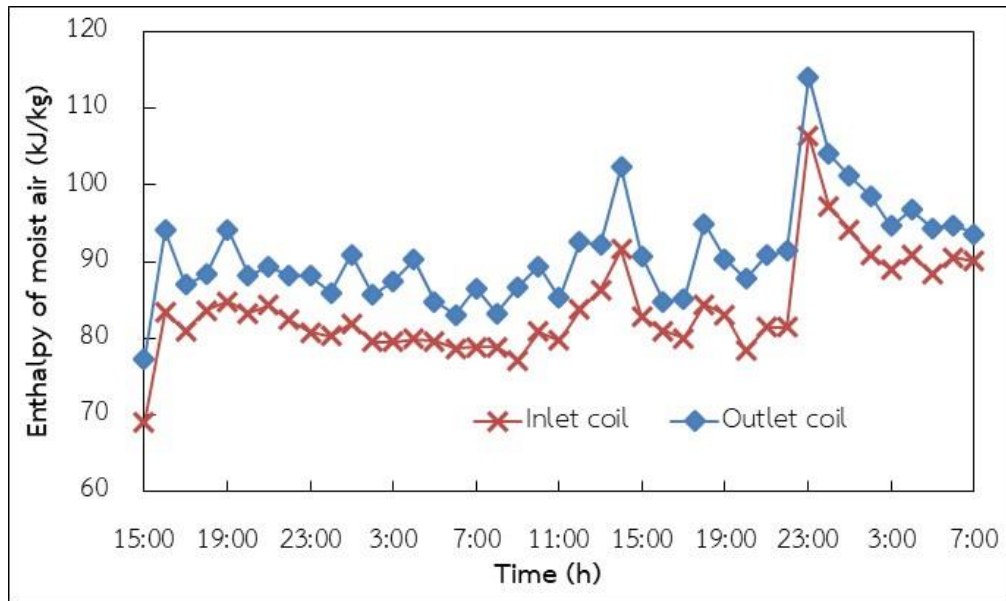
จากผลการทดสอบและได้ทำการวิเคราะห์ผลการอบแห้งลำไยด้วยห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ พบว่า การทดสอบอบแห้งลำไยในปริมาณ 95.02 kg ที่มีการทดสอบโดยกำหนดช่วงอุณหภูมิภายในห้องออกเป็น 3 ช่วง ดังนี้ ในช่วงแรกทำการกำหนดอุณหภูมิที่ $60 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ในช่วงนี้จะทำให้น้ำในผลิตภัณฑ์มีอุณหภูมิสูงขึ้นโดยใช้เวลาประมาณ 16 h ช่วงที่ 2 ทำการเพิ่มความร้อนภายในห้องอบแห้งเป็น $65 \text{ }^{\circ}\text{C}$ อีก 16 h ทำให้น้ำในผลิตภัณฑ์มีการระเหยออกมาจากตัวผลิตภัณฑ์ และในช่วงสุดท้ายได้ทำการเพิ่มอุณหภูมิกะเปาะแห้งภายในห้องเป็น $75 \text{ }^{\circ}\text{C}$ เพื่อไล่ความชื้นของผลิตภัณฑ์ให้มากที่สุด ในระยะเวลา 8 h รวมระยะเวลาทั้งหมด 40 h ดังแสดงในภาพที่ 72 โดยน้ำหนักหลังการอบแห้งลำไยลดลงเหลือ 33.28 kg มีอัตราการระเหยของน้ำจากผลิตภัณฑ์เท่ากับ 0.000429 kg/s



ภาพที่ 72 ปริมาณความชื้นและอุณหภูมิกระเปาะแห้งของการอบแห้งลำไย

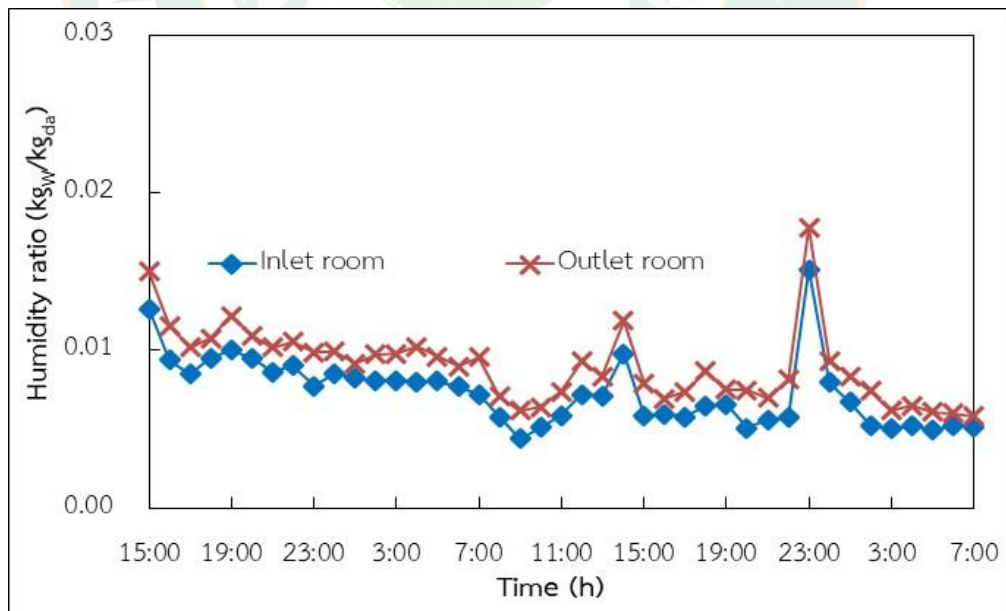
นอกจากนี้ภาพที่ 72 ยังแสดงปริมาณความชื้นของลำไย ณ ช่วงเวลาการอบแห้งต่าง ๆ โดยพบว่า ลำไยมีความชื้นฐานเปียกเริ่มต้นที่ 85.73%wet basis เมื่ออบแห้งแล้วเสร็จมีความชื้นฐานเปียกลดลงเหลือประมาณ 38.00%wet basis

จากผลการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิ กระเปาะแห้ง และความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องอบแห้ง ซึ่งมีผลต่อเอนทัลปีของลมร้อน ณ บริเวณทางเข้า ($h_{a,i}$) มีค่าประมาณ 83.88 kJ/kg เอนทัลปีของลมร้อนบริเวณทางออกผนังแจกลม ($h_{a,o}$) มีค่าประมาณ 90.96 kJ/kg ดังแสดงในภาพที่ 73 และมีอัตราการไหลของอากาศแห้งบริเวณทางออกของผนังแจกลม (\dot{m}_{da}) มีค่าประมาณ 1.7 kg_{da}/s



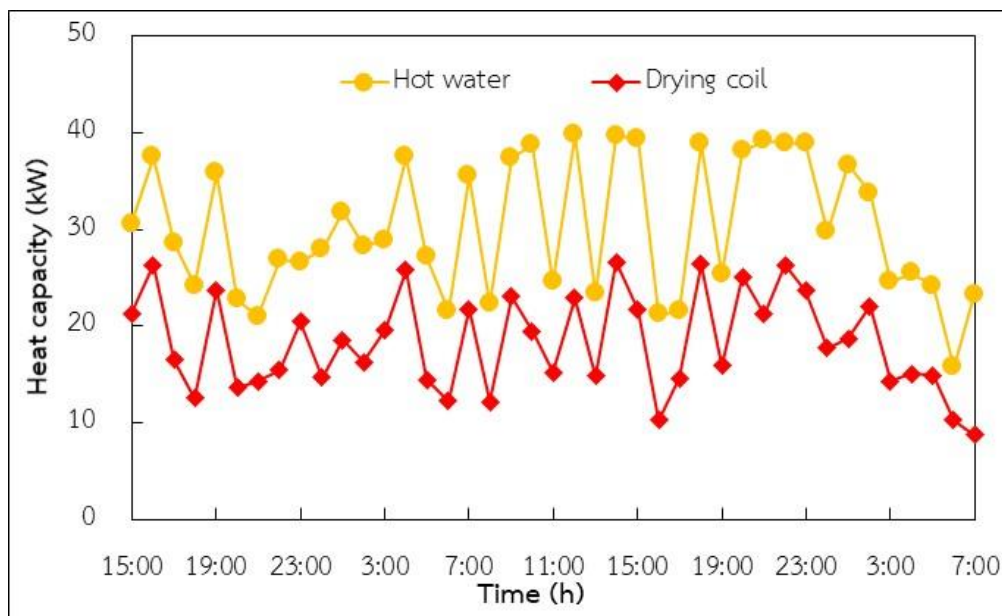
ภาพที่ 73 เอนทัลปีและอัตราการไหลของลมร้อน

ทั้งนี้ยังพบอีกว่า อัตราส่วนความชื้นของลมร้อนบริเวณทางเข้าผนังแจกลม ($\omega_{a,i}$) มีค่าประมาณ $0.007 \text{ kg}_w/\text{kg}_{da}$ และทางออก ($\omega_{a,o}$) มีค่าประมาณ $0.009 \text{ kg}_w/\text{kg}_{da}$ ดังแสดงในภาพที่ 74 โดยกำหนดให้เอนทัลปีการระเหยของน้ำออกจากผลิตภัณฑ์ (h_{fg}) มีค่า $2,386.61 \text{ kJ/kg}$



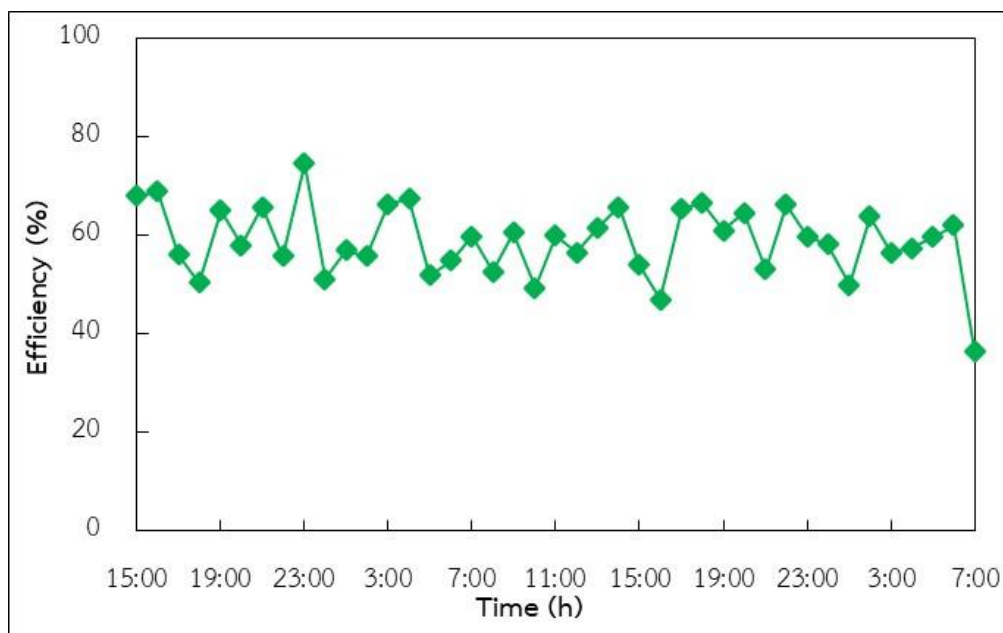
ภาพที่ 74 อัตราส่วนความชื้นของลมร้อน

เมื่อนำข้อมูลต่าง ๆ จากการวิเคราะห์ข้างต้น มาประเมินอัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Q_{HW3}) พบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ของน้ำร้อนที่จ่ายให้แก่ห้องอบแห้งมีค่าเฉลี่ย 30.07 kW และอัตราการถ่ายเทความร้อนของลมร้อนภายในห้องอบแห้ง (Q_{Drying}) มีค่าเฉลี่ย 18.27 kW ซึ่งค่าดังกล่าวจะผันตามอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ดังแสดงในภาพที่ 75



ภาพที่ 75 อัตราการถ่ายเทความร้อนภายในห้องอบแห้ง

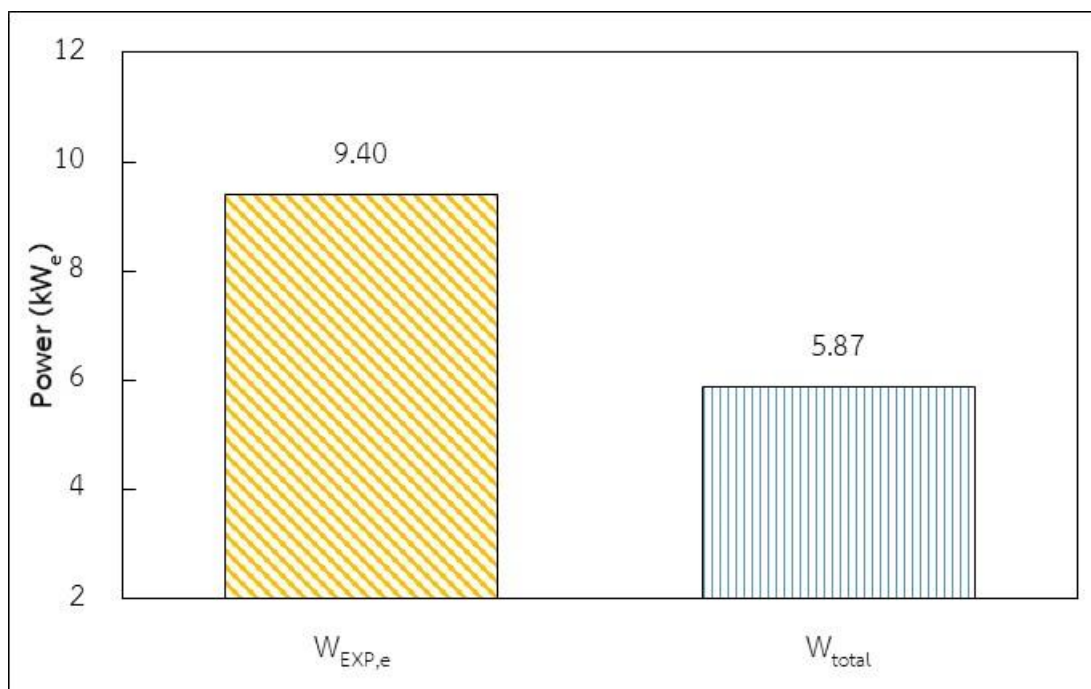
เมื่อนำผลการประเมินอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ป้อนให้แก่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จากน้ำร้อน กำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้แก่พัดลมแบบหมุนตามแนวแกน และความร้อนที่ใช้ประโยชน์ในการอบแห้งของลมร้อน มาคำนวณหาประสิทธิภาพการอบแห้ง พบว่า ประสิทธิภาพของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ มีค่าประมาณ 58.79% โดยประสิทธิภาพดังกล่าวขึ้นอยู่กับการควบคุมอุณหภูมิของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ดังแสดงภาพที่ 76



ภาพที่ 76 ประสิทธิภาพของการอบแห้งลำไย

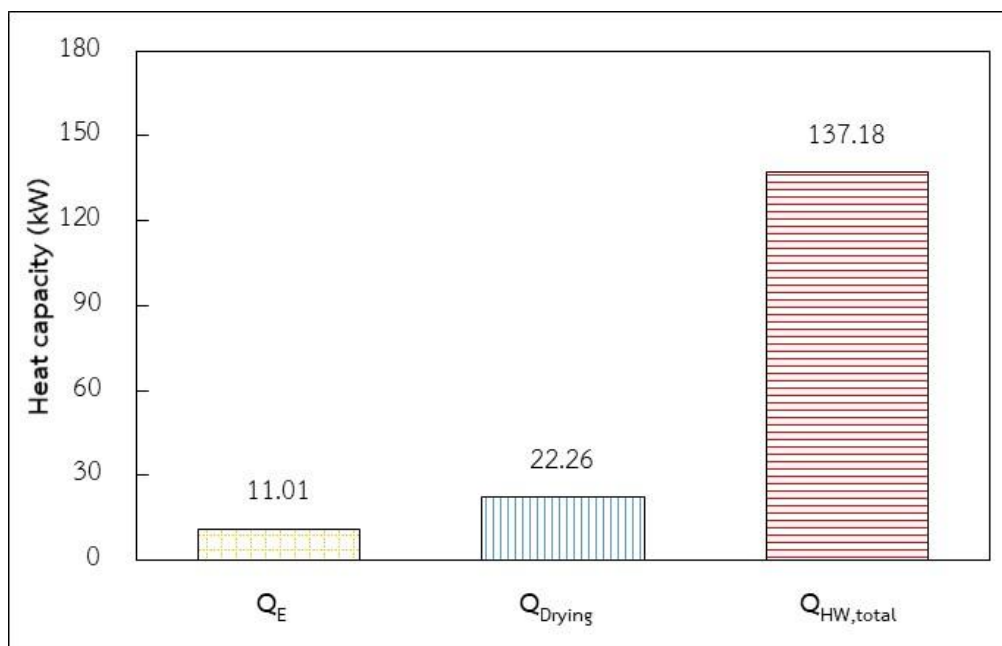
วิเคราะห์ผลทดสอบของการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบชั้นบันได

จากการทดสอบและวิเคราะห์ผลการทดสอบของการผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ การทำความเย็นด้วยระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน และการผลิตพลังงานความร้อนด้วยห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ อยู่ในช่วงการทำงานที่สภาวะคงตัว โดยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์สามารถผลิตกระแสไฟฟ้าสุทธิที่ 9.40 kW_e และนำกระแสไฟฟ้าที่ผลิตได้ไปป้อนให้แก่ปั๊ม ประกอบด้วย ปั๊มสารทำงาน ปั๊มน้ำมันหล่อลื่น ปั๊มสารละลาย ปั๊มน้ำร้อน ปั๊มน้ำเย็น ปั๊มน้ำหล่อเย็น มอเตอร์ของพัดลมที่ห่อหุ้มระบายความร้อน และพัดลมแบบหมุนตามแนวแกน มีอัตราการใช้ไฟฟ้าที่ 5.87 kW_e ดังแสดงในภาพที่ 77



ภาพที่ 77 กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้และกำลังไฟฟ้าที่ใช้ของระบบผลิตพลังงานร่วม

ระบบผลิตพลังงานร่วมมีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ผลิตได้ประกอบด้วย อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหยของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนที่ได้ทำการทดสอบและวิเคราะห์ผลการทดสอบมีค่า 11.01 kW อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่ได้ทำการทดสอบและวิเคราะห์ผลการทดสอบมีค่า 22.26 kW และอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ใช้กับการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนประกอบด้วย อัตราการถ่ายเทความร้อนที่หม้อต้มของวัฏจักรแรงดันสารอินทรีย์ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เจนเนอเรเตอร์ของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน และอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์มีค่า 137.18 kW ดังแสดงในภาพที่ 78



ภาพที่ 78 อัตราการถ่ายเทความร้อนของระบบผลิตพลังงานร่วม

จากผลการวิเคราะห์ผลทดสอบของการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนโดยใช้พลังงานความร้อนใต้พิภพแบบขั้นบันได พบว่า ประสิทธิภาพของระบบผลิตพลังงานร่วม (η_{CCHP}) มีค่า 29.83% รายละเอียดผลการวิเคราะห์ดังแสดงในตารางที่ 21

ตารางที่ 21 ผลการวิเคราะห์ผลทดสอบของระบบผลิตพลังงานร่วมที่ต่อกันแบบขั้นบันได

รายละเอียด	ข้อมูล
ประสิทธิภาพของระบบผลิตพลังงานร่วม ($\eta_{CCHP} = W_{Exp,e} + Q_E + Q_{Drying} / [Q_{HW,total} + W_{total}]$) [%]	29.83
$\eta_{CCHP} = (9.40 + 11.01 + 22.26) / (137.18 + 5.87)$	

ผลการประเมินความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์

การวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ มีวัตถุประสงค์เพื่อวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์ของระบบผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อน จากเทคโนโลยีความร้อนใต้พิภพแบบชั้นบันได ซึ่งมีรายละเอียดและผลการประเมินความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์ดังแสดงต่อไปนี้

ระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์

การผลิตไฟฟ้าโดยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ที่ใช้พลังงานความร้อนใต้พิภพเป็นแหล่งความร้อน สามารถหาอัตราการรับซื้อไฟฟ้า และค่าต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยดังแสดงในหัวข้อต่อไปนี้

มูลค่าการลงทุนของระบบผลิตไฟฟ้าวัฏจักรแรงดันอินทรีย์

การลงทุนของระบบผลิตไฟฟ้าวัฏจักรแรงดันอินทรีย์มีค่าใช้จ่ายหลัก ๆ ประกอบด้วย ค่าวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ค่าโรงเรือน ค่าระบบจ่ายน้ำสะอาด และค่าระบบระบายความร้อน ซึ่งมีรายละเอียดมูลค่าการลงทุนของระบบผลิตไฟฟ้าวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ดังแสดงในตารางที่ 22

ตารางที่ 22 รายละเอียดมูลค่าการลงทุนของระบบผลิตไฟฟ้าวัฏจักรแรงดันอินทรีย์

รายละเอียด	ข้อมูล
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ($W_{Exp,e}$, kW_e)	9.40
กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ปั๊มสารทำงาน (W_{RP} , kW_e)	1.39
กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ปั๊มน้ำมันหล่อลื่น (W_{SP} , kW_e)	0.40
กำลังผลิตไฟฟ้าสุทธิของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ($W_{ORC,net}$, kW_e)	7.51
ชั่วโมงการทำงานผลิตไฟฟ้า 24 h/d ทำงาน 350 d/y ¹ (t_{op} , h)	8,400
ราคาของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ² ($Z_{ORC,Unit}$, Baht)	1,500,000
ราคาโรงเรือน ($Z_{building}$, Baht)	250,000
ราคาระบบจ่ายน้ำสะอาด และระบบระบายความร้อน ($Z_{Clean\ water\ system} + Z_{Cooling\ tower}$, Baht)	250,000
ค่าบำรุงรักษาประจำปี ($\dot{Z}_{OM,ORC1}$, Baht/y)	3,000
ค่าใช้จ่ายในการเปลี่ยนท่อจ่ายน้ำพุร้อน ($\dot{Z}_{OM,ORC2}$, Baht/y)	7,500
ค่าเติมสารทำงานและน้ำมันหล่อลื่น ($\dot{Z}_{OM,ORC3}$, Baht/y)	1,300

รายละเอียด	ข้อมูล
सारกรรอนน้ำเรซิ่น ($Z_{OM,ORC4}$, Baht/y)	700
ระยะเวลาคิ่นทุน ³ (PB, y)	7
อายุการใช้งานของวัฏจักรสารอินทรีย์ ⁴ (n, y)	20
อัตราส่วนลด ⁵ (r, %)	7.125

หมายเหตุ: ¹ Chaiyat et al. (2015)

² นัฐพร (2560)

³ Tongsopit and Greacen (2012)

⁴ Chaiyat et al. (2017)

⁵ ดอกเบ็ญธนาคารกรรณ (2560)

อัตรากรรรับซื้อไฟฟ้าและค่าคิ่นทุนกรรผลิตไฟฟ้าต่อหน่วย

จากกรรวิเคราะห์ พบว่า ค่าอัตรากรรรับซื้อไฟฟ้าของกรรผลิตไฟฟ้าด้วยพลังงานความร้อนได้พิภพประมาณ 4.73 Baht และค่าคิ่นทุนกรรผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยของกรรผลิตไฟฟ้าด้วยพลังงานความร้อนได้พิภพประมาณ 3.22 Baht โดยรายละเอียดผลการวิเคราะห์ดังแสดงในตารางที่ 23

ตารางที่ 23 รายละเอียดข้อมูลมูลค่าอัตรากรรรับซื้อไฟฟ้า และค่าคิ่นทุนกรรผลิตไฟฟ้าต่อหน่วย

รายละเอียด	ข้อมูล
ปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ตลอดทั้งปี ($P_{W_{ORC}}$, kWh/y)	63,084
มูลค่าการลงทุนโครงการรวม (Inv, Baht)	2,000,000
ค่าใช้จ่ายในการผลิตพลังงานไฟฟ้าต่อปี (PEC, Baht/y)	12,500
ค่าอัตรากรรรับซื้อไฟฟ้า (EC, Baht/kWh)	4.73
ค่าคิ่นทุนกรรผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยของกรรผลิตไฟฟ้า (LEC, Baht/kWh)	3.22

ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

ในการผลิตความเย็นโดยระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนที่ใช้พลังงานความร้อนได้พิภพเป็นแหล่งความร้อน มีการป้อนพลังงานไฟฟ้าให้แก่ปั๊มสารละลายเพียงเล็กน้อย แต่สามารถผลิตความเย็นได้อย่างมีประสิทธิภาพ ซึ่งในการศึกษานี้ได้ทำการเปรียบเทียบกัอัตรากรรใช้ไฟฟ้าของระบบปรับอากาศแบบอัดไอ มีรายละเอียดมูลค่าการลงทุนและผลการเปรียบเทียบทั้งสองระบบดังต่อไปนี้

มูลค่าการลงทุนของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนและระบบปรับอากาศแบบอัดไอ

มูลค่าการลงทุนของระบบผลิตความเย็นด้วยระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนที่มีขนาดการทำความเย็นติดตั้งประมาณ 3 TR หรือ 10.551 kW มีราคาของระบบอยู่ที่ 500,000 Baht และมีอัตราการใช้ไฟฟ้าของปั๊มสารละลายที่ 0.14 kW_e และระบบปรับอากาศแบบอัดไอขนาด 3 TR มีราคาของระบบที่ 56,500 Baht ซึ่งกำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 3.15 kW_e รายละเอียดของแต่ละระบบดังแสดงในตารางที่ 24

ตารางที่ 24 รายละเอียดมูลค่าการลงทุนของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

รายละเอียด	ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน	ระบบปรับอากาศแบบอัดไอ
ขนาดการทำความเย็น (Q _E , kW)	10.551	10.551
ชั่วโมงการทำงาน ¹ (t _{op} , h/y)	8,400	8,400
ราคาของระบบ ^{2,3} (Z _{AB,AC} , Baht)	500,000	56,500
ค่าบำรุงรักษา (Z _{OM,AB,AC} , Baht/y)	2,000	2,000
ไฟฟ้าที่ใช้ในระบบ (W _{SP,AC} , kW _e)	0.14	3.15
อัตราค่าไฟฟ้าฐาน (c _e , Baht/kW _e)	3.61	3.61

หมายเหตุ: ¹ Chaiyat et al. (2017)
² Chaiyat et al. (2015)
³ บริษัท เบสท์ บาย โซลูชั่น จำกัด (2018)

ระยะเวลาการคืนทุนของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

จากผลการเปรียบเทียบอัตราการใช้ไฟฟ้าของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนและระบบปรับอากาศแบบอัดไอขนาดการทำความเย็น 10.551 kW พบว่า ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนสามารถลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้าได้ 90,972 Baht/y และมีระยะเวลาในการคืนทุน 4.88 y เมื่อเทียบกับอัตราการใช้ไฟฟ้าของระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ดังแสดงในตารางที่ 25

ตารางที่ 25 รายละเอียดในการคืนทุนของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

ขนาดการทำความเย็น (Q _E , kW)	ลดการใช้ไฟฟ้าต่อปี (Baht/y)	ระยะเวลาในการคืนทุน (PB, y)
10.55	90,972	4.88

ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

การผลิตพลังงานความร้อนด้วยห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่ใช้พลังงานความร้อนใต้พิภพเป็นแหล่งความร้อน จะมีค่าใช้จ่ายในการป้อนไฟฟ้าให้แก่พัดลมแบบหมุนตามแนวแกน ซึ่งรายละเอียดของมูลค่าการลงทุนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ดังแสดงต่อไปนี้

มูลค่าการลงทุนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

การลงทุนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์หลัก ๆ ประกอบไปด้วยราคาของโรงเรือน 250,000 Baht ราคาของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ 250,000 Baht ซึ่งมีระยะเวลาในการทำงานที่ 8,400 h/y โดยจะคิดราคาค่าอบแห้งผลิตภัณฑ์ทางการเกษตรที่ 1 kg/Baht และรายละเอียดข้อมูลของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ดังแสดงในตารางที่ 26

ตารางที่ 26 รายละเอียดมูลค่าการลงทุนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

รายละเอียด	ข้อมูล
ขนาดการผลิตพลังงานความร้อนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ (Q_{Drying} , kW)	20
ชั่วโมงการทำงานวันละ 24 h ทำงาน 350 d/y (t_{op} , h)	8,400
ค่าโรงเรือน (Z_{bluiding} , Baht)	250,000
ราคาห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ (Z_{Drying} , Baht)	250,000
ค่าบำรุงรักษาต่อปี ($Z_{\text{OM,Drying}}$, Baht/y)	3,000
ค่าบริการอบแห้งผลิตภัณฑ์ทางการเกษตร (C_{Product} , kg/Baht)	1
บริการอบแห้งผลิตภัณฑ์ทางการเกษตร (M_{Product} , kg/d)	1,000

ระยะเวลาในการคืนทุนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

จากรายละเอียดมูลค่าการลงทุน พบว่า ในการบริการรับจ้างอบแห้งผลิตภัณฑ์ทางการเกษตร จะมีรายได้ประมาณ 350,000 Baht/y เมื่อหักค่าโรงเรือน ค่าห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ และค่าใช้จ่ายในการบริการรับจ้างอบแห้งผลิตภัณฑ์ทางการเกษตรและค่าบำรุงรักษาประมาณ 3,000 Baht/y จะมีระยะเวลาในการคืนทุนประมาณ 1.44 y ดังแสดงในตารางที่ 27

ตารางที่ 27 รายละเอียดระยะเวลาในการคืนทุนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

รายละเอียด	ข้อมูล
รายได้จากการอบแห้งผลิตภัณฑ์ทางการเกษตร (C_{Drying} , Baht/y)	350,000
ระยะเวลาในการคืนทุนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ (PB, y)	1.44

ระบบผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบขั้นบันได

การผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบขั้นบันไดประกอบไปด้วย ระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ การทำความเย็นด้วยระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน และการผลิตพลังงานความร้อนด้วยห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ ซึ่งมีรายละเอียดข้อมูลมูลค่าการลงทุนของระบบร่วมกันแบบขั้นบันได ดังแสดงต่อไปนี้

มูลค่าการลงทุนของระบบผลิตพลังงานร่วมกันแบบขั้นบันได

ราคาการลงทุนของระบบผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบขั้นบันไดประกอบไปด้วย ค่าโรงเรือน ระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ระบบทำความเย็นโดยระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน ระบบผลิตพลังงานความร้อนโดยห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ ค่าระบบจ่ายน้ำสะอาด และระบบระบายความร้อน โดยรายละเอียดของระบบร่วมแสดงในตารางที่ 28

ตารางที่ 28 รายละเอียดมูลค่าการลงทุนของระบบร่วมที่ต่อกันแบบขั้นบันได

รายละเอียด	ข้อมูล
ค่าโรงเรือนของระบบร่วม ($Z_{building}$, Baht)	500,000
มูลค่าการลงทุนของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ (Inv_{ORC} , Baht)	1,500,000
มูลค่าการลงทุนของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน (Inv_{AB} , Baht)	500,000
มูลค่าการลงทุนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ (Inv_{Drying} , Baht)	250,000
ราคาระบบจ่ายน้ำสะอาด และระบบระบายความร้อน ($Z_{Clen\ water\ system} + Z_{Cooling\ tower}$, Baht)	250,000
กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ปั๊มน้ำร้อนทำงาน 8,400 h/y (W_{HWP} , kW_e)	1.01
กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ปั๊มน้ำหล่อเย็นทำงาน 8,400 h/y (W_{CLWP} , kW_e)	0.97
กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ปั๊มสารทำงาน 8,400 h/y (W_{RP} , kW_e)	1.39
กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ปั๊มน้ำมันหล่อลื่น 8,400 h/y (W_{OP} , kW_e)	0.50

รายละเอียด	ข้อมูล
กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่มอเตอร์ที่ห่อหุ้มระบายความร้อน 8,400 h/y (W_{MCT} , kW _e)	0.80
กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ปั๊มน้ำเย็นทำงาน 8,400 h/y (W_{CWP} , kW _e)	0.21
กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ปั๊มสารละลาย 8,400 h/y (W_{SP} , kW _e)	0.15
กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่พัดลมแบบหมุนตามแนวแกนทำงาน 8,400 (W_{Mb} , kW _e)	0.84
ค่าบำรุงรักษาประจำปีของระบบรวม (\dot{Z}_{OM1} , Baht/y)	9,000
ค่าใช้จ่ายในการเปลี่ยนท่อจ่ายน้ำพุร้อน (\dot{Z}_{OM2} , Baht/y)	7,500
ค่าเติมสารทำงานและน้ำมันหล่อลื่น (\dot{Z}_{OM3} , Baht/y)	1,300
ค่าสารกรองน้ำเรซิน (\dot{Z}_{OM4} , Baht/y)	700

ระยะเวลาในการคืนทุนของระบบผลิตพลังงานร่วมต่อกันแบบขั้นบันได

มูลค่าการลงทุนของระบบผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบขั้นบันได ประมาณ 3,000,000 Baht ซึ่งระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์สามารถลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้าของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพงฯ ที่ซื้อจากสายส่งได้ประมาณ 107,043 Baht/y ในส่วนของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนจะนำน้ำเย็นที่ผลิตได้มาใช้เป็นระบบปรับอากาศ ซึ่งจะสามารถลดอัตราการใช้ไฟฟ้าลงได้ประมาณ 91,275 Baht/y และระบบผลิตพลังงานความร้อนด้วยห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่บริการรับจ้างอบแห้งผลิตภัณฑ์ทางการเกษตรจะมีรายได้ปีละประมาณ 350,000 Baht/y ซึ่งระบบรวมดังกล่าวจะมีรายได้รวมเมื่อหักค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษา 530,818 Baht/y และระยะเวลาในการคืนทุนประมาณ 5.65 y ดังแสดงในตารางที่ 29

ตารางที่ 29 รายละเอียดระยะเวลาในการคืนทุนของระบบผลิตพลังงานร่วมแบบขั้นบันได

รายละเอียด	ข้อมูล
มูลค่าการลงทุนของระบบผลิตพลังงานร่วมที่ต่อกันแบบขั้นบันได (Inv_{CCHP} , Baht)	3,000,000
ค่าใช้จ่ายของระบบรวม ($\dot{Z}_{OM,CCHP}$, Baht/y)	17,500
วัฏจักรแรงดันอินทรีย์สามารถลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้า (c_{ORC} , Baht/y)	107,044
ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนสามารถลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้า (c_{AB} , Baht/y)	90,972
รายได้จากการรับจ้างอบแห้งของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ (c_{Drying} , Baht/y)	350,000
รายได้รวมของระบบผลิตพลังงานร่วมที่ต่อกันแบบขั้นบันได (c_{CCHP} , Baht/y)	530,516
ระยะเวลาในการคืนทุนของระบบผลิตพลังงานร่วมที่ต่อกันแบบขั้นบันได (PB, y)	5.65

บทที่ 5

สรุปผลและข้อเสนอแนะ

จากการสำรวจข้อมูลทางกายภาพของแหล่งน้ำพุร้อนสันกำแพงซึ่งได้นำไปใช้ในการออกแบบสร้างโรงเรือน ระบบจ่ายน้ำพุร้อน ระบบจ่ายน้ำสะอาด ระบบระบายความร้อน ห้องอบแห้ง แบบรวมศูนย์ ห้องระบบผลิตไฟฟ้า ห้องระบบปรับอากาศ รวมไปถึงการติดตั้งวัฏจักรแรงคิน สารอินทรีย์ ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน ระบบของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ เพื่อทดสอบและวิเคราะห์ผลทดสอบ นอกจากนั้นยังได้ทำการประเมินความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์ ของระบบผลิตพลังงานร่วมต่อกันแบบขึ้นบันไดจากพลังงานความร้อนใต้พิภพ โดยผลการศึกษาสามารถสรุปดังหัวข้อของงานวิจัยต่อไปนี้

สรุปผลการดำเนินงานวิจัย

1. ผลการสำรวจข้อมูลทางกายภาพของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพงตามแนวพระราชดำริ อำเภอมะเอน จังหวัดเชียงใหม่ พบว่า หลุมเจาะน้ำพุร้อน 5 หลุม ที่ได้ทำการสำรวจมีการใช้งานอยู่ 3 หลุม ซึ่งหลุมเจาะน้ำพุร้อนหลุมเจาะที่ 1 มีศักยภาพเหมาะสมสำหรับนำมาออกแบบเพื่อใช้งานในระบบผลิตพลังงานร่วมมีอุณหภูมิน้ำพุร้อนที่ผสมกับไอน้ำพุร้อนที่ประมาณ $115\text{ }^{\circ}\text{C}$ อัตราการไหล 20 L/s จากการออกแบบระบบร่วมดังกล่าว พบว่า น้ำพุร้อนที่นำมาป้อนให้แก่ระบบผลิตพลังงานร่วมมีอัตราการไหลประมาณ 2.4 L/s

2. ระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ที่ใช้สารทำงาน R-245fa ซึ่งทำงานอยู่ในช่วงสภาวะคงตัว พบว่า อุณหภูมิน้ำร้อนเมื่อรับความร้อนจากน้ำพุร้อนมีค่า $109.90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ไหลเข้าไปยังหม้อต้มที่ 1.77 kg/s มีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่หม้อต้ม 78.83 kW น้ำหล่อเย็นบริเวณทางเข้าเครื่องควบแน่นมีอุณหภูมิ $30.70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ที่อัตราการไหล 1.65 kg/s อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น 44.83 kW สามารถผลิตกระแสไฟฟ้าที่ 9.40 kW_e มีประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ 9.53% นอกจากนั้นยัง พบว่า ประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์มีความสัมพันธ์กับผลต่างอุณหภูมิน้ำร้อนและน้ำหล่อเย็นที่เข้าระบบในรูปแบบสมการเส้นตรง โดยสมการสมรรถนะของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ คือ $\eta_{\text{ORC}} = 0.1336(T_{\text{HW},i} - T_{\text{CLW},i}) - 3.8659$

3. ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนที่มีการใช้สารทำงาน น้ำ-ลิเทียมโบรไมด์ ที่ทำงานอยู่ในช่วงสภาวะคงตัว โดยอุณหภูมิน้ำร้อนที่เข้าเจนเนอเรเตอร์ $95.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ อัตราการไหล 0.78 kg/s มีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เจนเนอเรเตอร์ 19.55 kW น้ำหล่อเย็นไหลเข้าแอบซอร์บอร์ที่อุณหภูมิ $30.70\text{ }^{\circ}\text{C}$

อัตราการไหล 1.09 kg/s อัตราการถ่ายเทความร้อนที่แอบซอร์พเบอร์ 14.34 kW ซึ่งน้ำหล่อเย็นที่ไหลออกแอบซอร์พเบอร์มีอุณหภูมิ 33.94 °C จะไหลเข้าเครื่องควบแน่นอีกครั้ง มีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น 17.95 kW ในส่วนของน้ำเย็นที่ไหลเข้าเครื่องระเหยมีอุณหภูมิ 13.80 °C อัตราการไหล 0.66 kg/s มีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย 11.01 kW และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน 0.56 อีกทั้งค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนมีความสัมพันธ์กับสัดส่วนของผลต่างอุณหภูมิน้ำร้อน น้ำหล่อเย็น และอุณหภูมิสารทำงาน ในรูปแบบสมการเส้นตรง โดยสมการสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน คือ

$$COP_{AB} = -0.7524[(T_{HW,i} - T_C) / (T_{CLW,i} - T_E)] + 3.0449$$

4. ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่ได้ทดสอบห้องเปล่าในสภาวะคงตัว มีอุณหภูมิน้ำร้อนบริเวณทางเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีค่า 80.79 °C อัตราการไหล 0.9 kg/s มีอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อน 38.80 kW และอัตราการถ่ายเทความร้อนของลมร้อนภายในห้องอบแห้ง มีค่า 22.26 kW ประสิทธิภาพของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ 56.16 % และยิ่งพบอีกว่า ประสิทธิภาพของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์มีความสัมพันธ์กับผลต่างอุณหภูมิน้ำร้อนที่เข้าระบบ และอากาศบริเวณภายนอก ซึ่งมีลักษณะการทำงานในรูปแบบสมการเส้นตรง โดยสมการสมรรถนะของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ คือ $\eta_{Drying} = -1.14.27(T_{HW,i} - T_a) + 662.87$

5. การทดสอบอบแห้งลำไยด้วยห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ พบว่า ลำไยก่อนการอบแห้ง 95.02 kg มีความชื้นฐานเปียก 85.73% และหลังการอบแห้งน้ำหนักลดลงเหลือ 33.28 kg ความชื้นฐานเปียก 38.00% โดยใช้อุณหภูมิภายในห้องอบแห้ง 60-75 °C เป็นระยะเวลา 40 h มีอัตราการระเหยของน้ำจากผลิตภัณฑ์เท่ากับ 0.000429 kg/s โดย อุณหภูมิของน้ำร้อนบริเวณทางเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประมาณ 80 °C อัตราการไหลของน้ำร้อนประมาณ 1.36 kg/s มีอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อนประมาณ 30.07 kW และอัตราการถ่ายเทความร้อนของลมร้อนภายในห้องอบแห้ง มีค่า 18.27 kW มีประสิทธิภาพของการอบแห้งลำไยด้วยห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ ประมาณ 58.79%

6. ประสิทธิภาพของการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนที่ต่อกับแบบขึ้นบันไดเท่ากับ 29.83%

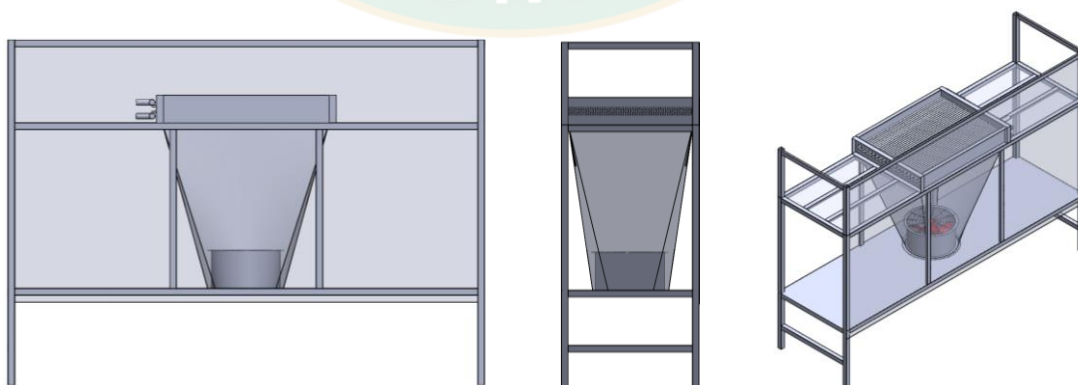
7. ผลการวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์การผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อน จากเทคโนโลยีความร้อนใต้พิภพแบบขึ้นบันได พบว่า ระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์สามารถผลิตพลังงานไฟฟ้าได้ 63,084 kWh/y ช่วยลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้าของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพงฯ 107,043 Baht/y และจากการวิเคราะห์อัตราการรับซื้อไฟฟ้ามีค่าประมาณ 4.73 Baht/kWh และค่าต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยของการผลิตไฟฟ้า 3.22

Baht/kWh ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนสามารถลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้าจากระบบปรับอากาศแบบอัดไอได้ 90,972 Baht/y และมีระยะเวลาในการคืนทุน 4.88 y ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์สามารถสร้างรายได้จากการอบแห้งผลิตภัณฑ์ทางการเกษตร 350,000 Baht/y มีระยะเวลาในการคืนทุน 1.44 y ซึ่งระบบผลิตพลังงานร่วมสามารถสร้างรายได้ให้แก่กิจการน้ำพุร้อนสันกำแพงฯ 530,516 Baht/y มีระยะเวลาในการคืนทุน 5.65 y

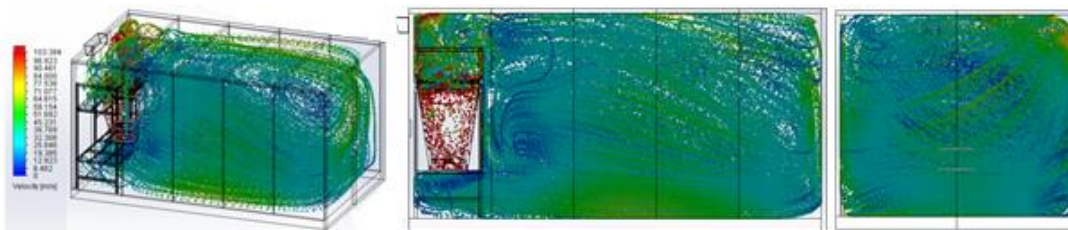
ข้อเสนอแนะ

งานวิจัยนี้ได้ทำการสร้างต้นแบบการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนจากเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพแบบชั้นบันไดของน้ำพุร้อนสันกำแพง จังหวัดเชียงใหม่ ซึ่งในภาพรวมถือว่าเป็นไปตามวัตถุประสงค์ ในการใช้เป็นศูนย์เรียนรู้เทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพให้แก่ผู้ที่สนใจ สำหรับการออกแบบเทคโนโลยีของไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนนั้น ไม่สามารถออกแบบให้เทคโนโลยีดังกล่าวมีกำลังการผลิตที่สูงได้ เนื่องจากมีข้อจำกัดของปริมาณของน้ำพุร้อนที่ป้อนให้แก่ระบบ ซึ่งหากมีการใช้งานน้ำพุร้อนในปริมาณที่มากอาจส่งผลกระทบต่อท่อที่เกี่ยวข้องของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพงฯ

นอกจากนั้นห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่ได้ทำการออกแบบและสร้างนั้นมีช่องว่างของผนังแจกลมที่ค่อนข้างกว้างทำให้พัดลมดึงความร้อนจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนไม่เต็มที่ ดังนั้นผู้วิจัยจึงเสนอวิธีการสูญเสียความร้อนดังกล่าวโดยการวิเคราะห์การกระจายตัวของลม ความดันและอุณหภูมิ จากโปรแกรมวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีที่ไม่เพิ่มท่อส่งอากาศดังแสดงในภาพที่ 79 ผลการวิเคราะห์พบว่า มีลักษณะความเร็วลมที่กระจายตัวภายในห้องอบแห้งและมีการไหลเวียนของอากาศภายในห้องที่ดีกว่าห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์แบบธรรมดา ดังแสดงในภาพที่ 80

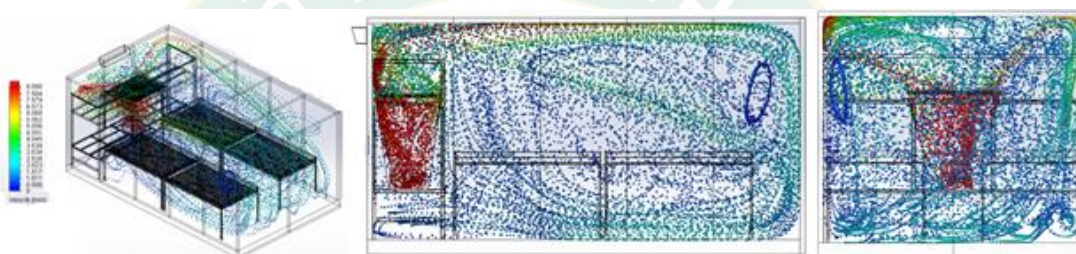


ภาพที่ 79 แบบจำลองของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์แบบมีท่อส่งอากาศ



ภาพที่ 80 การกระจายลมของแบบจำลองห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์กรณีติดตั้งท่อส่งอากาศ

อีกทั้งในการพิจารณาลักษณะความเร็วลมการกระจายตัวที่เกิดขึ้นจากการติดตั้งชั้นตะแกรงจำนวน 1 ชั้นพร้อมวัตถุดิบ พบว่า มีลักษณะการกระจายตัวของลมที่สม่ำเสมอและทั่วถึงบริเวณพื้นที่อบแห้งและมีความเร็วลมที่เหมาะสมสำหรับการอบแห้งดังแสดงในภาพที่ 81

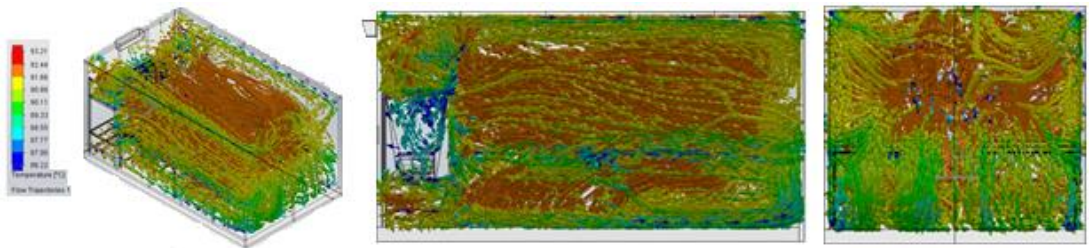


ภาพที่ 81 ลักษณะความเร็วลมภายในห้องอบแห้งกรณีมีการติดตั้งชั้นตะแกรง 1 ชั้น พร้อมวัตถุดิบ

ในส่วนการพิจารณาความดันตกคร่อม พบว่า ความดันภายในห้องอบแห้งค่อนข้างคงที่ ส่งผลให้มีการกระจายลมอย่างทั่วถึงและสม่ำเสมอภายในห้องดังแสดงในภาพที่ 82 และการกระจายอุณหภูมิและการสูญเสียความร้อนบริเวณพื้นที่อบแห้ง พบว่า อุณหภูมิบริเวณอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีอุณหภูมิที่สูงซึ่งเกิดจากการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำร้อนภายในท่อกับอากาศภายในห้อง และเมื่ออากาศเคลื่อนที่ผ่านพัดลมมายังบริเวณพื้นที่อบแห้งจะมีอุณหภูมิที่ลดลงซึ่งเกิดจากการสูญเสียความร้อนให้กับชั้นตะแกรง และวัสดุบริเวณนั้น เช่น ผนัง พื้น ฝ้า จึงทำให้อุณหภูมิลดลง และยังพบว่าอุณหภูมิบริเวณด้านบนห้องอบแห้งจะมีอุณหภูมิที่สูงกว่าบริเวณพื้นที่อบแห้งซึ่งเกิดจากของไหลที่มีอุณหภูมิสูงจะมีความหนาแน่นต่ำจึงเกิดการลอยตัวขึ้นทำให้เกิดความร้อนสะสมบริเวณด้านบนห้องอบแห้งดังแสดงในภาพที่ 83



ภาพที่ 82 ลักษณะของความดันภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์



ภาพที่ 83 ลักษณะการกระจายอุณหภูมิและการสูญเสียความร้อนบริเวณพื้นที่อบแห้ง



บรรณานุกรม

- กระทรวงพลังงาน. 2546. **คู่มือผู้สอนพลังงานและสิ่งแวดล้อม**. พิมพ์ครั้งที่ 2.
- กระทรวงพลังงาน. 2558. **แผนพลังงานทดแทนและพลังงานทางเลือก พ.ศ. 2558-2579**. [ระบบออนไลน์]. แหล่งที่มา http://dede.go.th/download/files/PPT_AEDP2015.pdf. (9 ธันวาคม 2560).
- นัฐพร ไชยญาติ. 2560. **เทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพ (Geothermal Energy Technology)**, เชียงใหม่: สำนักพิมพ์มหาวิทยาลัยแม่โจ้.
- นัฐพร ไชยญาติ. 2560. **การนำความร้อนที่กลับคืน (Waste Heat Recovery)**. เชียงใหม่: สำนักพิมพ์มหาวิทยาลัยแม่โจ้.
- นัฐพร ไชยญาติ. 2560. **การออกแบบระบบพลังงานทดแทน (Renewable Energy System Design)**. เชียงใหม่: สำนักพิมพ์มหาวิทยาลัยแม่โจ้.
- บริษัท เบสท์ บาย โซลูชั่น จำกัด 2561. **แอร์ไดकिनราคาพร้อมติดตั้งโปรโมชัน**. [ระบบออนไลน์]. แหล่งที่มา <http://www.airbestbuy.com/air-daikin.html>. (19 กันยายน 2561).
- ธนาคารกรุงเทพ. 2560. **อัตราดอกเบี้ยเงินให้สินเชื่อ**. [ระบบออนไลน์]. แหล่งที่มา <https://www.bangkokbank.com/>. (16 พฤษภาคม 2560).
- Algieri A. and Sebo J. 2017. Energetic Investigation of Organic Rankine Cycles (ORCs) for the Exploitation of Low-Temperature Geothermal Sources–A possible application in Slovakia. **Procedia Computer Science**. 109: 833–840.
- Ambriz-Díaz V., Rubio-Maya C., Pacheco Ibarra J., Gonzalez G., Patino J. 2017. Analysis of a sequential production of electricity, ice and drying of agricultural products by cascading geothermal energy. **International Journal of Hydrogen Energy**. 42: 18092-18102.
- Chaiyat N., Chaichana C., Singharajwarapan F. 2014. Geothermal Energy Potentials and Technologies in Thailand. **Journal of Fundamentals of Renewable Energy and Applications**. 1-9.
- Chaiyat N. and Kiatsiriroat T. 2015. Analysis of combined cooling heating and power generation from organic Rankine cycle and absorption system. **Energy**. 363-370.
- Chaiyat N., Wakaiyang Y., Inthavideth X. 2017. Enhancement efficiency of organic Rankine cycle by using sorption system. **Applied Thermal Engineering**. 368-379.

- Erdewedhe S., Bael J., Dhaeseleer W. 2018. Optimal combined heat-and-power plant for a low-temperature geothermal source. **Energy**. 150: 396-409.
- Habka M. and Ajib S. 2014. Studying effect of heating plant parameters on performances of a geothermal-fuelled series cogeneration plant based on Organic Rankine Cycle. **Energy Conversion and Management**. 78: 324-337.
- Heberle F. and Bruggemann. 2010. Exergy based fluid selection for a geothermal Organic Rankine Cycle for combined heat and power generation. **Applied Thermal Engineering**. 30: 1326-1332.
- NIT (National institute of standards and technology), Lnc. (Refprop version 10: costomer number 40754). **Thermodynamic properties of refrigerant and refrigerant mixtures software**, America. 2018.
- Li T., Xu Y., Wang J., Zhu J. 2018. Poly-generation energy system driven by associated geothermal water for oilfield in high water cut stage: A theoretical study. **Geothermics**. 76: 242-252.
- Tongsopit S. and Greacen C. 2012. **Thailand's Renewable Energy Policy: FITs and Opportunities for International Support**. WRI-ADB Workshop on feed-in Tariffs, Manila, Phillippines.
- Yilmaz C. 2017. Thermodynamic and economic investigation of geothermal powered absorption cooling system for buildings. **Geothermics**. 70: 239-248.

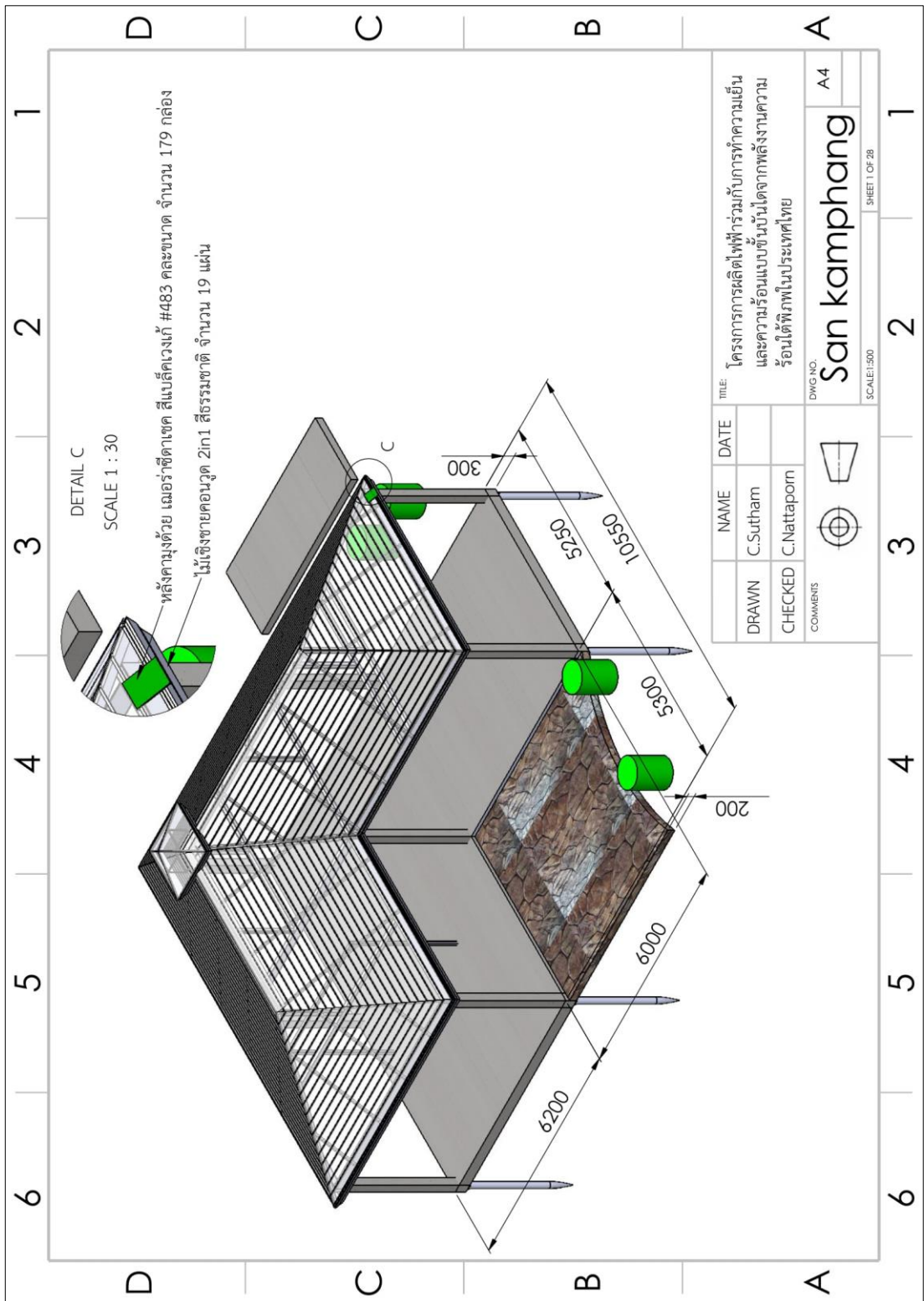


ภาคผนวก

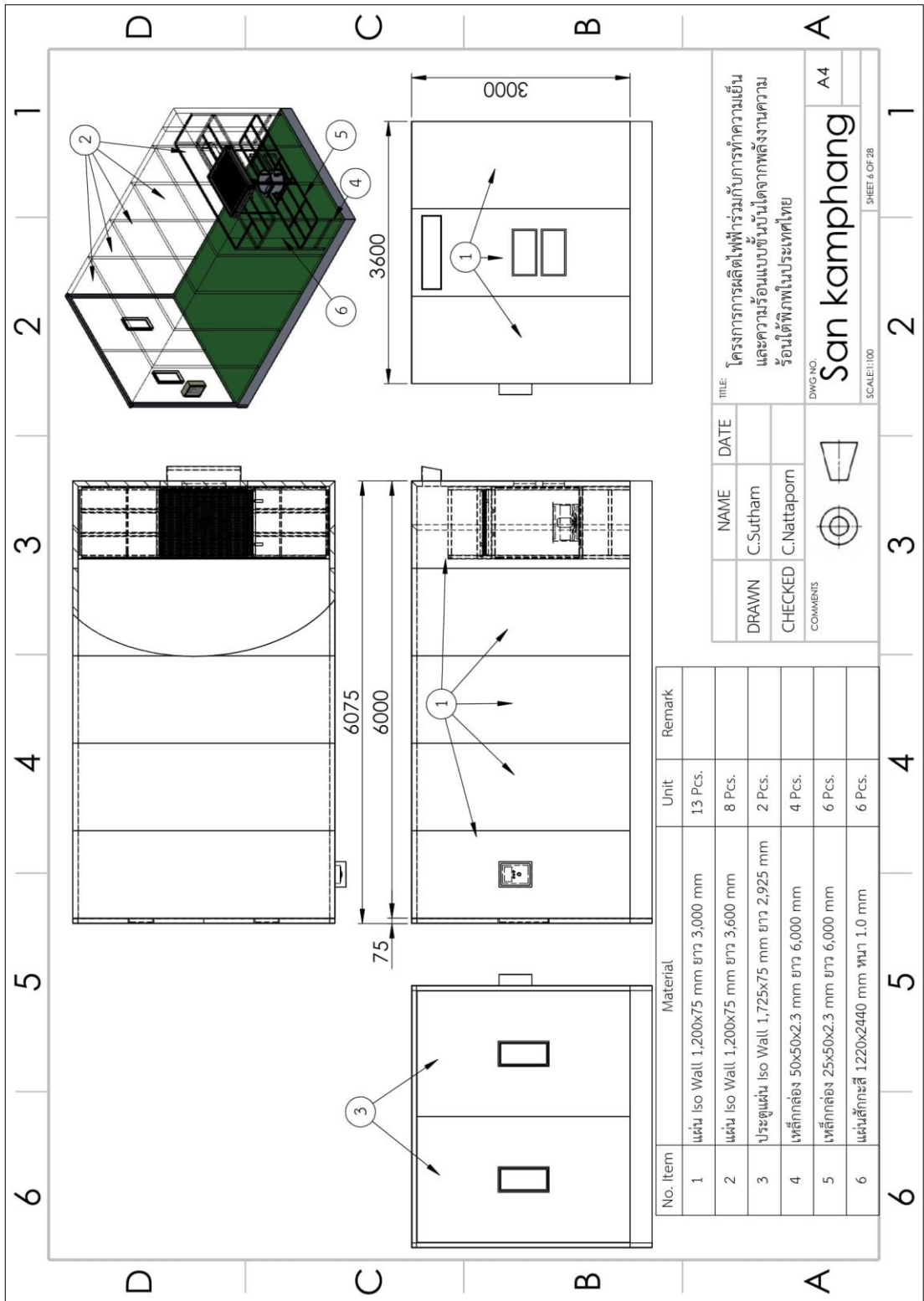


ภาคผนวก ก

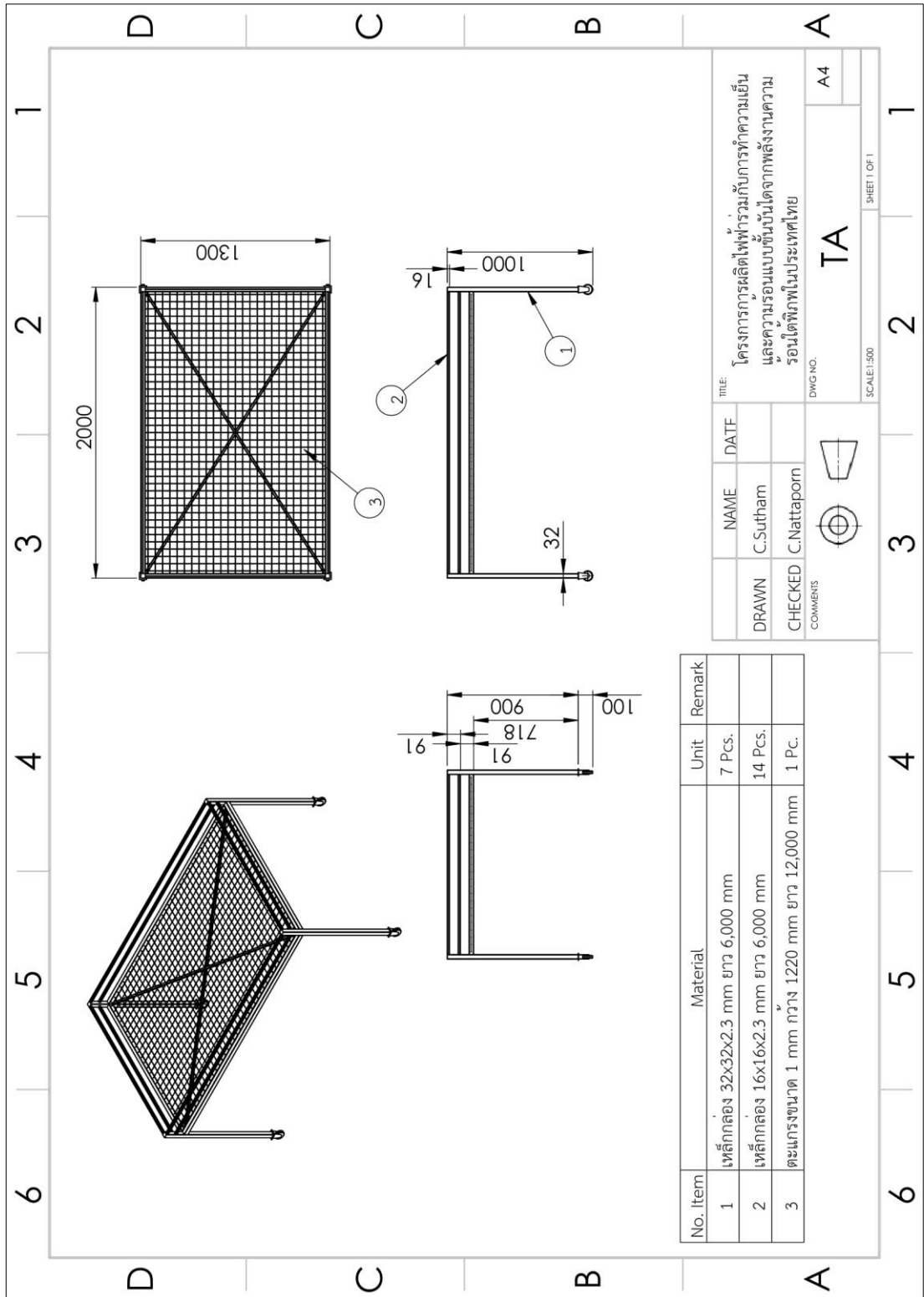
แบบแปลนต่าง ๆ ของระบบผลิตพลังงานร่วม



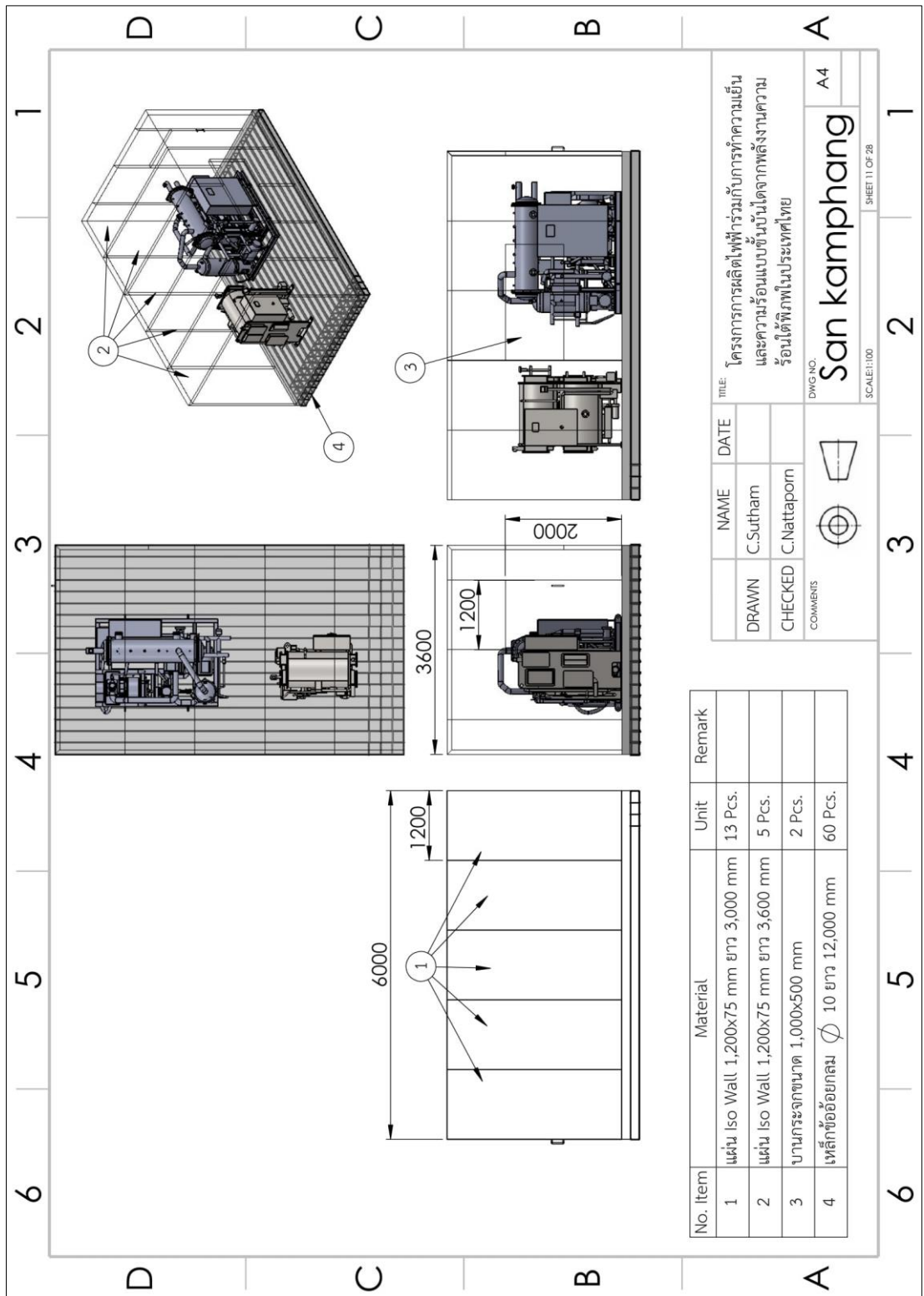
ภาพผนวกที่ 1 ลักษณะโครงสร้างโดยรวมของแบบแปลนโรงเรือน



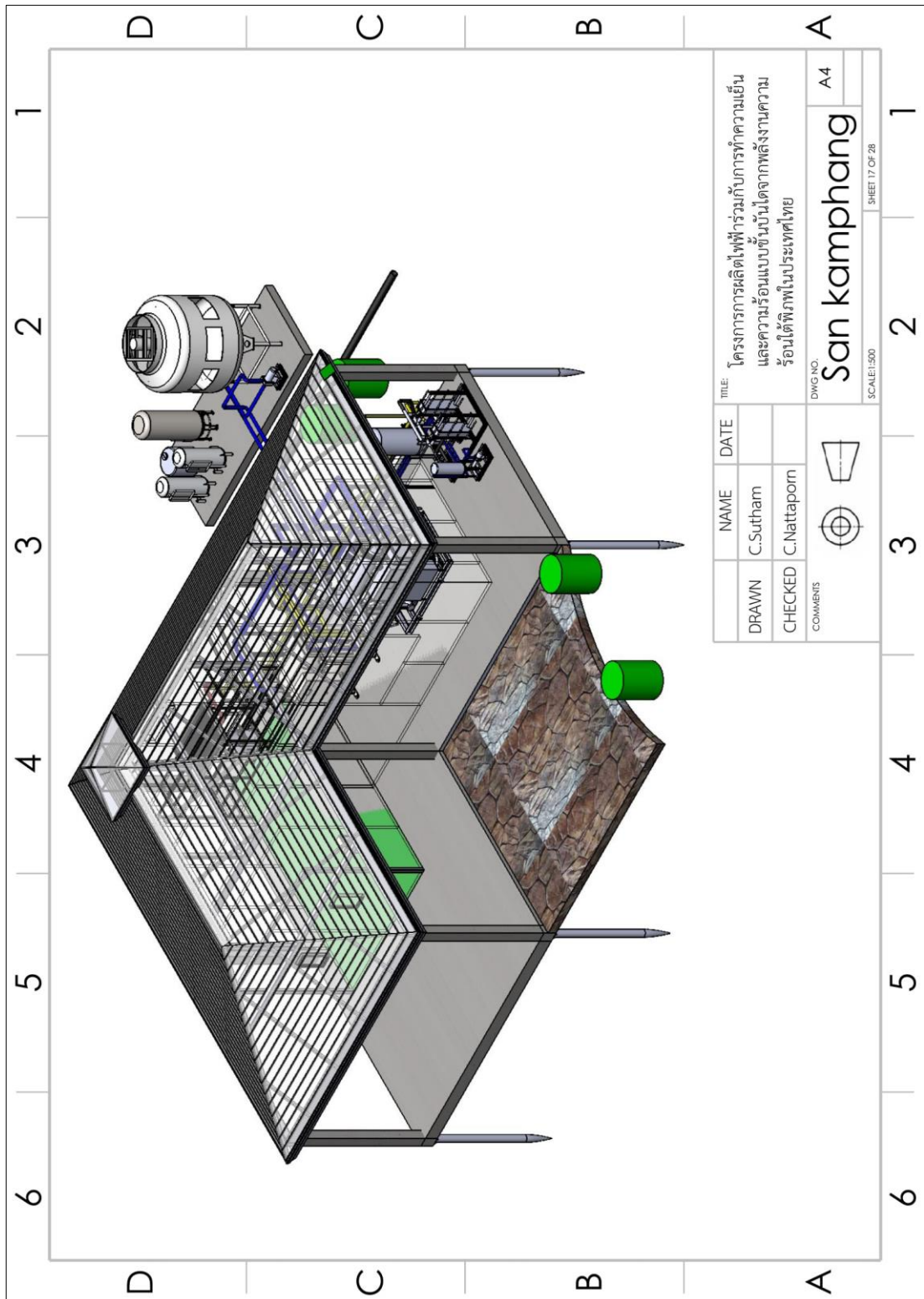
ภาพผนวกที่ 2 ลักษณะแบบแปลนผนังของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์



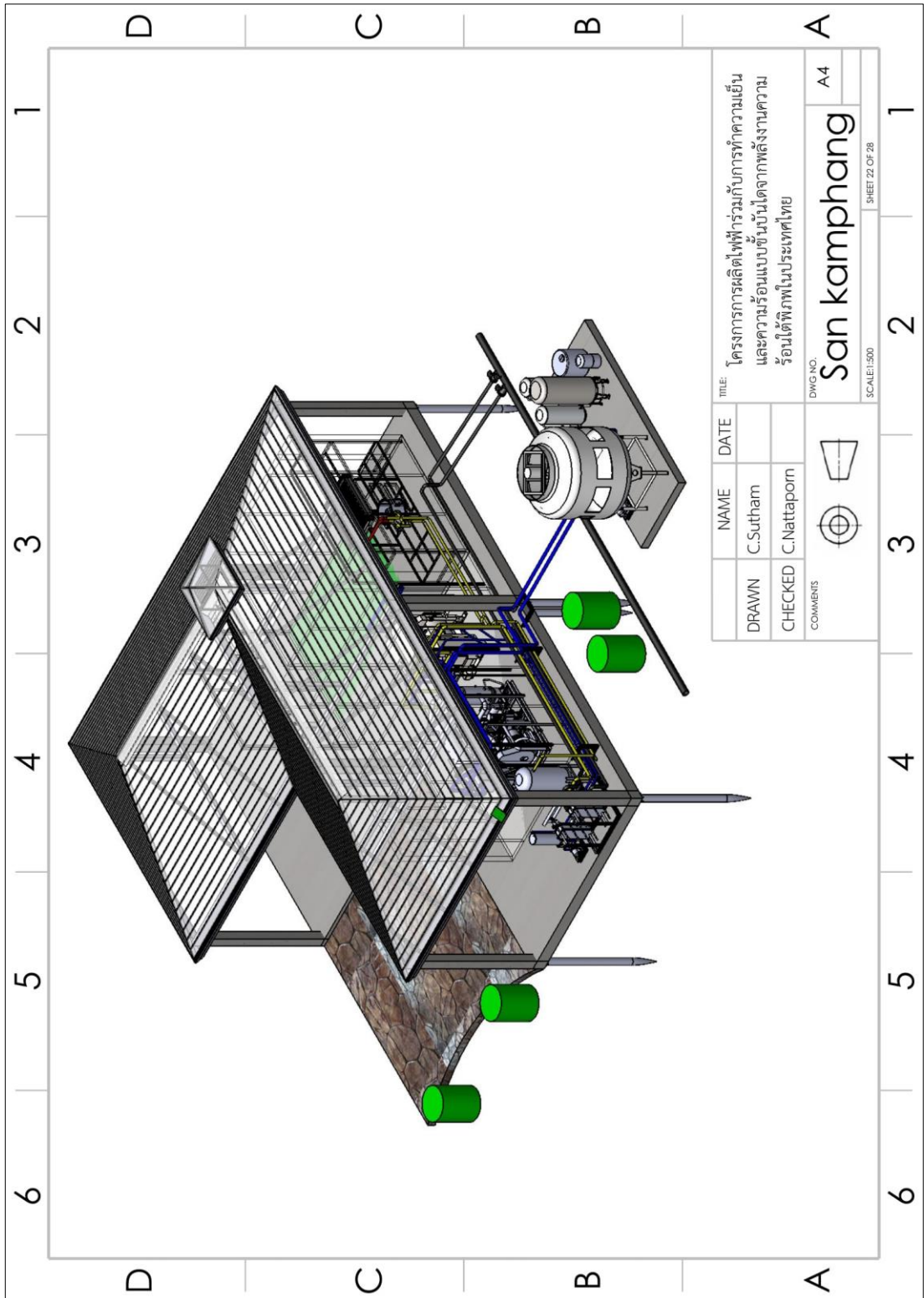
ภาพผนวกที่ 3 แบบแปลนชั้นตะแกรงวางผลิตภัณฑ์



ภาพผนวกที่ 4 แบบแปลนผนังห้องระบบผลิตไฟฟ้าและระบบปรับอากาศ



ภาพผนวกที่ 5 ลักษณะแบบแปลนโรงเรือนของระบบผลิตพลังงานร่วมเมื่อแล้วเสร็จ (ด้านหน้า)



ภาพผนวกที่ 6 ลักษณะแบบแปลนโรงเรือนของระบบผลิตพลังงานรวมเมื่อแล้วเสร็จ (ด้านหลัง)



ภาคผนวก ข

ผลการทดสอบ ผลการวิเคราะห์ผลการทดสอบ และการวิเคราะห์ประสิทธิผลอุปกรณ์ทำงานของ
ระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์

ผลการทดสอบและเก็บข้อมูลของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์

ในการทดสอบระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ที่ใช้ในระบบ คือ R-245fa ซึ่งผลการทดสอบและเก็บข้อมูลระบบดังกล่าว ดังแสดงในตารางผนวกที่ 1 ตารางผนวกที่ 2 ต่อไปนี้

ตารางผนวกที่ 1 อุณหภูมิน้ำร้อน น้ำหล่อเย็น และอุณหภูมิสารทำงาน

Time (h)	T _{HW1} (°C)	T _{HW2} (°C)	T _{HW3} (°C)	T _{CLW1} (°C)	T _{CLW2} (°C)	T _{ref,Exp,i} (°C)	T _{ref,Exp,o} (°C)
11:00	110.00	99.35	95.50	30.70	37.20	103.6	70.70
11:20	110.50	99.47	95.30	31.10	37.40	104.3	71.20
11:40	110.50	99.47	95.30	31.10	37.50	104.1	71.20
12:00	110.50	99.53	95.50	31.30	37.60	104.2	71.30
12:20	110.50	99.53	95.50	31.40	37.70	104.2	71.20
12:40	110.60	99.53	95.50	31.70	37.90	104.1	71.20
13:00	110.60	99.53	95.40	31.80	38.00	104	71.30
13:20	110.50	99.59	95.60	32.30	38.40	104	71.30
13:40	110.60	99.59	95.60	32.40	38.50	104	71.30
14:00	110.60	99.53	95.60	32.30	38.50	104	71.40
14:20	110.50	99.59	95.70	31.30	37.60	104.2	71.40
14:40	110.50	99.53	95.60	31.20	37.50	104.2	71.30
15:00	110.60	99.53	95.60	31.20	37.50	104.3	71.40
15:20	110.50	99.53	95.60	31.00	37.40	104.2	71.20
15:40	110.60	99.53	95.50	31.00	37.30	104.1	71.10
16:00	110.40	99.47	95.70	30.40	36.90	103.8	70.90
16:20	110.50	99.47	95.60	30.50	36.90	104.1	71.10
16:40	110.50	99.47	95.50	30.50	36.90	104	710
17:00	110.40	99.47	95.60	30.50	36.90	104.2	71.10
17:20	110.50	99.53	95.50	30.40	36.70	104.2	71.10
17:40	110.50	99.47	95.40	30.40	36.70	104.1	71.10

ตารางผนวกที่ 1 (ต่อ)

Time (h)	T _{HW1} (°C)	T _{HW2} (°C)	T _{HW3} (°C)	T _{CLW1} (°C)	T _{CLW2} (°C)	T _{ref,Exp,i} (°C)	T _{ref,Exp,o} (°C)
18:00	110.20	99.78	95.90	30.40	36.70	104.50	71.40
18:20	110.20	99.78	96.00	30.30	36.60	104.50	71.40
18:40	110.20	99.78	96.00	30.30	36.60	104.50	71.30
19:00	110.50	99.53	95.20	30.30	36.60	104.20	71.10
19:20	110.50	99.47	95.20	30.20	36.60	104.20	71.10
19:40	110.30	99.47	95.50	30.10	36.50	104.30	71.30
20:00	110.50	99.53	95.40	30.10	36.50	104.20	71.00
20:20	110.50	99.47	95.40	30.10	36.50	104.20	71.10
20:40	110.50	99.41	95.30	30.10	36.50	104.10	71.10
21:00	110.50	99.41	95.20	30.10	36.50	104.10	71.10
21:20	110.20	99.47	95.60	30.10	36.50	103.90	70.80
21:40	110.30	99.41	95.20	30.30	36.50	103.90	71.00
22:00	110.40	99.41	95.20	30.30	36.50	104.10	71.00
22:20	110.40	99.41	95.20	30.30	36.50	104.10	71.10
22:40	110.60	99.47	95.40	30.70	37.00	104.20	71.20
23:00	110.60	99.53	95.40	30.70	37.00	104.20	71.30
23:20	110.50	99.53	95.50	31.00	37.20	104.20	71.40
23:40	110.40	99.53	95.50	31.10	37.30	104.10	71.20
00:00	110.40	99.41	95.30	30.70	37.20	104.00	71.20
00:20	110.40	99.29	95.10	30.70	37.10	103.80	71.00
00:40	110.40	99.22	95.10	30.70	37.10	103.70	70.80
01:00	110.40	99.35	95.10	30.70	37.10	103.80	71.00

ตารางผนวกที่ 2 อัตราการไหลของน้ำ ความดันของสารทำงาน และกำลังไฟฟ้าที่ใช้และผลิตได้

Time (h)	\dot{m}_{HW1} (kg/s)	\dot{m}_{CLW1} (kg/s)	$P_{ORC,H}$ (bar gauge)	$P_{ORC,L}$ (bar gauge)	W_{SP} (kW _e)	W_{OP} (kW _e)	$W_{Exp,e}$ (kW _e)
11:00	1.76	1.64	10.50	1.70	1.39	0.49	9.40
11:20	1.73	1.62	10.50	1.70	1.39	0.51	9.30
11:40	1.71	1.59	10.50	1.70	1.35	0.50	9.40
12:00	1.71	1.62	10.50	1.70	1.43	0.49	9.40
12:20	1.65	1.56	10.50	1.80	1.41	0.46	9.30
12:40	1.71	1.60	10.50	1.80	1.46	0.49	9.30
13:00	1.78	1.66	10.50	1.80	1.37	0.50	9.30
13:20	1.71	1.60	10.60	1.80	1.41	0.49	9.20
13:40	1.75	1.64	10.50	1.80	1.41	0.50	9.20
14:00	1.73	1.58	10.60	1.80	1.41	0.49	9.20
14:20	1.73	1.63	10.50	1.70	1.44	0.50	9.30
14:40	1.70	1.59	10.50	1.70	1.38	0.50	9.30
15:00	1.78	1.63	10.50	1.70	1.40	0.50	9.40
15:20	1.79	1.65	10.50	1.70	1.42	0.52	9.40
15:40	1.81	1.64	10.50	1.70	1.41	0.52	9.30
16:00	1.84	1.64	10.50	1.70	1.49	0.52	9.50
16:20	1.80	1.63	10.50	1.70	1.42	0.53	9.40
16:40	1.82	1.64	10.50	1.70	1.44	0.53	9.40
17:00	1.79	1.64	10.50	1.70	1.43	0.52	9.40
17:20	1.81	1.65	10.40	1.60	1.42	0.53	9.50
17:40	1.86	1.68	10.50	1.70	1.41	0.54	9.40
18:00	1.86	1.66	10.50	1.60	1.45	0.53	9.40
18:20	1.87	1.67	10.50	1.60	1.44	0.54	9.40
18:40	1.86	1.64	10.40	1.60	1.41	0.53	9.50
19:00	1.84	1.67	10.40	1.60	1.42	0.53	9.40
19:20	1.80	1.65	10.50	1.60	1.43	0.53	9.50
19:40	1.81	1.65	10.40	1.60	1.37	0.52	9.40

ตารางผนวกที่ 2 (ต่อ)

Time (h)	\dot{m}_{HW1} (kg/s)	\dot{m}_{CLW1} (kg/s)	$P_{ORC,H}$ (bar gauge)	$P_{ORC,L}$ (bar gauge)	W_{SP} (kW _e)	W_{OP} (kW _e)	$W_{Exp,e}$ (kW _e)
20:00	1.81	1.64	10.50	1.60	1.40	0.53	9.40
20:20	1.83	1.68	10.50	1.60	1.38	0.53	9.50
20:40	1.76	1.62	10.50	1.60	1.44	0.51	9.50
21:00	1.82	1.65	10.50	1.70	1.41	0.51	9.40
21:20	1.81	1.65	10.40	1.60	1.37	0.51	9.40
21:40	1.79	1.64	10.40	1.70	1.44	0.51	9.30
22:00	1.78	1.62	10.50	1.60	1.45	0.51	9.40
22:20	1.73	1.66	10.40	1.70	1.37	0.50	9.40
22:40	1.75	1.61	10.50	1.70	1.40	0.49	9.40
23:00	1.79	1.63	10.50	1.70	1.40	0.49	9.40
23:20	1.73	1.63	10.50	1.70	1.35	0.49	9.30
23:40	1.71	1.58	10.50	1.70	1.43	0.49	9.40
0:00	1.73	1.64	10.50	1.70	1.46	0.49	9.40
0:20	1.73	1.62	10.50	1.70	1.40	0.50	9.40
0:40	1.71	1.67	10.40	1.70	1.38	0.50	9.40
1:00	1.69	1.62	10.50	1.70	1.38	0.49	9.40

ผลการวิเคราะห์ผลทดสอบของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์

ผลการวิเคราะห์ผลทดสอบของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ที่ใช้สารทำงาน R-245fa ดังแสดงในตารางผนวกที่ 3

ตารางผนวกที่ 3 ค่าความจุความร้อนของน้ำ อัตราการถ่ายเทความร้อน และประสิทธิภาพ

Time (h)	$C_{p_{HW1}}$ (kJ/kg·k)	$C_{p_{CLW1}}$ (kJ/kg·k)	Q_B (kW)	Q_C (kW)	η_{ORC} (%)
11:00	4.22129	4.17956	79.12	44.55	9.50
11:20	4.22168	4.17954	80.56	42.66	9.19
11:40	4.22168	4.17954	79.63	42.53	9.48
12:00	4.22172	4.17953	79.19	42.66	9.45
12:20	4.22172	4.17952	76.42	41.08	9.72
12:40	4.22178	4.17951	79.92	41.46	9.20
13:00	4.22178	4.17951	83.19	43.02	8.93
13:20	4.22176	4.17949	78.76	40.79	9.27
13:40	4.22182	4.17949	81.34	41.81	8.96
14:00	4.22178	4.17949	80.85	40.94	9.03
14:20	4.22176	4.17953	79.68	42.92	9.24
14:40	4.22172	4.17954	78.73	41.87	9.42
15:00	4.22178	4.17954	83.19	42.92	9.02
15:20	4.22172	4.17954	82.90	44.14	9.00
15:40	4.22178	4.17955	84.59	43.18	8.71
16:00	4.22162	4.17958	84.90	44.55	8.82
16:20	4.22168	4.17958	83.82	43.60	8.89
16:40	4.22168	4.17958	84.75	43.87	8.77
17:00	4.22162	4.17958	82.59	43.87	9.02
17:20	4.22172	4.17959	83.83	43.45	9.01
17:40	4.22168	4.17959	86.61	44.24	8.60
18:00	4.22169	4.17959	81.82	43.71	9.07

ตารางผนวกที่ 3 (ต่อ)

Time (h)	$C_{p_{HW1}}$ (kJ/kg·k)	$C_{p_{CLW1}}$ (kJ/kg·k)	Q_B (kW)	Q_C (kW)	η_{ORC} (%)
18:20	4.22169	4.17960	82.26	43.97	9.02
18:40	4.22169	4.17960	81.82	43.18	9.24
19:00	4.22172	4.17960	85.21	43.97	8.74
19:20	4.22168	4.17960	83.82	44.14	9.00
19:40	4.22156	4.17961	82.75	44.14	9.08
20:00	4.22172	4.17961	83.83	43.87	8.91
20:20	4.22168	4.17961	85.21	44.94	8.91
20:40	4.22165	4.17961	82.40	43.33	9.16
21:00	4.22165	4.17961	85.21	44.14	8.78
21:20	4.22149	4.17961	81.99	44.14	9.17
21:40	4.22152	4.17960	82.29	42.50	8.93
22:00	4.22158	4.17960	82.58	41.98	9.01
22:20	4.22158	4.17960	80.26	43.02	9.38
22:40	4.22175	4.17957	82.23	42.39	9.13
23:00	4.22178	4.17957	83.66	42.92	8.98
23:20	4.22172	4.17955	80.12	42.24	9.31
23:40	4.22166	4.17954	78.47	40.94	9.53
0:00	4.22158	4.17956	80.26	44.55	9.28
0:20	4.22151	4.17956	81.14	43.33	9.24
0:40	4.22146	4.17956	80.71	44.67	9.32
1:00	4.22154	4.17956	78.84	43.33	9.55

ผลการวิเคราะห์ประสิทธิภาพอุปกรณ์ทำงานของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์

ผลการวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ที่ใช้สารทำงาน R245fa ซึ่งมีตัวอย่างแสดงขั้นตอนการคำนวณต่อไปนี้

1) หาประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่หม้อต้ม

อัตราการไหลสารทำงาน \dot{m}_{ref}	0.50	kg/s
อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อน ($Q_{HW} = \dot{m}_{HW1} C_{p,bulk,HW1} [T_{HW1} - T_{HW2}]$)		
$Q_{HW} = 1.77 \times 4.22 \times (109.90 - 99.35)$	78.83	kW
อัตราการถ่ายเทความร้อนของสารทำงาน ($Q_B = \dot{m}_{ref} [h_{ref,B,o} - h_{ref,B,i}]$)		
$Q_B = 0.50 \times (481.99 - 328.74)$	76.62	kW
ประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ($\epsilon_B = Q_B / Q_{HW}$)		
$\epsilon_B = 76.62 / 78.83$	97.00	%

2) หาประสิทธิภาพของพรีฮีต

อัตราการถ่ายเทความร้อนจริง ($Q_{HW,ph} = \dot{m}_{HW2} C_{p,bulk,HW2} [T_{HW1} - T_{HW2}]$)		
$Q_{HW2} = 1.77 \times 4.21 \times (99.35 - 95.70)$	27.22	kW
อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด ($Q_{ph} = \dot{m}_{ref} [h_{ref,Ph,o} - h_{ref,Ph,i}]$)		
$Q_{ph} = 0.50 \times (328.74 - 276.42)$	26.16	kW
ประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ($\epsilon_{ph} = Q_{ph} / Q_{HW,ph}$)		
$\epsilon_{ph} = 26.16 / 27.22$	96.00	%

4) หาประสิทธิภาพของพรีคูล

อัตราการถ่ายเทความร้อนจริง ($Q_{PC} = \dot{m}_{ref} C_p [T_{ref,PC,i} - T_{ref,RP,o}]$)		
$Q_{Ph,actual} = 0.50 \times 1.36 (57.19 - 41.80)$	10.48	kW
อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด ($Q_{PC,max} = (\dot{m}_{ref} C_p)_{min} [T_{ref,Exp,o} - T_{ref,RP,o}]$)		
$Q_{PC,max} = 0.50 \times 1.45 (70.90 - 41.80)$	21.09	kW
ประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ($\epsilon_{PC} = Q_{Ph,actual} / Q_{PC,max}$)		
$\epsilon_{PC} = 10.48 / 21.09$	49.67	%

5) หาประสิทธิภาพของเครื่องควบแน่น

อัตราการถ่ายเทความร้อนของสารทำงาน ($Q_C = \dot{m}_{ref} [h_{ref,C,i} - h_{ref,C,o}]$)		
$Q_C = 0.5 \times (453.33 - 255.02)$	99.15	kW

อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำหล่อเย็น ($Q_{CLW1} = \dot{m}_{CLW1} C_{p_{bulk,CLW}} [T_{CLW2} - T_{CLW1}]$)		
$Q_{CLW1} = 1.65 \times 4.18 \times (37.20 - 30.70)$	44.83	kW
ประสิทธิภาพเครื่องควบแน่น $\epsilon_c = Q_{CLW1} / Q_c$		
$\epsilon_{ph} = 44.83 / 99.15$	45.21	%
6) หาประสิทธิภาพของปั๊มสารทำงาน		
กำลังไฟฟ้าเข้าปั๊มสารทำงาน (W_{RP})	1.39	kW _e
ประสิทธิภาพปั๊มแบบไอเซนทรอปิก ($\eta_{RP,s} = \dot{m}_{ref} \mathbf{v} (P_{ORC,H} - P_{ORC,L}) / W_{RP}$)		
$\eta_{RP,s} = 0.50 \times 0.00077 \times (1,165.24 - 255.02) / 1.39$	24.83	%
กำลังไฟฟ้าทางกล ($W_{RP,m} = P / (N^3)$)		
$W_{RP,m} = 2.21 / 1.09$	2.03	kW
ประสิทธิภาพปั๊มสารทำงานเชิงกล ($\eta_{RP,m}$)	84.20	%
กำลังไฟฟ้าทางกลต้นกำลัง ($W_{SP,m,e} = W_{RP} / \eta_{RP,m}$)		
$W_{RP,m,e} = 1.39 / 0.842$	1.65	kW
ประสิทธิภาพปั๊มสารทำงานเชิงไฟฟ้า ($\eta_{RP,e} = W_{RP,m} / W_{RP,m,e}$)		
$\eta_{RP,e} = 2.03 / 1.65$	81.29	%
7) หาประสิทธิภาพของปั๊มน้ำมันหล่อลื่น		
อัตราการไหลน้ำมัน (\dot{m}_{oil})	0.19	kg/s
กำลังไฟฟ้าเข้าปั๊มน้ำมันหล่อลื่น (W_{OP})	0.50	kW _e
ประสิทธิภาพปั๊มแบบไอเซนทรอปิก ($\eta_{OP,s} = \dot{m}_{oil} \mathbf{v} (P_{ORC,H} - P_{ORC,L}) / W_{OP}$)		
$\eta_{OP,s} = 0.19 \times 0.00081 \times (1,368.39 - 432.09) / 0.50$	28.81	%
กำลังไฟฟ้าทางกล ($W_{SP,m} = P / (N^3)$)		
$W_{SP,m} = 1.33 / 1.13$	1.17	kW
ประสิทธิภาพปั๊มสารทำงานเชิงกล ($\eta_{OP,m}$)	82.70	%
กำลังไฟฟ้าทางกลต้นกำลัง ($W_{OP,m,e} = W_{OP} / \eta_{OP,m}$)		
$W_{OP,m,e} = 0.50 / 0.827$	0.60	kW
ประสิทธิภาพปั๊มน้ำมันหล่อลื่นเชิงไฟฟ้า ($\eta_{OP,e} = W_{OP,m,e} / W_{OP,m}$)		
$\eta_{OP,e} = 0.60 / 1.17$	51.28	%



ภาคผนวก ค

ผลการทดสอบ ผลการวิเคราะห์ผลการทดสอบ และการวิเคราะห์ประสิทธิผลอุปกรณ์ทำงานของ
ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

ผลการทดสอบและเก็บข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

ในการทดสอบระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนที่ใช้สารทำงานในระบบ คือ น้ำ-ลิเทียมโบรไมด์ ซึ่งผลการทดสอบและเก็บข้อมูลระบบดังกล่าว ดังแสดงในตารางผนวกที่ 4 ตารางผนวกที่ 5 ต่อไปนี้

ตารางผนวกที่ 4 อุณหภูมิน้ำร้อน น้ำหล่อเย็น และน้ำเย็นที่เข้า-ออกระบบ

Time (h)	T _{HW4} (°C)	T _{HW5} (°C)	T _{CLW3} (°C)	T _{CLW4,5} (°C)	T _{CLW6} (°C)	T _{CW1} (°C)	T _{CW2} (°C)
17:00	95.30	88.85	31.00	34.44	38.69	14.80	11.00
17:10	95.30	88.91	31.10	34.50	38.75	14.80	11.00
17:20	95.30	88.79	31.20	34.38	38.69	14.80	10.90
17:30	95.30	88.85	31.20	34.38	38.63	14.80	10.80
17:40	95.00	88.73	31.10	34.19	38.56	14.80	10.80
17:50	95.30	88.73	30.70	33.75	38.25	14.80	10.60
18:00	95.30	88.61	30.70	33.69	38.13	14.60	10.40
18:10	95.20	88.61	30.60	33.63	38.13	14.50	10.30
18:20	95.30	88.61	30.60	33.63	38.06	14.40	10.30
18:30	95.30	88.79	30.60	33.69	38.13	14.30	10.20
18:40	94.41	87.81	30.80	33.94	38.19	14.30	10.20
18:50	93.24	86.89	30.70	33.63	37.75	14.30	10.20
19:00	93.53	87.08	30.30	33.19	37.44	14.30	10.20
19:10	94.61	88.18	30.30	33.38	37.81	14.30	10.20
19:20	95.10	88.55	30.30	33.56	37.94	14.30	10.10
19:30	95.20	88.67	30.30	33.63	38.13	14.30	10.10
19:40	95.30	88.79	30.60	33.69	38.13	14.30	10.10
19:50	95.39	88.85	30.60	33.63	38.13	14.30	10.10
20:00	94.12	87.32	30.50	33.50	37.75	14.30	10.10
20:10	94.81	88.49	30.60	33.69	38.13	14.20	10.10
20:20	95.00	88.42	30.60	33.63	38.06	14.20	10.10

ตารางผนวกที่ 4 (ต่อ)

Time (h)	T _{HW4} (°C)	T _{HW5} (°C)	T _{CLW3} (°C)	T _{CLW4,5} (°C)	T _{CLW6} (°C)	T _{CW1} (°C)	T _{CW2} (°C)
20:30	95.00	88.55	30.60	33.56	38.00	14.20	10.10
20:40	94.81	88.12	30.50	33.50	37.81	14.20	10.10
20:50	95.00	88.49	30.50	33.56	38.00	14.20	10.10
21:00	95.10	88.61	30.50	33.56	38.00	14.20	10.10
21:10	94.71	87.93	30.50	33.75	38.00	14.20	10.10
21:20	95.10	88.55	30.50	33.69	38.06	14.20	10.10
21:30	94.90	88.36	30.50	33.50	37.88	14.20	10.10
21:40	95.10	88.36	30.50	33.50	37.94	14.20	10.10
21:50	95.00	88.49	30.20	33.31	37.75	14.20	10.10
22:00	95.20	88.55	30.20	33.38	37.88	14.20	10.10
22:10	94.81	88.12	30.20	33.13	37.63	14.20	10.10
22:20	95.10	88.55	30.20	33.25	37.75	14.20	10.10

ตารางผนวกที่ 5 อุณหภูมิสารทำงาน อัตราการไหลของน้ำ และกำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ระบบ

Time (h)	T _G (°C)	T _C (°C)	T _E (°C)	T _A (°C)	\dot{m}_{HW2} (kg/s)	\dot{m}_{CLW2} (kg/s)	\dot{m}_{CW} (kg/s)	W _{SP} (KW _e)
17:00	82.31	40.20	6.38	38.63	0.81	1.11	0.72	0.15
17:10	82.31	40.20	6.44	38.75	0.81	1.10	0.72	0.15
17:20	82.38	40.30	6.38	38.75	0.81	1.08	0.72	0.15
17:30	82.38	40.30	6.56	38.69	0.81	1.10	0.73	0.15
17:40	82.38	40.30	6.75	38.75	0.85	1.10	0.73	0.15
17:50	82.38	40.20	6.69	38.63	0.80	1.09	0.72	0.15
18:00	82.25	40.10	6.50	38.50	0.82	1.09	0.73	0.15
18:10	82.19	39.90	6.56	38.31	0.81	1.07	0.72	0.15
18:20	82.19	39.90	6.38	38.44	0.82	1.09	0.73	0.15
18:30	82.19	39.90	6.00	38.19	0.81	1.09	0.72	0.15
18:40	82.13	39.90	6.56	38.38	0.81	1.09	0.73	0.15

ตารางผนวกที่ 5 (ต่อ)

Time (h)	T _G (°C)	T _C (°C)	T _E (°C)	T _A (°C)	\dot{m}_{HW2} (kg/s)	\dot{m}_{CLW2} (kg/s)	\dot{m}_{CW} (kg/s)	W _{SP} (KW _e)
18:50	81.63	39.60	7.19	38.31	0.80	1.11	0.71	0.15
19:00	81.31	39.30	7.38	38.13	0.81	1.10	0.72	0.15
19:10	81.44	39.40	7.50	38.13	0.80	1.10	0.72	0.15
19:20	81.69	39.50	7.56	38.19	0.81	1.09	0.71	0.15
19:30	81.88	39.70	7.56	38.13	0.80	1.10	0.72	0.15
19:40	82.00	39.80	7.38	38.19	0.81	1.10	0.73	0.15
19:50	82.13	39.80	7.38	38.25	0.81	1.11	0.72	0.15
20:00	81.94	39.60	7.44	38.25	0.79	1.09	0.72	0.15
20:10	81.94	39.70	7.44	38.25	0.81	1.09	0.72	0.15
20:20	81.94	39.70	7.44	38.19	0.81	1.11	0.73	0.15
20:30	82.00	39.70	7.50	38.06	0.82	1.11	0.73	0.15
20:40	81.88	39.60	7.50	38.06	0.81	1.09	0.74	0.15
20:50	81.88	39.60	7.56	38.19	0.83	1.09	0.74	0.15
21:00	81.88	39.60	7.38	38.31	0.83	1.10	0.74	0.15
21:10	81.88	39.60	7.31	38.19	0.82	1.11	0.74	0.15
21:20	82.00	39.60	7.31	38.31	0.83	1.09	0.74	0.16
21:30	81.88	39.60	7.31	38.13	0.87	1.11	0.75	0.15
21:40	81.94	39.60	7.31	38.25	0.84	1.09	0.74	0.15
21:50	81.88	39.60	7.38	38.19	0.84	1.09	0.75	0.15
22:00	82.00	39.60	7.25	38.06	0.84	1.09	0.74	0.16
22:10	81.75	39.50	7.19	38.06	0.85	1.07	0.75	0.15
22:20	81.81	39.50	7.19	38.06	0.85	1.10	0.76	0.16

ผลการวิเคราะห์ผลทดสอบของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

ผลการวิเคราะห์ผลทดสอบของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนที่ใช้สารทำงานในระบบ คือน้ำ-ลิเทียมโบรไมด์ ดังแสดงในตารางผนวกที่ 6 ตารางผนวกที่ 7 ต่อไปนี้

ตารางผนวกที่ 6 ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ

Time (h)	$C_{p_{HW2}}$ (kJ/kg·k)	$C_{p_{CLW2}}$ (kJ/kg·k)	$C_{p_{CLW3}}$ (kJ/kg·k)	$C_{p_{CW}}$ (kJ/kg·k)
17:00	4.20726	4.17948	4.17967	4.19131
17:10	4.20729	4.17948	4.17966	4.19131
17:20	4.20723	4.17948	4.17966	4.19137
17:30	4.20726	4.17948	4.17966	4.19144
17:40	4.20706	4.17948	4.17968	4.19144
17:50	4.20720	4.17948	4.17973	4.19157
18:00	4.20714	4.17948	4.17973	4.19184
18:10	4.20709	4.17948	4.17974	4.19197
18:20	4.20714	4.17948	4.17974	4.19204
18:30	4.20723	4.17948	4.17973	4.19217
18:40	4.20633	4.17948	4.17971	4.19217
18:50	4.20534	4.17949	4.17973	4.19217
19:00	4.20556	4.17949	4.17979	4.19217
19:10	4.20660	4.17949	4.17977	4.19217
19:20	4.20702	4.17948	4.17976	4.19224
19:30	4.20712	4.17948	4.17976	4.19224
19:40	4.20723	4.17948	4.17973	4.19224
19:50	4.20730	4.17948	4.17974	4.19224
20:00	4.20595	4.17949	4.17975	4.19224
20:10	4.20685	4.17948	4.17973	4.19231
20:20	4.20690	4.17948	4.17974	4.19231
20:30	4.20697	4.17948	4.17974	4.19231

ตารางผนวกที่ 6 (ต่อ)

Time (h)	$C_{p_{HW2}}$ (kJ/kg·k)	$C_{p_{CLW2}}$ (kJ/kg·k)	$C_{p_{CLW3}}$ (kJ/kg·k)	$C_{p_{CW}}$ (kJ/kg·k)
20:40	4.20667	4.17949	4.17975	4.19231
20:50	4.20694	4.17948	4.17975	4.19231
21:00	4.20705	4.17948	4.17975	4.19231
21:10	4.20653	4.17948	4.17974	4.19231
21:20	4.20702	4.17948	4.17974	4.19231
21:30	4.20683	4.17949	4.17975	4.19231
21:40	4.20692	4.17948	4.17975	4.19231
21:50	4.20694	4.17949	4.17979	4.19231
22:00	4.20707	4.17949	4.17978	4.19231
22:10	4.20667	4.17949	4.17980	4.19231
22:20	4.20702	4.17949	4.17979	4.19231

ตารางผนวกที่ 7 อัตราการถ่ายเทความร้อน และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ

Time (h)	Q_G (kW)	Q_C (kW)	Q_E (kW)	Q_A (kW)	COP_{AB}
17:00	21.96	19.74	11.43	15.98	0.52
17:10	21.75	19.51	11.51	15.61	0.53
17:20	22.17	19.44	11.74	14.34	0.53
17:30	22.08	19.51	12.17	14.60	0.55
17:40	22.50	20.06	12.19	14.19	0.54
17:50	22.13	20.42	12.71	13.84	0.57
18:00	23.05	20.27	12.82	13.65	0.55
18:10	22.46	20.17	12.69	13.58	0.56
18:20	23.17	20.22	12.62	13.83	0.54
18:30	22.17	20.27	12.31	14.10	0.55
18:40	22.50	19.40	12.50	14.33	0.55

ตารางผนวกที่ 7 (ต่อ)

Time (h)	Q_G (kW)	Q_C (kW)	Q_E (kW)	Q_A (kW)	COP_{AB}
18:50	21.38	19.03	12.26	13.53	0.57
19:00	21.88	19.51	12.31	13.27	0.56
19:10	21.67	20.34	12.34	14.14	0.57
19:20	22.21	19.99	12.54	14.88	0.56
19:30	22.04	20.66	12.68	15.29	0.57
19:40	22.17	20.39	12.83	14.19	0.57
19:50	22.42	20.78	12.68	13.99	0.56
20:00	22.65	19.40	12.62	13.69	0.55
20:10	21.42	20.14	12.40	14.02	0.57
20:20	22.54	20.46	12.60	13.99	0.55
20:30	22.24	20.51	12.55	13.67	0.56
20:40	22.92	19.55	12.65	13.61	0.55
20:50	22.70	20.27	12.68	13.97	0.55
21:00	22.62	20.39	12.69	14.05	0.56
21:10	23.47	19.63	12.67	15.01	0.54
21:20	22.83	19.95	12.67	14.56	0.58
21:30	23.81	20.23	12.88	13.86	0.54
21:40	23.73	20.27	12.72	13.69	0.53
21:50	22.95	20.14	12.89	14.11	0.56
22:00	23.42	20.42	12.78	14.43	0.54
22:10	23.81	20.17	12.86	13.13	0.54
22:20	23.45	20.66	13.09	14.00	0.55

ผลการวิเคราะห์ประสิทธิผลอุปกรณ์ทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

ผลการวิเคราะห์ประสิทธิผลของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนที่ใช้สารทำงานในระบบ คือน้ำ-ลิเทียมโบรไมด์ ซึ่งมีตัวอย่างแสดงขั้นตอนการคำนวณต่อไปนี้

ขั้นตอนที่ 1) หาประสิทธิผลของเจนเนอเรเตอร์

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนของเจนเนอเรเตอร์ } (Q_G = \dot{m}_{1a}h_{1a} + \dot{m}_{8a}h_{8a} - \dot{m}_{7a}h_{7a})$$

$$Q_G = 0.007 \times 2,654.41 + 0.044 \times 191.71 - 0.051 \times 175.26 \quad 19.18 \quad \text{KW}$$

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อนที่เจนเนอเรเตอร์ } (Q_{HW2} = \dot{m}_{HW}C_{p_{bulk,HW2}}[T_{HW4} - T_{HW5}])$$

$$Q_{HW2} = 0.75 \times 4.21 \times (94.90 - 88.42) \quad 20.49 \quad \text{KW}$$

$$\text{ประสิทธิผลการถ่ายเทพลังงานความร้อนที่เจนเนอเรเตอร์ } (\mathcal{E}_G = Q_G / Q_{HW2})$$

$$\mathcal{E}_G = 19.61 / 20.49 \quad 98.11 \quad \%$$

ขั้นตอนที่ 2) หาประสิทธิผลของเครื่องควบแน่น

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่น } (Q_C = \dot{m}_{1a}h_{1a} - \dot{m}_{2a}h_{2a})$$

$$Q_C = 0.007 \times 2,654.41 - 0.007 \times 161.81 \quad 18.56 \quad \text{KW}$$

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น } (Q_{CLW2} = \dot{m}_{CLW2}C_{p_{bulk,CLW3}}[T_{CLW6} - T_{CLW5}])$$

$$Q_{CLW2} = 1.04 \times 4.18 \times (38.13 - 34.00) \quad 17.95 \quad \text{KW}$$

$$\text{ประสิทธิผลการถ่ายเทพลังงานความร้อนที่เครื่องควบแน่น } (\mathcal{E}_C = Q_{CLW2} / Q_C)$$

$$\mathcal{E}_C = 17.95 / 18.56 \quad 96.74 \quad \%$$

ขั้นตอนที่ 3) หาประสิทธิผลของเครื่องระเหย

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องระเหย } (Q_E = \dot{m}_{4a}h_{4a} - \dot{m}_{3a}h_{3a})$$

$$Q_E = 0.007 \times 2,523.32 - 0.0007 \times 161.81 \quad 17.85 \quad \text{KW}$$

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำเย็นที่เครื่องระเหย } (Q_{CW} = \dot{m}_{CW}C_{p_{bulk,CW}}[T_{CW1} - T_{CW2}])$$

$$Q_{CW} = 1.04 \times 4.18 \times (13.80 - 9.80) \quad 11.28 \quad \text{KW}$$

$$\text{ประสิทธิผลการถ่ายเทพลังงานความร้อนที่เครื่องระเหย } (\mathcal{E}_E = Q_{CW} / Q_E)$$

$$\mathcal{E}_E = 11.28 / 17.85 \quad 62.62\% \quad \text{KW}$$

ขั้นตอนที่ 4) หาประสิทธิผลของแอบซอร์พเบอร์

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนของแอบซอร์พเบอร์ } (Q_A = \dot{m}_{4a}h_{4a} + \dot{m}_{10a}h_{10a} - \dot{m}_{5a}h_{5a})$$

$$Q_A = 0.007 \times 2,523.32 + 0.044 \times 105.37 - 0.051 \times 78.99 \quad 19.35 \quad \text{kW}$$

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำหล่อเย็นที่แอบซอร์พเบอร์ (} Q_{CLW1} = \dot{m}_{CLW2} C_{p, \text{bulk}, CLW2} [T_{CLW4} - T_{CLW3}] \text{)}$$

$$Q_{CLW1} = 1.04 \times 4.18 \times (34.00 - 30.70) \quad 14.35 \quad \text{kW}$$

$$\text{ประสิทธิภาพการถ่ายเทพลังงานความร้อนที่แอบซอร์พเบอร์ (} \epsilon_A = Q_A / Q_{CLW2} \text{)}$$

$$\epsilon_A = 14.34/19.81 \quad 74.13 \quad \%$$

7) หาประสิทธิภาพของปั๊มสารละลาย

$$\text{อัตราการไหลน้ำมัน (} \dot{m}_{SP} \text{)} \quad 0.12 \quad \text{kg/s}$$

$$\text{กำลังไฟฟ้าเข้าปั๊มน้ำมันหล่อลื่น (} W_{SP} \text{)} \quad 0.14 \quad \text{kW}_e$$

$$\text{ประสิทธิภาพปั๊มแบบไอเซนทรอปิก (} \eta_{OP,s} = \dot{m}_{Oil} v (P_{AB,H} - P_{AB,L}) / W_{SP} \text{)}$$

$$\eta_{OP,s} = 0.12 \times 0.001 \times (7.50 - 1.02) / 0.14 \quad 0.55 \quad \%$$

$$\text{กำลังไฟฟ้าทางกล (} W_{OP,m} \text{)} = P / (\eta^3)$$

$$W_{OP,m} = 1.32 / 1.13 \quad 1.17 \quad \text{kW}$$

$$\text{ประสิทธิภาพปั๊มสารทำงานเชิงกล (} \eta_{OP,m} \text{)} \quad 82.70 \quad \%$$

$$\text{กำลังไฟฟ้าทางกลต้นกำลัง (} W_{OP,m,e} \text{)} = W_{OP} / \eta_{OP,m}$$

$$W_{OP,m,e} = 0.50 / 0.827 \quad 0.60 \quad \text{kW}$$

$$\text{ประสิทธิภาพปั๊มสารละลายเชิงไฟฟ้า (} \eta_{OP,e} = W_{OP,m,e} / W_{OP,m} \text{)}$$

$$\eta_{OP,e} = 0.60 / 1.17 \quad 51.28 \quad \%$$

ขั้นตอนที่ 6) หาประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด (} Q_{HX, \text{actual}} = (\dot{m}Cp)_{\min} [T_G - T_A] \text{)}$$

$$Q_{HX, \text{actual}} = 0.043 \times 1.974 \times (82.40 - 38.63) \quad 3.78 \quad \text{kW}$$

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนจริง (} Q_{HX, \text{max}} = (\dot{m}Cp)_{\max} [T_G - T_A] \text{)}$$

$$Q_{HX, \text{max}} = 0.051 \times 2.161 \times (82.40 - 38.63) \quad 4.85 \quad \text{kW}$$

$$\text{ประสิทธิภาพการถ่ายเทพลังงานความร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (} \epsilon_A = Q_{HX, \text{actual}} / Q_{HX, \text{max}} \text{)}$$

$$\epsilon_A = 3.78 / 4.85 \quad 78.05 \quad \%$$



ภาคผนวก ง

ผลการทดสอบแห้งห้องเปล่า ผลการวิเคราะห์ผลการทดสอบแห้งห้องเปล่าของห้องอบแห้ง
แบบรวมศูนย์ และการทดสอบแห้งลำไยโดยห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

ผลการทดสอบอบแห้งห้องเปล่าและเก็บข้อมูลของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

ในการทดสอบอบแห้งห้องเปล่าด้วยห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ ซึ่งผลการทดสอบและเก็บข้อมูลระบบดังกล่าว ดังแสดงในตารางผนวกที่ 8 ตารางผนวกที่ 9 ต่อไปนี้

ตารางผนวกที่ 8 อุณหภูมิน้ำร้อน และอุณหภูมิกระเปาะแห้ง

Time (h)	T _{HW6} (°C)	T _{HW7} (°C)	T _{db1} (°C)	T _{db2} (°C)	T _{db3} (°C)	T _{db4} (°C)
9:40	82.56	73.53	73.74	75.24	79.51	32.73
9:45	80.57	72.21	73.36	74.86	78.40	32.73
9:50	81.01	70.83	74.01	75.53	78.86	32.73
9:55	80.74	72.43	73.55	75.05	78.86	33.03
10:00	80.74	72.43	74.01	75.53	78.86	33.81
10:05	80.68	72.37	73.83	75.33	78.86	33.03
10:10	81.29	70.61	73.83	75.33	77.93	32.93
10:15	81.07	71.71	74.20	75.72	78.58	33.81
10:20	80.90	71.99	74.48	76.00	78.58	33.61
10:25	80.90	72.04	74.39	75.90	78.86	33.52
10:30	80.90	72.43	73.83	75.33	78.68	33.91
10:35	80.90	72.37	74.20	75.72	78.86	33.81
10:40	81.01	71.76	74.48	76.00	79.14	34.01
10:45	81.18	70.33	74.48	76.00	78.86	34.50
10:50	81.29	70.28	74.48	76.00	78.58	34.01
10:55	81.13	71.71	74.48	76.00	78.68	33.52
11:00	80.85	72.43	74.67	76.19	79.14	33.52
11:05	81.24	70.61	74.85	76.38	79.14	33.32
11:10	81.35	71.38	74.01	75.53	78.40	34.30
11:15	81.29	70.50	74.48	76.00	78.58	33.12
11:20	81.01	71.99	74.67	76.19	78.68	33.71
11:25	80.90	72.43	74.95	76.47	79.14	34.30

ตารางผนวกที่ 8 (ต่อ)

Time (h)	T _{HW6} (°C)	T _{HW7} (°C)	T _{db1} (°C)	T _{db2} (°C)	T _{db3} (°C)	T _{db4} (°C)
11:30	80.79	72.48	74.29	75.81	78.96	34.20
11:35	81.29	70.17	74.67	76.19	78.68	33.32
11:40	81.07	70.78	73.83	75.33	78.86	32.44
11:45	80.85	72.37	74.48	76.00	78.40	32.54
11:50	81.13	70.44	74.95	76.47	79.14	31.85
11:55	81.13	70.28	74.95	76.47	78.68	31.65
12:00	81.01	70.39	74.76	76.29	78.40	31.56
12:05	80.52	72.21	74.76	76.29	79.24	31.16
12:10	80.79	71.76	74.95	76.47	79.14	31.26
12:15	80.41	72.15	74.76	76.29	79.24	30.77
12:20	80.57	72.26	74.76	76.29	79.14	31.36
12:25	80.90	71.54	74.76	76.29	79.14	31.16
12:30	81.13	70.17	74.76	76.29	78.49	30.87
12:35	80.90	71.65	74.11	75.62	79.14	30.97
12:40	80.68	72.37	74.48	76.00	79.24	31.16
12:45	81.01	71.65	74.95	76.47	79.14	31.16
12:50	81.24	71.65	73.74	75.24	76.91	31.56
12:55	80.85	72.15	73.27	74.57	78.21	31.65
13:00	81.07	70.50	74.29	75.81	78.86	32.14
13:05	80.68	72.37	74.95	76.47	79.42	31.85
13:10	81.24	70.17	74.95	76.47	78.68	31.56
13:15	81.24	70.17	74.95	76.47	78.40	31.95
13:20	81.18	71.43	74.29	75.81	78.21	31.85

ตารางผนวกที่ 9 ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ อัตราการไหลน้ำร้อน และกำลังไฟฟ้าที่ใช้กับพัดลม

Time (h)	RH _{a1} (%)	RH _{a2} (%)	RH _{a3} (%)	RH _{a4} (%)	\dot{m}_{HW3} (Kg/s)	W _{Mb} (kW _e)
9:40	4.00	3.20	3.50	53.20	0.78	0.87
9:45	4.25	3.40	4.70	55.50	1.07	0.84
9:50	4.00	3.20	4.00	55.90	0.76	0.84
9:55	4.13	3.30	4.10	54.30	1.09	0.82
10:00	4.00	3.20	4.10	52.20	1.01	0.86
10:05	4.13	3.30	4.40	54.80	1.04	0.85
10:10	4.00	3.20	3.10	52.80	0.69	0.86
10:15	3.75	3.00	4.40	52.00	0.98	0.82
10:20	3.75	3.00	4.30	53.30	1.05	0.84
10:25	3.50	2.80	4.20	50.10	1.02	0.85
10:30	4.13	3.30	4.50	53.00	1.05	0.82
10:35	3.75	3.00	4.20	52.60	1.08	0.86
10:40	3.63	2.90	3.90	49.40	1.00	0.86
10:45	3.25	2.60	3.90	49.90	0.80	0.87
10:50	3.38	2.70	4.20	52.80	0.87	0.86
10:55	3.25	2.60	2.50	52.80	0.75	0.87
11:00	3.25	2.60	3.90	54.60	1.10	0.87
11:05	3.13	2.50	3.60	47.70	0.69	0.86
11:10	3.38	2.70	4.00	47.50	0.94	0.85
11:15	2.88	2.30	4.20	46.90	1.12	0.86
11:20	2.75	2.20	3.80	49.30	1.01	0.88
11:25	2.63	2.10	3.40	47.90	1.16	0.84
11:30	2.63	2.10	3.40	48.50	1.08	0.80
11:35	2.38	1.90	3.40	51.50	0.80	0.85
11:40	1.25	1.00	1.00	52.60	0.81	0.84
11:45	1.25	1.00	1.50	51.80	0.75	0.83
11:50	1.25	1.00	1.50	58.20	0.78	0.81

ตารางผนวกที่ 9 (ต่อ)

Time (h)	RH _{a1} (%)	RH _{a2} (%)	RH _{a3} (%)	RH _{a4} (%)	\dot{m}_{HW3} (Kg/s)	W _{Mb} (kW _e)
11:55	1.25	1.00	1.90	59.10	0.74	0.83
12:00	1.25	1.00	1.80	58.50	0.78	0.81
12:05	1.25	1.00	2.10	59.40	1.02	0.81
12:10	1.25	1.00	2.00	59.60	0.90	0.83
12:15	1.25	1.00	2.30	61.70	1.01	0.79
12:20	1.25	1.00	2.20	61.50	1.06	0.82
12:25	1.25	1.00	2.10	61.30	0.72	0.84
12:30	1.25	1.00	2.70	62.50	0.98	0.83
12:35	1.25	1.00	1.10	64.00	0.81	0.85
12:40	1.25	1.00	1.50	62.00	0.92	0.84
12:45	1.25	1.00	1.40	61.60	0.74	0.85
12:50	1.25	1.00	2.80	59.20	0.96	0.85
12:55	1.25	1.00	1.80	60.20	0.68	0.85
13:00	1.25	1.00	1.40	58.80	0.73	0.82
13:05	1.25	1.00	1.50	58.90	0.81	0.83
13:10	1.25	1.00	1.80	62.70	0.63	0.85
13:15	1.25	1.00	1.80	59.40	0.67	0.84
13:20	1.25	1.00	2.10	59.30	0.98	0.89

ผลการวิเคราะห์ผลการทดสอบของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

ผลวิเคราะห์ผลการทดสอบของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์มีรายละเอียดดังแสดงในตาราง
ผนวกที่ 10

ตารางผนวกที่ 10 ค่าความจุความร้อนของน้ำ อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อน อัตราการ
ถ่ายเทความร้อนภายในห้องอบแห้ง อัตราการไหลของอากาศแห้ง และประสิทธิภาพ

Time (h)	$C_{p_{HW3}}$ (kJ/kg·k)	Q_{HW3} (kW)	Q_{Drying} (kW)	\dot{m}_{da} (kg _{da} /s)	η_{Drying} (%)
9:40	4.19544	29.55	17.01	1.55	55.91
9:45	4.19428	37.52	26.80	1.55	69.88
9:50	4.19396	32.45	20.09	1.55	60.35
9:55	4.19441	37.99	21.71	1.55	55.92
10:00	4.19441	35.20	21.31	1.55	59.09
10:05	4.19437	36.25	24.52	1.55	66.09
10:10	4.19398	30.91	6.83	1.57	21.49
10:15	4.19428	38.47	25.49	1.55	64.87
10:20	4.19432	39.24	23.47	1.55	58.55
10:25	4.19433	37.91	25.71	1.55	66.33
10:30	4.19447	37.30	25.06	1.55	65.75
10:35	4.19445	38.64	24.09	1.55	60.98
10:40	4.19428	38.80	21.66	1.55	54.63
10:45	4.19385	36.40	23.92	1.56	64.16
10:50	4.19387	40.17	25.49	1.55	62.12
10:55	4.19430	29.63	6.36	1.57	20.84
11:00	4.19445	38.85	24.37	1.55	61.35
11:05	4.19396	30.76	21.24	1.56	67.17
11:10	4.19426	39.31	23.75	1.56	59.15
11:15	4.19394	50.68	29.78	1.55	57.78
11:20	4.19436	38.21	25.89	1.56	66.23

ตารางผนวกที่ 10 (ต่อ)

Time (h)	$C_{p_{HW3}}$ (kJ/kg·k)	Q_{HW3} (kW)	Q_{Drying} (kW)	\dot{m}_{da} (kg _{da} /s)	η_{Drying} (%)
11:25	4.19447	41.21	22.91	1.56	54.49
11:30	4.19445	37.64	24.00	1.56	62.42
11:35	4.19383	37.31	24.30	1.56	63.69
11:40	4.19396	34.96	7.27	1.58	20.30
11:45	4.19443	26.68	10.90	1.58	39.61
11:50	4.19387	34.97	11.64	1.57	32.53
11:55	4.19381	33.67	15.39	1.57	44.60
12:00	4.19381	34.74	13.87	1.57	39.02
12:05	4.19426	35.55	19.61	1.57	53.92
12:10	4.19420	34.09	17.76	1.57	50.86
12:15	4.19420	34.99	22.06	1.57	61.66
12:20	4.19430	36.95	20.57	1.57	54.47
12:25	4.19416	28.27	19.35	1.57	66.47
12:30	4.19378	45.04	24.83	1.57	54.13
12:35	4.19420	31.43	8.48	1.57	26.27
12:40	4.19437	32.07	12.83	1.57	38.98
12:45	4.19424	29.05	10.42	1.57	34.84
12:50	4.19432	38.61	23.63	1.57	59.88
12:55	4.19436	24.81	16.90	1.57	65.84
13:00	4.19387	32.36	11.13	1.57	33.54
13:05	4.19437	28.23	12.29	1.57	42.28
13:10	4.19381	29.25	14.19	1.57	47.14
13:15	4.19381	31.11	13.50	1.57	42.27
13:20	4.19422	40.08	17.93	1.55	43.77

ผลการทดสอบอบแห้งลำไยและเก็บข้อมูลของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

ในการทดสอบอบแห้งลำไยด้วยห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ ซึ่งผลการทดสอบและเก็บข้อมูล
 ดังแสดงในตารางผนวกที่ 11

ตารางผนวกที่ 11 อุณหภูมิและอัตราการไหลน้ำร้อน อุณหภูมิกระเปาะแห้ง และกำลังไฟฟ้าที่ใช้

Time (h)	T _{HW6} (°C)	T _{HW7} (°C)	T _{db1} (°C)	T _{db2} (°C)	T _{db3} (°C)	T _{db4} (°C)	\dot{m}_{HW3} (kg/s)	W _{Mb} (kW _e)
15:00	80.74	76.67	35.66	36.38	38.50	32.93	1.79	0.79
16:00	81.01	72.88	57.35	58.52	63.52	38.81	1.10	0.79
17:00	81.07	74.69	57.26	58.42	59.99	39.49	1.07	0.80
18:00	79.86	76.56	57.35	58.52	59.85	33.71	1.75	0.80
19:00	80.79	74.42	57.16	58.33	61.94	34.59	1.34	0.80
20:00	80.03	74.91	56.88	58.05	59.40	33.22	1.06	0.79
21:00	80.57	72.76	60.14	61.37	62.31	33.71	0.64	0.85
22:00	80.52	74.36	57.35	58.52	60.40	34.30	1.04	0.85
23:00	80.63	71.94	58.93	60.13	61.96	32.63	0.73	0.86
0:00	80.30	76.50	56.51	57.67	59.71	33.61	1.75	0.83
1:00	80.36	71.94	58.84	60.04	66.50	33.22	0.90	0.88
2:00	80.52	73.97	56.88	58.05	59.85	34.01	1.03	0.88
3:00	80.14	73.78	56.88	58.05	61.48	33.71	1.08	0.87
4:00	80.52	72.54	57.72	58.71	63.05	33.81	1.12	0.88
5:00	80.30	76.56	57.07	58.23	59.31	33.91	1.73	0.82
6:00	80.36	75.57	57.07	58.23	59.31	32.93	1.07	0.87
7:00	80.79	72.49	58.47	59.66	61.22	34.01	1.02	0.85
8:00	80.46	77.44	62.00	63.27	64.38	34.59	1.76	0.82
9:00	80.90	74.19	63.96	65.27	69.94	36.85	1.33	0.78
10:00	81.13	73.97	65.73	67.07	72.17	36.16	1.29	0.78
11:00	80.90	76.39	62.75	64.03	65.45	36.95	1.30	0.80
12:00	80.96	75.57	63.12	64.41	67.70	36.75	1.76	0.78

ตารางผนวกที่ 11 (ต่อ)

Time (h)	T _{HW6} (°C)	T _{HW7} (°C)	T _{db1} (°C)	T _{db2} (°C)	T _{db3} (°C)	T _{db4} (°C)	\dot{m}_{HW3} (kg/s)	W _{Mb} (kW _e)
13:00	81.13	74.42	65.91	67.26	69.80	35.57	0.83	0.83
14:00	81.07	75.47	64.24	65.55	70.68	35.97	1.69	0.83
15:00	81.18	73.43	65.73	67.07	69.57	34.40	1.21	0.83
16:00	80.68	77.71	63.68	64.98	66.15	34.10	1.70	0.80
17:00	80.52	77.55	63.12	64.41	65.36	33.71	1.73	0.83
18:00	81.01	74.25	65.64	66.97	71.70	32.54	1.37	0.85
19:00	80.79	74.69	64.15	65.46	70.22	32.73	0.99	0.83
20:00	80.52	74.50	63.40	64.69	67.75	32.83	1.51	0.81
21:00	80.85	74.08	64.98	66.31	71.98	33.32	1.38	0.87
22:00	80.90	73.70	64.70	66.03	69.66	31.16	1.29	0.87
23:00	80.52	75.23	65.08	66.40	67.05	31.65	1.75	0.84
0:00	81.13	76.94	74.20	75.72	78.86	33.71	1.69	0.83
1:00	81.24	76.39	74.48	76.00	78.58	34.40	1.80	0.86
2:00	81.29	76.56	74.95	76.47	78.40	34.20	1.70	0.88
3:00	81.13	77.71	73.83	75.33	77.93	31.65	1.71	0.79
4:00	80.90	77.39	74.95	76.47	79.14	31.36	1.73	0.82
5:00	81.24	77.55	73.46	74.96	77.75	31.65	1.56	0.84
6:00	81.40	76.94	74.76	76.29	78.40	32.05	0.84	0.84
7:00	81.01	77.93	74.48	76.00	77.75	32.24	1.80	0.85

ผลการวิเคราะห์ผลทดสอบในการอบแห้งลำไยของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

ผลการวิเคราะห์ผลทดสอบในการอบแห้งลำไยของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ ประกอบด้วย ความชื้นฐานเปียก เอลทัลปีของอากาศที่เข้าและออกอุปกรณ์และเปลี่ยนความร้อน อัตราส่วน ความชื้น อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อน อัตราการถ่ายเทความร้อนภายในห้องอบแห้ง และ ประสิทธิภาพในการอบแห้งลำไยของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ มีรายละเอียดดังแสดงในตารางผนวก ที่ 12 ตารางผนวกที่ 13

ตารางผนวกที่ 12 ความชื้นฐานเปียก เอลทัลปีของอากาศ และอัตราส่วนความชื้น

Time (h)	Wet basis (%)	$h_{a,i}$ (kJ/kg)	$h_{a,o}$ (kJ/kg)	ω_i (kg _w /kg _{da})	ω_o (kg _w /kg _{da})
15:00	85.73	69.01	77.23	0.0126	0.0150
16:00	85.19	83.35	94.12	0.0094	0.0116
17:00	84.85	80.91	86.95	0.0085	0.0102
18:00	84.50	83.66	88.34	0.0095	0.0108
19:00	84.13	84.83	94.13	0.0100	0.0122
20:00	83.74	83.26	88.29	0.0095	0.0109
21:00	82.60	84.31	89.32	0.0086	0.0102
22:00	80.55	82.39	88.24	0.0090	0.0105
23:00	79.33	80.75	88.16	0.0078	0.0099
0:00	78.43	80.29	85.98	0.0085	0.0099
1:00	77.96	81.94	90.93	0.0083	0.0092
2:00	77.20	79.53	85.62	0.0081	0.0097
3:00	76.38	79.53	87.47	0.0081	0.0098
4:00	75.20	79.91	90.22	0.0080	0.0102
5:00	73.89	79.58	84.76	0.0081	0.0096
6:00	72.44	78.64	83.10	0.0077	0.0090
7:00	70.82	78.83	86.53	0.0072	0.0096
8:00	69.48	78.84	83.24	0.0058	0.0071
9:00	68.00	77.16	86.66	0.0044	0.0062

ตารางผนวกที่ 12 (ต่อ)

Time (h)	Wet basis (%)	$h_{a,i}$ (kJ/kg)	$h_{a,o}$ (kJ/kg)	ω_i (kg _w /kg _{da})	ω_o (kg _w /kg _{da})
10:00	66.93	80.88	89.42	0.0051	0.0064
11:00	65.79	79.74	85.25	0.0059	0.0074
12:00	64.57	83.71	92.52	0.0072	0.0093
13:00	63.93	86.37	92.25	0.0071	0.0084
14:00	62.57	91.60	102.35	0.0098	0.0119
15:00	61.85	82.74	90.74	0.0058	0.0079
16:00	61.10	80.95	84.78	0.0060	0.0070
17:00	60.32	79.98	85.08	0.0058	0.0074
18:00	59.51	84.44	94.94	0.0065	0.0087
19:00	58.67	83.09	90.38	0.0066	0.0075
20:00	57.79	78.36	87.77	0.0051	0.0075
21:00	56.87	81.46	90.83	0.0056	0.0070
22:00	56.87	81.44	91.44	0.0057	0.0081
23:00	55.91	106.44	114.10	0.0151	0.0178
0:00	55.91	97.15	104.09	0.0080	0.0094
1:00	54.91	94.23	101.19	0.0067	0.0084
2:00	43.31	90.84	98.54	0.0053	0.0074
3:00	43.31	89.03	94.69	0.0050	0.0062
4:00	38.00	90.84	96.75	0.0053	0.0065
5:00	38.00	88.45	94.38	0.0049	0.0061
6:00	38.00	90.55	94.72	0.0052	0.0060
7:00	38.00	90.09	93.64	0.0052	0.0058

ตารางผนวกที่ 13 อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อน อัตราการถ่ายเทความร้อนภายในห้องอบแห้ง และประสิทธิภาพในการอบแห้งลำไย

Time (h)	Q_{HW3} (kW)	Q_{Drying} (kW)	η_{Drying} (%)
15:00	30.57	21.30	67.92
16:00	37.51	26.34	68.75
17:00	28.64	16.49	56.00
18:00	24.23	12.58	50.27
19:00	35.81	23.77	64.92
20:00	22.77	13.64	57.92
21:00	20.97	14.32	65.63
22:00	26.87	15.44	55.68
23:00	26.61	20.46	74.50
0:00	27.90	14.67	51.05
1:00	31.78	18.57	56.85
2:00	28.30	16.26	55.73
3:00	28.81	19.65	66.19
4:00	37.49	25.80	67.26
5:00	27.15	14.49	51.80
6:00	21.50	12.25	54.74
7:00	35.51	21.73	59.77
8:00	22.30	12.14	52.52
9:00	37.44	23.08	60.38
10:00	38.75	19.47	49.25
11:00	24.60	15.20	59.85
12:00	39.80	22.93	56.50
13:00	23.36	14.84	61.35
14:00	39.71	26.59	65.60
15:00	39.34	21.64	53.88
16:00	21.19	10.30	46.84

ตารางผนวกที่ 13 (ต่อ)

Time (h)	Q_{HW3} (kW)	Q_{Drying} (kW)	η_{Drying} (%)
17:00	21.56	14.63	65.32
18:00	38.85	26.37	66.43
19:00	25.33	15.93	60.87
20:00	38.13	25.12	64.52
21:00	39.19	21.25	53.03
22:00	38.96	26.31	66.06
23:00	38.84	23.68	59.68
0:00	29.71	17.74	58.09
1:00	36.63	18.69	49.84
2:00	33.74	22.07	63.75
3:00	24.54	14.30	56.45
4:00	25.48	15.09	57.37
5:00	24.16	14.89	59.57
6:00	15.72	10.26	61.93
7:00	23.27	8.79	36.43



ภาคผนวก จ
การเผยแพร่งานวิจัย

บทความทางวิชาการที่ 1

- ชื่อผู้แต่ง: สุธรรม ชาวจ้าว
นัฐพร ไชยญาติ
ชวโรจน์ ใจสิน
จักรพันธ์ ถาวรงามยิ่งสกุล
- ชื่อบทความ: การผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนจากเทคโนโลยีพลังงาน
ความร้อนใต้พิภพแบบชั้นบันไดของน้ำพุร้อนสันกำแพง
COMBINED COOLING HEATING AND POWER FROM CASCADE
GEOHERMAL ENERGY TECHNOLOGY OF SANKAMPHANG HOT
SPRING
- ชื่อวารสาร: การประชุมวิชาการ เรื่อง การถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้าน
ความร้อนและกระบวนการ (ครั้งที่ 17)
- เล่มที่: หน้า 215-222, ระหว่างวันที่ 15-16 กุมภาพันธ์ 2561 ณ ลำปางรีสอร์ท อำเภอ
เมือง จังหวัดลำปาง



ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

ประกาศนียบัตรฉบับนี้มอบไว้เพื่อแสดงว่า

สุธรรม ขาวจิว, นัฐพร ไชยญาติ, ชวโรจน์ ใจสิน, จักรพันธ์ ถาวรงามยิ่งสกุล

ได้เสนอบทความ เรื่อง การผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนจากเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพ
แบบชั้นบันไดของน้ำร้อนสันกำแพง

ในการประชุมวิชาการเรื่อง การถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ (ครั้งที่ 17)
จัดขึ้นระหว่างวันที่ 15-16 กุมภาพันธ์ 2561

ณ ลำปางรีสอร์ท อำเภอเมือง จังหวัดลำปาง

ให้ไว้ ณ วันที่ 16 กุมภาพันธ์ 2561

(ศาสตราจารย์ ดร. ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์)

ประธานการจัดประชุมวิชาการ

เรื่อง การถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ (ครั้งที่ 17)

การผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนจากเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพ
แบบชั้นบันไดของน้ำพุร้อนสันกำแพง
COMBINED COOLING HEATING AND POWER GENERATION FROM CASCADE
GEOTHERMAL ENERGY TECHNOLOGY OF SANKAMPANG HOT SPRING

สุธรรม ขาวจิว¹

รัฐพร ไชยญาติ²

ชวโรจน์ ใจสิน¹

จักรพันธ์ ภาวรามยิ่งสกุล¹

¹ วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้

² คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา ตาก

*Email: benz178tii@hotmail.com,

+66(0) 882523088

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อสำรวจข้อมูลทางกายภาพ และออกแบบระบบการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนที่ต่อกันแบบอนุกรมหรือแบบชั้นบันได โดยใช้แหล่งพลังงานความร้อนใต้พิภพของแหล่งน้ำพุร้อนสันกำแพง จากการสำรวจ พบว่า มีจำนวนหลุมเจาะทั้งหมด 5 หลุม ในปัจจุบันนำมาใช้งาน 3 หลุม ซึ่งหลุมเจาะน้ำพุร้อนหลุมที่ 1 มีศักยภาพเหมาะสำหรับนำมาออกแบบเพื่อใช้งานในระบบผลิตพลังงานร่วม โดยมีอุณหภูมิน้ำร้อนที่พื้นผิวดินประมาณ 105 °C อัตราการไหล 20 L/s น้ำพุร้อนดังกล่าวจะถูกนำมาใช้งานที่อัตราการไหลประมาณ 2.20 L/s จากผลการคำนวณและออกแบบ พบว่า สามารถนำมาผลิตไฟฟ้าโดยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ขนาดกำลังการผลิต 15 kW_e ใช้พลังงานความร้อนจากน้ำร้อน 158 kW มีประสิทธิภาพของระบบ 8.09% และระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนขนาดการทำ ความเย็น 5 TR ใช้พลังงานความร้อนจากน้ำร้อน 20.45 kW มีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ 0.86 รวมทั้งระบบแห้งแบบรวมศูนย์ขนาดการทำ ความร้อน 20 kW ใช้พัดลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 in มอเตอร์ขนาด 0.18 kW และมีปริมาณการไหลเชิงปริมาตรของลมภายในห้องอบแห้ง 5,000 m³/min ใช้พลังงานความร้อนจากน้ำร้อน 57 kW ซึ่งประสิทธิภาพของระบบผลิตพลังงานร่วมมีค่าประมาณ 23% และมีการใช้พลังงานความร้อนจากน้ำพุร้อนรวมทั้งหมด 235.45 kW

คำสำคัญ: น้ำพุร้อน วัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน ระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์

Abstract

The objective of this study is to survey and design combined cooling heating and power generation (CCHP) system when the energy source comes from geothermal energy of Sankamphang hot spring. From the survey data, there are 5 hot spring drilled holes of which 3 units are presently used. For the first hole, the temperature and the flow rate of surface hot water are 105 °C and 20 L/s, respectively. Only the flow rate of hot water around 2.20 L/s could be conducted to run a 15 kW_e organic Rankine cycle (ORC) with 158 kW supplied heat rate and the ORC efficiency is 8.09%. The hot water after running the ORC was used to generate cooling through a 5 TR absorption chiller by supplying 20.45 kW heat rate with a coefficient of performance (COP) of 0.86. The remaining heat in the hot water was supplied into a 20 kW centralized drying unit with a heat rate of 57 kW. The unit used a fan having 20 inch diameter with 0.18 kW motor for circulating 5,000 m³/min air flow rate in the drying chamber. The total efficiency of the combined system is about 23% from 235.45 kW heat rate from the hot spring.

Keyword: Hot spring, Organic Rankine cycle, Absorption chiller, Centralized drying room.

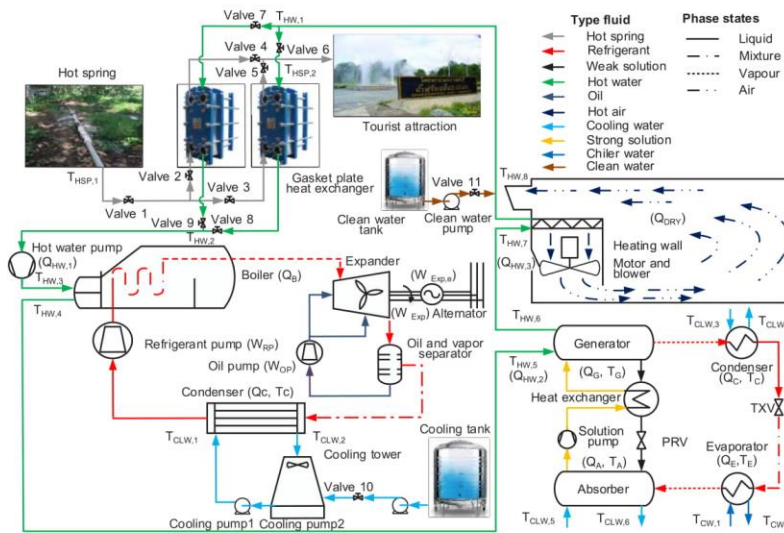


1. บทนำ

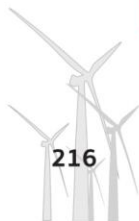
ปัจจุบันทั่วโลกกำลังประสบปัญหาเรื่องพลังงานเป็นอย่างมาก โดยเฉพาะเชื้อเพลิงน้ำมัน จากปัญหาดังกล่าวจึงได้มีการหาแหล่งพลังงานใหม่ ๆ ที่ใช้แล้วประหยัดและไม่สิ้นเปลืองไป เช่น พลังงานชีวมวล พลังงานแสงอาทิตย์ พลังงานความร้อนใต้พิภพ เป็นต้น [1] สำหรับประเทศไทยมีแผนพัฒนาและส่งเสริมการใช้พลังงานทดแทนลดการใช้พลังงานจากเชื้อเพลิงฟอสซิลในการผลิตไฟฟ้า โดยตั้งเป้าการผลิตไฟฟ้าจากพลังงานความร้อนใต้พิภพเท่ากับ 3 MW_e ในปี พ.ศ. 2579 แต่ในปัจจุบันพลังงานดังกล่าวของประเทศไทยมีกำลังการผลิตที่ 300 kW_e ซึ่งยังห่างไกลเป้าหมายค่อนข้างมาก เนื่องจากพลังงานความร้อนใต้พิภพในประเทศไทยส่วนใหญ่จะถูกนำมาใช้ประโยชน์ในเชิงการท่องเที่ยว อาทิเช่น แหล่งน้ำพุร้อนสันกำแพง จังหวัดเชียงใหม่ มีการนำน้ำพุร้อนมาใช้ในด้านการบริการสระน้ำ บริการสปา และบริการชาวน้ำ ซึ่งจะใช้น้ำพุร้อนมีอุณหภูมิไม่สูงมาก และยังคงมีการปล่อยความร้อนทิ้งจากการลดอุณหภูมิของน้ำพุร้อนก่อนนำไปใช้งานจึงมีแนวคิดที่จะนำความร้อนดังกล่าวมาใช้ประโยชน์จากการศึกษาวิจัยของ Algeria [2] ได้ศึกษาการประยุกต์ใช้วัฏจักรแรงดันอินทรีย์ในการผลิตไฟฟ้าขนาดเล็กโดยใช้ประโยชน์จากแหล่งความร้อนใต้พิภพที่มีอุณหภูมิต่ำในประเทศสโลวาเกีย (Slovakia) ซึ่งในการศึกษาใช้น้ำพุร้อนที่ป้อนให้แก่ระบบที่ 129 °C อัตราการไหล 1 kg/s และใช้สารทำงาน Isopentane ผลจากการศึกษาพบว่า วัฏจักรแรงดันอินทรีย์มีประสิทธิภาพด้านความร้อน 14.6% และสามารถผลิตพลังงานไฟฟ้าได้ประมาณ 16 kW, Ambriz-Diaz [3] ได้วิเคราะห์การผลิตไฟฟ้า การทำความเย็น และการทำความร้อนสำหรับอบแห้งผลผลิตทางการเกษตรด้วยพลังงานความร้อนใต้พิภพ

ซึ่งทำการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดยกำหนดอุณหภูมิของน้ำพุร้อนที่ป้อนให้แก่ระบบ 120 °C ผลจากการทดลองพบว่า วัฏจักรแรงดันอินทรีย์สามารถผลิตไฟฟ้าได้ 110 kW_e มีประสิทธิภาพการทำงานของระบบ 8.95% โดยระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนสามารถผลิตความเย็นได้ 40 TR มีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ 0.6 และระบบอบแห้งสามารถอบแห้งผลผลิตทางการเกษตรได้ ตัวอย่างเช่นในการอบแห้งมะเขือเทศ 500 kg มีประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ 70% ซึ่งระบบที่กล่าวมาข้างต้นจะมีประสิทธิภาพรวม 17.84% Chaiyat [4] ศึกษาศักยภาพและเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพในประเทศไทย พบว่าน้ำพุร้อน 97 แห่ง ของประเทศไทยแบ่งออกเป็น 3 กลุ่มใหญ่ ๆ คือ น้ำพุร้อนที่มีศักยภาพสูงมีอุณหภูมิสูงกว่า 80 °C สามารถนำมาใช้กับวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ในการผลิตไฟฟ้า ส่วนน้ำพุร้อนที่มีศักยภาพปานกลางมีอุณหภูมิของน้ำพุร้อนระหว่าง 60-80 °C สามารถใช้งานร่วมกับ ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน และระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ และในส่วนน้ำพุร้อนที่มีศักยภาพต่ำมีอุณหภูมิของน้ำพุร้อนต่ำกว่า 60 °C จะนิยมนำไปใช้กับแหล่งท่องเที่ยว เช่น ห้องอาบน้ำแร่ สปา ชาวน้ำ เป็นต้น จากการศึกษางานวิจัยข้างต้นพบว่า ยังไม่มีงานวิจัยใดที่ศึกษาการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนจากเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพต่อกันแบบอนุกรมหรือแบบขนานใด ดังแสดงในรูปที่ 1

ดังนั้นจึงเป็นที่มางานวิจัยนี้ที่ต้องการสำรวจข้อมูลทางกายภาพของแหล่งน้ำพุร้อนสันกำแพง และออกแบบระบบการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนจากเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพต่อกันแบบขนานใด เพื่อเป็นการใช้ประโยชน์จากพลังงานทดแทนอย่างมีประสิทธิภาพสูงสุด และเป็นแนวทางในการพัฒนาพลังงานความร้อนใต้พิภพต่อไป



รูปที่ 1 แผนภาพการประยุกต์ใช้เทคโนโลยีสมัยใหม่ร่วมกับพลังงานความร้อนใต้พิภพแบบขนานใดของน้ำพุร้อนสันกำแพง

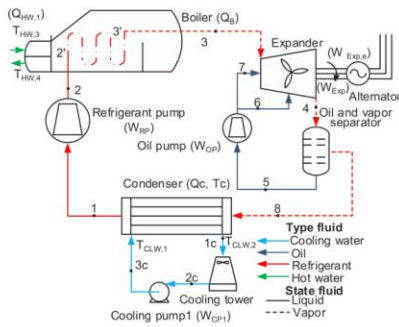


2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

ทฤษฎีเบื้องต้นของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน ระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ และการผลิตไฟฟ้าร่วมกับ การความเย็นและความร้อน มีรายละเอียดดังนี้

2.1 วัฏจักรแรงดันอินทรีย์

วัฏจักรแรงดันอินทรีย์ เป็นวัฏจักรที่ใช้ของไหลเป็นสารทำงาน สามารถทำงานด้วยการใช้พลังงานความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำมาเปลี่ยนเป็นพลังงานไฟฟ้าอย่างมีประสิทธิภาพ โดยหลักการของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์คล้ายกับหลักการของวัฏจักรจักรแรงดัน แต่ใช้สารอินทรีย์เป็นสารทำงานที่มวลโมเลกุลสูง สามารถเปลี่ยนสถานะจากของเหลวเป็นไอที่อุณหภูมิจุดเดือดต่ำ โดยมีอุปกรณ์หลัก ๆ 5 อุปกรณ์ ประกอบด้วย หม้อต้ม (Boiler) เครื่องควบแน่น (Condenser) บีมสารละลาย (Refrigerant pump) เครื่องขยายตัว (Expander) และเครื่องกำเนิดไฟฟ้ากระแสสลับ (Alternator) [5] ดังแสดงในรูปที่ 2



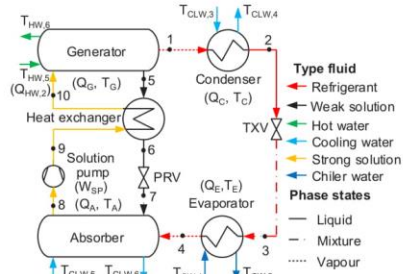
รูปที่ 2 แผนภาพอุปกรณ์ของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์

การคำนวณหาประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ทำได้โดยใช้สมการทางคณิตศาสตร์ดังต่อไปนี้

$$\eta_{ORC} = [(W_{Exp} - W_{RP} - W_{CP1} - W_{OP}) / Q_b] \quad (1)$$

2.2 ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนสามารถนำแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำมาใช้ประโยชน์ในกระบวนการผลิตความเย็นหรือน้ำเย็นเพื่อนำไปใช้งาน ซึ่งอุปกรณ์ของระบบดังกล่าวประกอบไปด้วย เครื่องระเหย (Evaporator) เครื่องควบแน่น (Condenser) เจนเนอเรเตอร์ (Generator) แอ็บซอร์เบอร์ (Absorber) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) บีมสารละลาย (Solution pump) และวาล์วลดความดัน (Thermostatic expansion valve, TXV) [6] ดังแสดงในรูปที่ 3 โดยมีหลักการการทำงาน คือ น้ำร้อนเข้าสู่เจนเนอเรเตอร์เพื่อถ่ายเทความร้อนให้สารละลาย สารทำงานที่มีจุดเดือดต่ำกว่าตัวดูดกลืนจะระเหยกลายเป็นไอ และไหลออกจากเจนเนอเรเตอร์ที่ความดันสูง ซึ่งมีความร้อนแบบดูดกลืนต้องการสารทำงานความเข้มข้นสูงผ่านเข้าสู่เครื่องระเหย



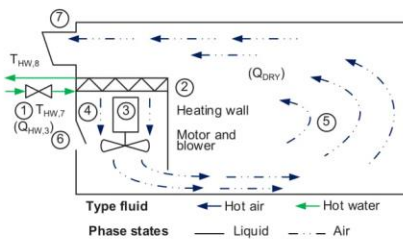
รูปที่ 3 แผนภาพอุปกรณ์ของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

สมการทางคณิตศาสตร์ในการพิจารณาสัมประสิทธิ์สมรรถนะระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน มีดังต่อไปนี้

$$COP_{Ab} = Q_E / (Q_G + W_{SP}) \quad (2)$$

2.3 ระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์

หลักการการทำงานของระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ คือ น้ำร้อนไหลผ่านวาล์วควบคุมในจุดที่ 1 ไปยังอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Drying coil) ในจุดที่ 2 และไหลออก ลมจากพัดลม (Blower) ในจุดที่ 3 จะผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทำให้อากาศร้อนขึ้นในจุดที่ 4 จากนั้นพัดลมจะเป่าอากาศร้อนไปยังพื้นที่อบแห้งผ่านผลผลิตทางการเกษตรในจุดที่ 5 เมื่อมีความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศภายในห้องสูงจะเปิดช่องลมในจุดที่ 6 เพื่อนำความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศต่ำบริเวณภายนอกเข้ามาแทนที่ โดยความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศสูงจะถูกดันออกในช่องลมจุดที่ 7 และเมื่อมีอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่เหมาะสมจะทำการปิดช่องลมในจุดที่ 6 และ 7 เพื่อให้อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่เหมาะสมหมุนเวียนภายในห้องอบแห้ง [7] โดยส่วนประกอบหลัก ๆ ของระบบที่กล่าวมาข้างต้นประกอบไปด้วย ห้องอบแห้ง อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน หม้อต้ม พัดลม และผนังแจกลม ดังแสดงในรูปที่ 4



รูปที่ 4 แผนภาพระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์

การพิจารณาประสิทธิภาพของระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ ใช้สมการทางคณิตศาสตร์ดังต่อไปนี้

$$\eta_{DRY} = Q_{DRY} / (Q_{HW,3} + W_M) \quad (3)$$



2.4 การผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความร้อนและความร้อน (Combined Cooling Heating and Power, CCHP)

การทำงานร่วมกันของวัฏจักรแรงจลนศาสตร์อินทรีย์ ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน และระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ต่อกันแบบขั้นบันได โดยใช้แหล่งพลังงานความร้อนจากแหล่งเดียวกัน ซึ่งพลังงานความร้อนที่ป้อนให้แก่ระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์มาจากระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน และพลังงานความร้อนที่ป้อนให้แก่ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน มาจากวัฏจักรแรงจลนศาสตร์อินทรีย์ ดังแสดงในรูปที่ 1 ซึ่งสามารถทำการประเมินประสิทธิภาพจากการใช้พลังงานร่วมดังสมการทางคณิตศาสตร์ต่อไปนี้

$$\eta_{CCHP} = \frac{W_{Exp,e} + Q_E + Q_{DRY}}{Q_{HW,total} + W_{P,total} + W_{Mb}} \quad (4)$$

ตารางที่ 1 เงื่อนไขเริ่มต้นการทำงานของระบบผลิตพลังงานร่วม

รายละเอียด	ข้อมูล
ระบบท่อน้ำพุร้อน	
ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นกอดได้ (E_{GP})	85%
วัฏจักรแรงจลนศาสตร์อินทรีย์	
กำลังไฟฟ้าที่ต้องการผลิต ($W_{Exp,e}$, kW _e)	15
ประสิทธิภาพของหม้อต้ม (E_G)	85%
อุณหภูมิน้ำร้อนเข้าหม้อต้ม ($T_{HW,3}$, °C)	100
อัตราการไหลของน้ำพุร้อน (\dot{m}_{HSP} , L/s)	2.20
อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องควบแน่น ($T_{CLW,1}$, °C)	32
สมการสมรรถนะของวัฏจักรแรงจลนศาสตร์อินทรีย์ [8]	$\eta_{ORC} = 0.0327 (T_{HW,3} - T_{CLW,1}) + 5.8628$
ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน	
ขนาดการทำความร้อนที่ต้องการผลิต (Q_E , TR)	5
ประสิทธิภาพของเจนเนอเรเตอร์ (E_G)	85%
อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าแอบซอร์บเจอร์ ($T_{CLW,5}$, °C)	32
อุณหภูมิสารทำงานที่เครื่องระเหย (T_E , °C)	15
อุณหภูมิสารทำงานที่เครื่องควบแน่น (T_C , °C)	35
สมการสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน [8]	$COP_{Ab} = -0.1613 (T_{HW,5} - T_C) / (T_{CLW,5} - T_E) + 1.3178$
ระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์	
อุณหภูมิแวดล้อม (°C)	30
ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (E_{HX})	85%
ความดันภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ (bar)	1
พลังงานความร้อนที่ต้องการผลิตจากระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ (Q_{DRY} , kW)	20
ประสิทธิภาพของระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ (η_{DRY}) [4]	30%

4. ผลการดำเนินงานวิจัย

4.1 ผลการสำรวจข้อมูลทางกายภาพ
ผลการสำรวจข้อมูลทางกายภาพของแหล่งน้ำพุร้อนสันกำแพง

3. วิธีการดำเนินงานวิจัย

วิธีการดำเนินงานวิจัยมีรายละเอียดในแต่ละขั้นตอนดังต่อไปนี้

3.1 สำรวจข้อมูลทางกายภาพของแหล่งน้ำพุร้อนสันกำแพง

3.2 กำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นที่ใช้ในการคำนวณและออกแบบระบบผลิตพลังงานร่วม โดยอุณหภูมิของน้ำสะอาดเมื่อได้รับความร้อนจากน้ำพุร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นกอดได้ (Gasket plate heat exchanger) มีอุณหภูมิ 100 °C และมีรายละเอียดของเงื่อนไขเริ่มต้นสำหรับระบบต่าง ๆ ดังแสดงในตารางที่ 1

3.3 คำนวณและออกแบบระบบผลิตพลังงานร่วมที่มีการต่อกันแบบอนุกรมหรือขั้นบันได

อำเภอเมื่อน จังหวัดเชียงใหม่ ตามแนวพระราชดำริ พบว่ามีการขุดเจาะน้ำพุร้อนทั้งหมด 5 หลุม ดังแสดงในรูปที่ 5 ซึ่งมีรายละเอียดดังแสดงในตารางที่ 2





หลุมเจาะที่ 1 หลุมเจาะที่ 2 หลุมเจาะที่ 3 หลุมเจาะที่ 4 หลุมเจาะที่ 5

รูปที่ 5 หลุมเจาะน้ำพุร้อนทั้ง 5 หลุม

ตารางที่ 2 ข้อมูลทางกายภาพของแหล่งน้ำพุร้อนสันกำแพง

หลุมเจาะน้ำพุร้อน	1	2	3	4	5
ข้อมูลทางกายภาพ					
ขนาดหลุมเจาะ (in)	6	4	4	4	6
ความลึกหลุมเจาะ (m)	283	70	60	60	100
อุณหภูมิน้ำร้อนที่ผิวดิน (°C)	105	105	105	95	105
อัตราการไหล (L/s)	20	20	10	0.5	20
อุณหภูมิของน้ำพุร้อนที่นำไปใช้ประโยชน์					
ปล่อยสู่ชั้นบรรยากาศ (°C)	105	-	105		
บ่อต้มไข่ (°C)	105	105	-	-	-
บ่อแช่เท้า (°C)	40	40	-	-	-
ห้องอาบน้ำ (°C)	40	40	-	-	-
สระว่ายน้ำ (°C)	40	-	-	-	-

จากการสำรวจหลุมเจาะน้ำพุร้อนทั้ง 5 หลุม พบว่า มีการใช้งานน้ำพุร้อนอยู่เพียง 3 หลุม โดยหลุมที่ 1 มีอุณหภูมิน้ำพุร้อนที่พื้นผิวดิน 105 °C อัตราการไหล 20 L/s ถูกนำไปใช้ในบ่อต้มไข่ และมีการปล่อยน้ำพุร้อนขึ้นสู่ชั้นบรรยากาศ อีกทั้งยังนำไปใช้กับบ่อแช่เท้าและสระว่ายน้ำที่อุณหภูมิที่ใช้ประมาณ 40 °C หลุมที่ 2 มีอุณหภูมิน้ำพุร้อนที่พื้นผิวดิน 105 °C อัตราการไหล 10 L/s ใช้สำหรับบ่อต้มไข่ หลังจากนั้นจะทำการปล่อยน้ำพุร้อนไปยังบ่อแช่เท้าและห้องอาบน้ำ หลุมที่ 3 มีอุณหภูมิน้ำพุร้อนที่พื้นผิวดิน 105 °C อัตราการไหล 10 L/s จะใช้ปล่อยน้ำพุร้อนขึ้นสู่ชั้นบรรยากาศเพียงอย่างเดียว หลุมที่ 4 มีอุณหภูมิน้ำพุร้อนที่พื้นผิวดิน 95 °C อัตราการไหล 0.5 L/s ซึ่งมีปริมาณการไหลที่น้อยมาก มีการเปิดใช้งานเพื่อให้ประชาชนต้มหน่อไม้ตามฤดูกาลเท่านั้น และหลุมที่ 5 ถูกปิดตัวแล้วเอาไว้เนื่องจากถ้ามีการเปิดใช้งานจะส่งผลต่อสถานที่ท่องเที่ยวแหล่งใกล้เคียง จึงไม่มีการใช้งานน้ำพุร้อนหลุมนี้

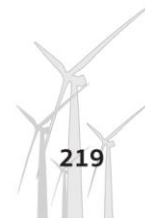
จากการศึกษา พบว่า น้ำพุร้อนหลุมที่ 1 ส่วนที่นำไปใช้งานกับบ่อแช่เท้าและสระว่ายน้ำจะถูกส่งไปยังถังพัก เพื่อให้อุณหภูมิน้ำพุร้อนลดลงก่อนนำไปใช้งาน ซึ่งความร้อนที่ถูกปล่อยทิ้งจากการลดอุณหภูมิมีศักยภาพที่เหมาะสมนำมาใช้เป็นแหล่งความร้อนในการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและการทำความร้อนก่อนปล่อยสู่แหล่งท่องเที่ยวเพื่อใช้งานดังกล่าวต่อไป

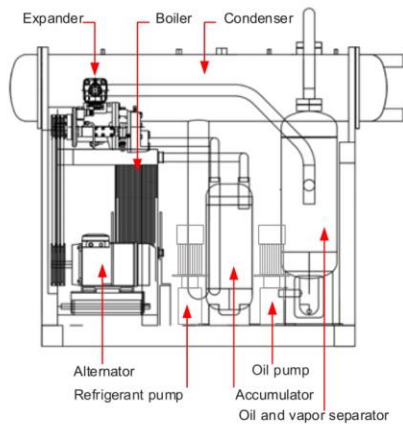
4.2 ผลการออกแบบระบบผลิตพลังงานร่วมที่มีการต่อกันแบบอนุกรมหรือขนานกัน

วัฏจักรแรงดันอินทรีย์มีขนาดการผลิตไฟฟ้า 15 kW_o มีประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่ 8.09% ซึ่งมีรายละเอียดต่าง ๆ ของระบบ ดังแสดงในตารางที่ 3 และมีลักษณะโครงสร้างของระบบดังแสดงในรูปที่ 6

ตารางที่ 3 รายละเอียดของระบบวัฏจักรแรงดันอินทรีย์

ข้อมูล	รายละเอียด
เครื่องขยายตัว	▪ เครื่องขยายตัวแบบสกอร์คู
เครื่องกำเนิด	▪ เครื่องกำเนิดไฟฟ้าแบบเหนี่ยวนำ
ไฟฟ้ากระแสสลับ	▪ แรงดัน 380 V, 3 Phase ▪ ความถี่ 50 Hz ▪ กำลังการผลิตไฟฟ้า 15 kW _o
หม้อต้ม	▪ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น ▪ อัตราการถ่ายเทความร้อน 158 kW
เครื่องควบแน่น	▪ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ▪ อัตราการถ่ายเทความร้อน 142 kW
ปั๊มสารทำงาน	▪ กำลังไฟฟ้า 1.50 kW ▪ ปั๊มน้ำมันหล่อลื่น 0.75 kW ▪ ปั๊มน้ำหล่อเย็น 2.20 kW
น้ำร้อน	▪ อุณหภูมิน้ำร้อนเข้าระบบ 100 °C ▪ อุณหภูมิน้ำร้อนออกระบบ 83 °C ▪ อัตราการไหลน้ำร้อน 2.20 L/s
ประสิทธิภาพของระบบ (η _{orc})	▪ 8.09%



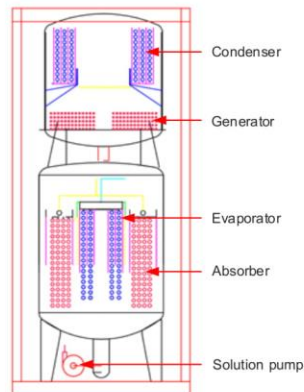


รูปที่ 6 ลักษณะโครงสร้างวัฏจักรแรงดันอินทรีย์

ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนมีขนาดการทำความร้อน 5 TR มีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบที่ 0.86 โดยรายละเอียดของระบบดังแสดงในตารางที่ 4 และมีลักษณะโครงสร้างของระบบดังแสดงในรูปที่ 7

ตารางที่ 4 รายละเอียดของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

ข้อมูล	รายละเอียด
เครื่องระเหย	<ul style="list-style-type: none"> อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อและครีป (Fin coil heat exchanger) ขนาดการทำความร้อน 5 TR (17.58 kW)
เจนเนอเรเตอร์	<ul style="list-style-type: none"> อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อและครีป อัตราการถ่ายเทความร้อน 20.45 kW
แอมบอร์ฟเบอร์	<ul style="list-style-type: none"> อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ (Coil tube heat exchanger) อัตราการถ่ายเทความร้อน 20.55 kW
เครื่องควบแน่น	<ul style="list-style-type: none"> อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ อัตราการถ่ายเทความร้อน 18.15 kW
ปั๊มสารละลาย	<ul style="list-style-type: none"> พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ 0.37 kW แรงดัน 380 V, 3 Phase ความถี่ 50 Hz
น้ำร้อน	<ul style="list-style-type: none"> อุณหภูมิน้ำร้อนเข้าระบบ 83 °C อุณหภูมิน้ำร้อนออกระบบ 75 °C อัตราการไหลน้ำร้อน 2.20 L/s
สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ (COP)	0.86

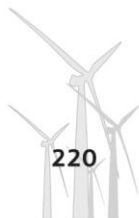


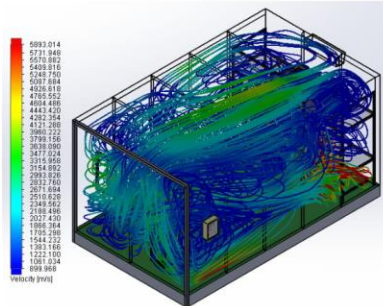
รูปที่ 7 ลักษณะโครงสร้างระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

ระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์มีขนาดการทำความร้อน 20 kW รายละเอียดของอุปกรณ์ต่าง ๆ ดังแสดงในตารางที่ 5 และทำการสร้างแบบจำลองของระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์โดยใช้โปรแกรมทางคอมพิวเตอร์ เพื่อหาความเร็วลมที่เหมาะสมสำหรับการอบแห้งผลผลิตทางการเกษตร ซึ่งพิจารณาจากพัฒนาการของอากาศร้อนแห้งหลังจากการเกษตร ๆ ที่มีขายตามท้องตลาด จากผลการจำลอง พบว่า พัฒลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 in ไซมอเตอร์ 0.18 kW ที่ปริมาณลม 5,000 m³/min เป็นขนาดที่เหมาะสมที่สุด ดังแสดงในรูปที่ 8 เนื่องจากมีการกระจายตัวของลมร้อนอย่างทั่วถึงภายในพื้นที่อบแห้ง

ตารางที่ 1 รายละเอียดของระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์

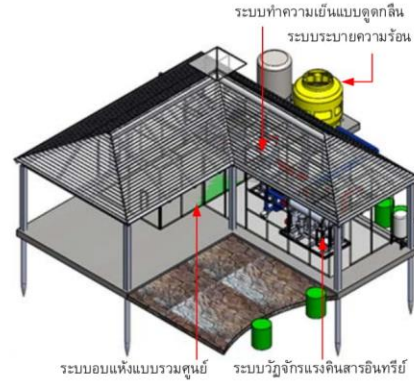
ข้อมูล	รายละเอียด
ห้องระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์	<ul style="list-style-type: none"> ขนาดกว้าง 3.60 m ยาว 6.00 m และสูง 3.00 m ผนังห้องใช้แผ่นฉนวนกันความร้อนสำเร็จรูป (Isowall) หนา 3 in
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	<ul style="list-style-type: none"> ขนาดกว้าง 0.90 m ยาว 1.20 m และสูง 0.02 m อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อและครีป (Fin tube heat exchanger) 20 kW
พัดลมและมอเตอร์	<ul style="list-style-type: none"> พัดลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 in ปริมาณลม 5,000 m³/min มอเตอร์ 0.18 kW
น้ำร้อน	<ul style="list-style-type: none"> อุณหภูมิน้ำร้อนเข้าระบบ 75 °C อุณหภูมิน้ำร้อนออกระบบ 69 °C อัตราการไหลน้ำร้อน 2.20 L/s





รูปที่ 8 ลักษณะของโครงสร้างระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์

จากการออกแบบระบบที่นำน้ำพุร้อนหลุมเจาะที่ 1 มาใช้งานกับระบบผลิตพลังงานร่วมเพื่อผลิตไฟฟ้า ทำความเย็น และความร้อน ที่ต่อกันแบบอนุกรมหรือชั้นบันได พบว่า มีการใช้น้ำพุร้อนจากหลุมดังกล่าวที่อัตราการไหล 2.20 L/s จากอัตราการไหลสูงสุด 20.00 L/s ซึ่งมีการนำมาใช้งานในปริมาณที่ค่อนข้างน้อย จึงไม่ส่งผลกระทบต่อกิจกรรมด้านการท่องเที่ยวของน้ำพุร้อนสันกำแพง โดยระบบผลิตพลังงานร่วมใช้น้ำสะอาดมาแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำพุร้อน เพื่อเพิ่มอุณหภูมิมีน้ำสะอาดขึ้นประมาณ 100 °C จากนั้นนำน้ำร้อนมาป้อนให้แก่วัฏจักรแรงดันอินทรีย์ที่ต้องการพลังงานความร้อนจากน้ำร้อน 158 kW สำหรับใช้ในกระบวนการผลิตไฟฟ้า 15 kW_e น้ำร้อนที่ออกจากระบบดังกล่าวจะมีอุณหภูมิ 83 °C (ลดลงประมาณ 17 °C) นำไปป้อนให้แก่ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน ที่ต้องการปริมาณพลังงานความร้อนจากน้ำร้อน 20.45 kW เพื่อผลิตความเย็น 5 TR (17.58 kW) จากนั้นนำร้อนที่ออกจากระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนจะมีอุณหภูมิ 75 °C (ลดลงประมาณ 8 °C) สามารถนำน้ำร้อนดังกล่าวมาป้อนให้แก่ระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ขนาดการทำความร้อน 20 kW ที่ต้องการปริมาณความร้อนจากน้ำร้อน 57 kW หลังจากนั้นน้ำร้อนที่ออกจากระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์จะมีอุณหภูมิ 69 °C (ลดลงประมาณ 6 °C) จะถูกส่งไปปรับความร้อนจากน้ำพุร้อนเพื่อเริ่มต้นกระบวนการใหม่อีกครั้ง โดยระบบผลิตพลังงานร่วมที่ต่อกันแบบอนุกรมหรือแบบชั้นบันได ต้องป้อนพลังงานความร้อนจากน้ำพุร้อนประมาณ 235.45 kW และมีประสิทธิภาพของระบบผลิตพลังงานร่วม (η_{comb}) 23% ทั้งนี้ น้ำพุร้อนที่ออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวในข้างต้นจะถูกส่งไปพักยังถังพัก เพื่อให้อุณหภูมิลดลงก่อนปล่อยสู่แหล่งท่องเที่ยว ซึ่งเป็นการใช้พลังงานความร้อนใต้พิภพอย่างมีประสิทธิภาพสูงสุด และจากผลของการออกแบบโรงเรือนโดยใช้โปรแกรมทางคอมพิวเตอร์ขนาดโรงเรือนที่เหมาะสมจะมีขนาดกว้าง 10.55 m ยาว 12.30 m สูง 6.80 m และพื้นหนา 0.30 m ส่วนฐานวางระบบระบายความร้อนจะอยู่ด้านหลังโรงเรือน มีขนาดกว้าง 2.50 ยาว 4.00 และหนา 0.20 m ดังแสดงในรูปที่ 9



รูปที่ 9 ลักษณะของโรงเรือนที่ได้ทำการออกแบบ

โดยรายละเอียดราคาอุปกรณ์ต่าง ๆ ของระบบการผลิตไฟฟ้า ร่วมกับการทำความเย็นและความร้อน จากเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพแบบชั้นบันไดของน้ำพุร้อนสันกำแพง แสดงในตารางที่ 6

ตารางที่ 6 รายละเอียดราคาอุปกรณ์

ลำดับ	อุปกรณ์	(Baht)
1.	โรงเรือน	700,000
2.	ห้องติดตั้งระบบผลิตไฟฟ้าและระบบปรับอากาศ	150,000
3.	ระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์	250,000
4.	วัฏจักรแรงดันอินทรีย์	1,500,000
5.	ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน	500,000
6.	ระบบจ่ายน้ำพุร้อน ระบบจ่ายน้ำสะอาด	500,000
7.	ห้องฝังระบบระบายความร้อน	150,000
ราคารวมทั้งหมด		3,750,000

5. สรุปผลการวิจัย

จากผลการวิจัยสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

1. หลุมเจาะน้ำพุร้อนที่ 1 มีอุณหภูมิของน้ำพุร้อนที่พื้นผิวดิน 105 °C อัตราการไหล 20 L/s เหมาะสำหรับนำมาออกแบบการใช้งานของระบบผลิตพลังงานร่วมต่อกันแบบอนุกรมหรือแบบชั้นบันได โดยมีกาใช้ปริมาณของน้ำพุร้อนที่อัตราการไหล 2.20 L/s



2. ระบบวัฏจักรแรงดันอินทรีย์มีขนาดการผลิตไฟฟ้า 15 kW_e ใช้พลังงานความร้อนจากน้ำร้อน 158 kW และมีประสิทธิภาพการทำงานของระบบ 8.09%

3. ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนมีขนาดการทำความร้อน 5 TR ใช้พลังงานความร้อนจากน้ำร้อน 17 kW และมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ 0.86

4. ระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์มีขนาดการทำความร้อน 20 kW ใช้พัดลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 in มอเตอร์ 0.18 kW ปริมาณลม 5,000 m³/min และใช้พลังงานความร้อนจากน้ำร้อน 57 kW

5. ระบบผลิตพลังงานร่วมที่มีการต่อกันแบบอนุกรมหรือชั้นบันได ใช้พลังงานความร้อนจากน้ำพุร้อนรวมทั้งหมด 235.45 kW และมีประสิทธิภาพของระบบผลิตพลังงานร่วม 23%

6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณวิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้ ภายใต้ "โครงการผลิตและพัฒนาศึกษานิเทศก์ทางด้านพลังงานทดแทน ในกลุ่มประเทศอาเซียนสำหรับนักศึกษาระดับบัณฑิตศึกษา" และโครงการการผลิตไฟฟ้าร่วมกับกิจการทำความเย็นและความร้อนแบบชั้นบันไดจากพลังงานความร้อนใต้พิภพในประเทศไทย กองทุนเพื่อส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงานสำนักงานนโยบายและพลังงานปี 2560 กระทรวงพลังงานที่มอบทุนการสนับสนุนสำหรับการดำเนินงานวิจัย

7. งานวิจัยอ้างอิง

- [1] กระทรวงพลังงาน. (2546). คู่มือผู้สอนพลังงานและสิ่งแวดล้อม, พิมพ์ครั้งที่ 2
- [2] Algieri A. and Sebo J. (2017). Energetic Investigation of Organic Rankine Cycles (ORCs) for the Exploitation of Low-Temperature Geothermal Sources—A possible application in Slovakia, *Procedia Computer Science*, 109, 833–840.
- [3] Ambriz-Díaz V., Rubio-Maya C., Pacheco Ibarra J., Gonzalez G., Patino J. (2017). Analysis of a sequential production of electricity, ice and drying of agricultural products by cascading geothermal energy, *International Journal of Hydrogen Energy*, 42, 18092-18102.
- [4] Chaiyat N., Chaichana C., Singharajwarapan F. (2014). Geothermal Energy Potentials and Technologies in Thailand, *Journal of Fundamentals of Renewable Energy and Applications*, 1-9.
- [5] นัฐพร ไชยญาติ. (2560). การออกแบบระบบพลังงานทดแทน (*Renewable Energy System Design*), วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้, สำนักพิมพ์: มหาวิทยาลัยแม่โจ้, พิมพ์ครั้งที่ 4
- [6] นัฐพร ไชยญาติ. (2560). การนำความร้อนทิ้งกลับคืน (*Waste Heat Recovery*), วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้, สำนักพิมพ์: มหาวิทยาลัยแม่โจ้, พิมพ์ครั้งที่ 3
- [7] นัฐพร ไชยญาติ. (2560). เทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพ (*Geothermal Energy Technology*), วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้, สำนักพิมพ์: มหาวิทยาลัยแม่โจ้, พิมพ์ครั้งที่ 6

[8] Chaiyat N., Kiatsirirot T. (2015). Analysis of combined cooling heating and power generation from organic Rankine cycle and absorption system, *Energy*, 91, 363-370.

[9] อติศักดิ์ คงคา และนัฐพร ไชยญาติ. (2559). การศึกษาศักยภาพการผลิตไฟฟ้าโดยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์กรณีศึกษา กิจการของน้ำพุร้อนสันกำแพง จังหวัดเชียงใหม่, *การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 12*, 1194-1201.

8. รายการสัญลักษณ์

สัญลักษณ์

T	อุณหภูมิ (°C)
Q	อัตราการถ่ายเทความร้อนด้านพลังงาน (kW)
C _p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะ (kJ/kg·K)
W	กำลังไฟฟ้า (kW _e)

ตัวกรีก

η	ประสิทธิภาพด้านพลังงาน (%)
ε	ประสิทธิภาพด้านพลังงาน (%)
ṁ	อัตราการไหล (kg/s)

ตัวห้อย

Ab	ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน
B	หม้อต้ม
C	คอนเดนเซอร์
CCHP	การผลิตไฟฟ้าร่วมกับกิจการทำความเย็นและความร้อน
CW	น้ำเย็น
CLW	น้ำหล่อเย็น
DRY	ระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์
e	ไฟฟ้า
E	เครื่องระเหย
Exp	เครื่องขยายตัว
G	เจนเนอเรเตอร์
GP	อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นถอดได้
H	ความดันด้านสูง
HSP	น้ำพุร้อน
HW	น้ำร้อน
HX	อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
L	ความดันด้านต่ำ
Mb	มอเตอร์และพัดลม
P	ปั๊ม
ORC	ระบบวัฏจักรแรงดันอินทรีย์



บทความทางวิชาการที่ 2

- ชื่อผู้แต่ง: สุธรรม ชาวจ้าว
นัฐพร ไชยญาติ
ชวโรจน์ ใจสิน
จักรพันธ์ ถาวรงามยิ่งสกุล
- ชื่อบทความ: การวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณของระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์จากพลังงานความร้อนใต้พิภพของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพง อำเภอแม่อน ตามพระราชดำริ
Computational Fluid Dynamics of Centralized Drying Room from Geothermal Energy of San Kamphaeng Hot Spring, Mea-on District, Under the Royal Initiative of His Majesty the King
- ชื่อวารสาร: การประชุมวิชาการระดับชาติ IAMBEST ครั้งที่ 3
The 3rd National Conference on Informatics, Agriculture, Management, Business Administration, Engineering, Science and Technology
- เล่มที่: หน้า 443-454, ระหว่างวันที่ 24-25 พฤษภาคม 2561, ณ โรงแรม Loft Mania Boutique Hotel อำเภอเมือง จังหวัดชุมพร



การประชุมวิชาการระดับชาติ ประจำปี ๒๕๖๑ (ครั้งที่ ๓)
ด้านสารสนเทศ การจัดการ บริหารธุรกิจ วิศวกรรมศาสตร์ วิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี
Multi National Conference on Informatics, Agriculture, Management, Business administration,
Engineering, Sciences and Technology (IAMBEST)

เกียรติบัตรฉบับนี้ ให้ไว้เพื่อแสดงว่า

สุธรรม ขาวจิว นัฐพร ไชยญาติ ชวโรจน์ ใจสิน และจักรพันธ์ ภาวรางามยิ่งสกุล

ได้เข้าร่วมนำเสนอบทความวิจัย ภาคบรรยาย

เรื่อง “การวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณของระบบแห้งแบบรวมศูนย์จากพลังงานความร้อนใต้
พิภพของกิจการนำปุ๋ยอินทรีย์กากแอมโมเนีย ตามพระราชดำริ”

วันที่ ๒๔ - ๒๕ พฤษภาคม ๒๕๖๑

ณ ลพพิ์ มาเนีย บูทีค โฮเทล อำเภอเมือง จังหวัดชุมพร

(ศาสตราจารย์ ดร.สุชีวีร์ สุวรรณสวัสดิ์)

อธิการบดี สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

การประชุมวิชาการระดับชาติ IAMBEST ครั้งที่ 3
The 3rd National Conference on Informatics, Agriculture, Management,
Business Administration, Engineering, Science and Technology



การวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณของระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์จากพลังงานความร้อนใต้พิภพ
ของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพง อำเภอแม่อน ตามพระราชดำริ
Computational Fluid Dynamics of Centralized Drying Room from Geothermal Energy
of Sankamphaeng Hot Spring, Mea-On District, Under the Royal Initiative of His Majesty the King

สุธรรม ชาวจึง¹ นัฐพร ไชยญาติ^{1*} ชวโรจน์ ใจสิน¹ และ จักรพันธ์ ธารงามยิ่งสกุล²
Sutham Chao-ngew¹, Nattaporn Chaiyat^{1*}, Chawaraj Jaisin¹ and Chakkraphan Thawonggamyingsakul²

¹วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้

²คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา ตาก

¹School of Renewable Energy, Maejo University

²Faculty of engineering, Rajamangala University of Technology Lanna Tak

*Corresponding author: benz178tii@hotmail.com

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาการกระจายลมร้อนภายในระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ ด้วยการจำลองพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ โดยใช้โปรแกรม Solidworks (Flow simulation) และออกแบบระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่มีขนาดกว้าง 3.60 m ยาว 6.00 m และสูง 3.00 m เพื่อพิจารณาความเร็วลม อุณหภูมิภายในระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ และขนาดพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนที่เหมาะสม ในการจ่ายลมร้อนให้แก่ระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ ซึ่งพิจารณาพัดลม 7 ขนาด อันประกอบไปด้วย 16 20 24 32 36 38 และ 40 inch ผลการศึกษาพบว่า พัดลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 inch ที่มีปริมาตรลม 155 cmm และความเร็วลมโดยเฉลี่ยภายในห้องอบ 1.86 m/s มีความเหมาะสมมากที่สุด เนื่องจากมีการกระจายลมร้อนอย่างทั่วถึงและสม่ำเสมอ ณ บริเวณพื้นที่อบแห้ง โดยมีอุณหภูมิลมร้อนภายในระบบประมาณ 70°C และอุณหภูมิผิวภายนอกระบบประมาณ 40 °C

คำสำคัญ: ระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ น้ำพุร้อน พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

Abstract

This research studies hot air distribution in a centralized drying room by using computational fluid dynamics (CFD) of Solidworks (Flow simulation). The centralized drying room at sizing 3.60 m x 6.00 m x 3.00 m is designed for evaluating the wind speed, hot air temperature in drying room and the optimal axial fan sizing for ventilating hot air in the centralized drying room, which consists of 7 fan diameters as 16, 20, 24, 32, 36, 38 and 40 inch. From the study results, the 20 inch of fan diameter at air volume 155 cmm and average wind speed 1.86 m/s was the optimal sizing, because this axial fan size shown the best ventilating in the overall drying area by having hot air temperature in drying room temperatures around 70 °C and the outside surface drying room temperatures around 40 °C.

Keywords: Centralized drying room, Hot spring, Computational fluid dynamics

บทนำ

พลังงานความร้อนได้พิภพเป็นแหล่งพลังงานตามธรรมชาติชนิดหนึ่ง ที่สามารถพัฒนาเพื่อใช้ประโยชน์ได้หลากหลาย เช่น การนำพลังงานดังกล่าวในรูปแบบของน้ำพุร้อนมาใช้งานร่วมกับระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ แต่เนื่องจากแหล่งน้ำพุร้อนในแต่ละพื้นที่มีศักยภาพต่างกัน ทำให้ระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์มีขนาดและอุปกรณ์ภายในระบบที่ไม่แน่นอน ตามศักยภาพของน้ำพุร้อนและผลิตภัณฑ์ที่ใช้ออบแห้ง การนำโปรแกรมจำลองพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณมาใช้ในการออกแบบ จึงเป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่น่าสนใจอีกทั้งยังสามารถแก้ไขปัญหาดังกล่าวได้อย่างมีประสิทธิภาพ (นัฐพร, 2559) ดังเช่น งานวิจัยของ สายธาร (2560) ได้ทำการวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเพื่อหาแบบแปลนที่เหมาะสมของห้องอบแห้งทั้งหมด 6 ขนาด โดยใช้ความร้อนทิ้งหรือไอเสียมาใช้เป็นแหล่งความร้อนสำหรับอบแห้งเซรามิค จากการศึกษาพบว่า ห้องอบแห้งรูปแบบที่ 1 มีการกระจายตัวของลมอย่างทั่วถึงและมีปริมาณลมสูงสุดที่ 21.79 m/s Pintana et al. (2017) ได้ออกแบบและปรับปรุงการกระจายตัวของอากาศภายในห้องอบแห้งข้าวแต่นี่ที่มีการใช้ชีวมวลเป็นแหล่งความร้อน จากผลการวิเคราะห์และนำไปทำการทดสอบพบว่า ความชื้นของข้าวแต่นี่ลดลงประมาณ 10% สามารถลดต้นทุนในกระบวนการอบแห้งได้ Misha et al. (2013) ได้ทำการทำนายความสม่ำเสมอของอากาศของการอบแห้งในเครื่องอบกระดาษแบบถาดทั้งหมด 21 ถาด ผลการศึกษาพบว่า ผลิตภัณฑ์ที่ได้รับความเร็วลมสูง คือ ผลิตภัณฑ์ในถาดที่ 1 7 8 และ 15 โดยมีความเร็วลมเฉลี่ยบริเวณถาดประมาณ 0.38 m/s Onimisi et al. (2016) ได้เพิ่มประสิทธิภาพให้กับเครื่องอบแห้งอาหารเนกประสงค์ โดยสร้างแบบจำลองของเครื่องอบแห้งซึ่งไม่มีการติดตั้งถาดภายในห้องอบ และมีเครื่องเป่าอากาศขนาดกว้าง 1.0 m ยาว 1.2m และสูง 0.6 m ผลการศึกษาพบว่า จากการป้อนอากาศที่มีอุณหภูมิ 40 50 และ 60°C ที่ความเร็วลม 26 m/s ผลการศึกษาพบว่า อุณหภูมิโดยเฉลี่ยของระบบเท่ากับ 33.24 42.84 และ 52.79°C. ตามลำดับ โดยความเร็วลมเฉลี่ยภายในระบบมีค่าเฉลี่ย 1.97 m/s ความเร็วลมบริเวณทางออกของระบบ 48.744 m/s และมีความดันในระบบสูงสุด 653.32 Pa. ชุลกิปลี และคณะ (2555) ศึกษาการกระจายตัวของกระแสน้ำของโรงอบยางพารา โดยใช้แหล่งความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์และชีวมวล ซึ่งมีการกำหนดความเร็วลมบริเวณทางเข้าที่ 4.96 m/s และทางออก 0.26 m/s และเปรียบเทียบอุณหภูมิและความเร็วในช่วงเวลากลางวันและกลางคืนจำนวน 18 จุด ผลการศึกษาพบว่า อุณหภูมิของผลการทดสอบจริงและแบบจำลองมีความแตกต่างระหว่าง 0.03-1.51°C และ 0.05-4.451 ตามลำดับ Yohana et al (2018) ได้วิเคราะห์ความเร็วลมที่เหมาะสมที่สุดในห้องอบแห้งชาเขียว จากเครื่องอบแห้งแบบฟลูอิดซ์เบด โดยมีเงื่อนไขเริ่มต้น คือ อุณหภูมิบริเวณทางเข้า 130°C ความเร็วลมบริเวณทางเข้า 2.6 m/s ความดัน 2.5506 bar ผลการศึกษาพบว่า ความเร็วของไหลที่เหมาะสมมีค่าเฉลี่ย 1.81 m/s

จากงานวิจัยที่กล่าวมาในข้างต้นยังไม่มียานวิจัยใดทำการวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณของระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์จากพลังงานความร้อนได้พิภพของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพง อำเภอแม่ฮ่องสอน ตามพระราชดำรินั้นจึงเป็นที่มาของงานวิจัยนี้ที่ต้องการศึกษาการกระจายลมร้อนของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนภายในระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์

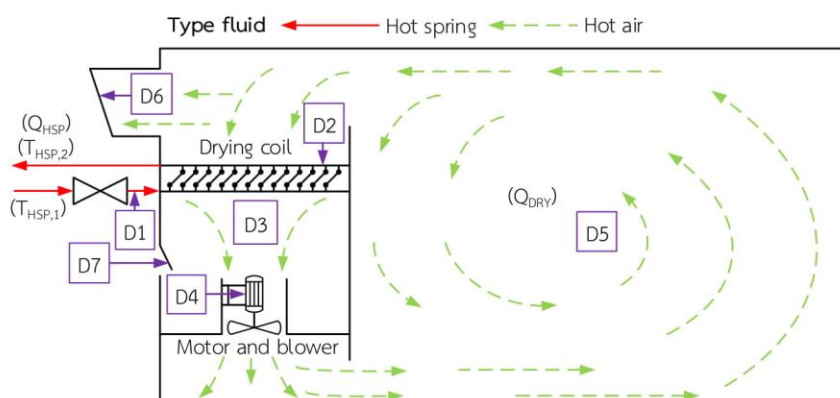
ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

1. ระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์

ระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ดังแสดงในรูปที่ 1 มีหลักการ คือ น้ำพุร้อน ($T_{HSP,1}$) ในจุดที่ D1 จะถูกส่งไปยังอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Drying coil) จุดที่ D2 และไหลออก ($T_{HSP,2}$) จากนั้นพัดลมจุดที่ D3 จะดูดลมร้อนผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ส่งผลให้อุณหภูมิบริเวณจุดที่ D4 สูงขึ้น และเป่าลมร้อนไปยังจุดที่ D5 สำหรับใช้ในการอบแห้ง นอกจากนี้ในกระบวนการอบแห้งจะเกิดความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศสูง จึงมีปล่องสำหรับระบายอากาศใน

จุด D6 และมีปล่องอากาศเข้าเพื่อนำความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศต่ำภายนอกเข้ามาแทนที่ในจุดที่ D7 [นัฐพร, 2560] สามารถคำนวณหาประสิทธิภาพของระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ได้ดังสมการต่อไปนี้

$$\eta_{DRY} = \frac{Q_{DRY}}{Q_{HSP} + W_{Mb}} \quad (1)$$



รูปที่ 1 ระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์

2. สมการควบคุมและการจำลองแบบการไหลแบบปั่นป่วน

การจำลองแบบการกระจายอุณหภูมิจำนวนมากสามารถคำนวณได้จากสมการอนุรักษ์มวล สมการอนุรักษ์โมเมนตัมและสมการอนุรักษ์พลังงาน (ซุลกิพลี และคณะ, 2555) ดังแสดงสมการต่อไปนี้

- สมการต่อเนื่อง

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (2)$$

- สมการโมเมนตัม

$$\frac{\partial (\rho \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_j \bar{u}_i) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho u'_j u'_i \right] - \rho \beta (\bar{T} - \bar{T}_{ref}) \quad (3)$$

- สมการพลังงาน

$$\frac{\partial (\rho \bar{T})}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_j \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} - \rho u'_j T' \right] \quad (4)$$

วิธีการศึกษา

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณของระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์จากพลังงานความร้อนใต้พิภพของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพงฯ โดยใช้โปรแกรม Solidworks (Flow Simulation) ซึ่งมีรายละเอียดในแต่ละขั้นตอนดังแสดงต่อไปนี้

1. ออกแบบและสร้างแบบจำลองของระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ รายละเอียดของอุปกรณ์ที่ใช้ในการออกแบบดังแสดงในตารางที่ 1

ตารางที่ 1 รายละเอียดของอุปกรณ์ที่ใช้ในการออกแบบระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์

ข้อมูล	รายละเอียด
ห้องระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์	<ul style="list-style-type: none"> ▪ ขนาดกว้าง 3.60 m ยาว 6.00 m และสูง 3.00 m ▪ ผนังห้องใช้แผ่นฉนวนกันความร้อนสำเร็จรูป (Isowall) หนา 3 in ▪ ฐานระบบทำจากคอนกรีตผสมเสร็จเคลือบด้วยโพลียูรีเทน (Polyurethane)
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	<ul style="list-style-type: none"> ▪ ขนาดกว้าง 0.90 m ยาว 1.20 m และสูง 0.20 m ▪ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อและครีบ (Fin tube heat exchanger)
พัดลม	<ul style="list-style-type: none"> ▪ พัดลมแบบหมุนตามแนวแกน
ผนังแจกลม	<ul style="list-style-type: none"> ▪ ขนาดกว้าง 0.955 m ยาว 3.450 m และสูง 2.500 m ▪ โครงสร้างผนังแจกลมใช้เหล็กกล่องสี่เหลี่ยมจัตุรัสขนาด 5.00 cm หนา 0.23 cm และเหล็กกล่องสี่เหลี่ยมผืนผ้าขนาด 2.50 x 5.00 cm หนา 0.15 cm ▪ ผนังแจกลมใช้แผ่นสังกะสีหนา 0.10 cm

2. วิเคราะห์ความเร็วลมจากพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนที่เหมาะสมของระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ โดยเงื่อนไขที่ใช้ในการวิเคราะห์ดังแสดงในตารางที่ 2

ตารางที่ 2 เงื่อนไขเริ่มต้นที่ใช้ในการวิเคราะห์ความเร็วลม

พัดลมแบบหมุนตามแนวแกน				
ขนาด (in)	มอเตอร์ (kW)	ความเร็วรอบ (rpm)	ปริมาณลม (cmm)	ความดัน (bar)
16	0.25	1,450	63.67	0.00090
20	1.50	1,450	155.00	0.00225
24	2.20	1,450	250.00	0.00260
28	3.00	1,450	341.67	0.00275
32	5.50	1,450	508.33	0.00359
36	4.00	960	585.00	0.00263
40	7.50	960	803.33	0.00324

3. วิเคราะห์ความเร็วลมจากพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนที่เหมาะสมของระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ กรณีติดตั้งชั้นตะแกรง 1 และ 2 ชั้น มีขนาดกว้าง 1.3 m ยาว 2.0 m สูง 1.0 m และ 1.60 m

4. พิจารณาอุณหภูมิและการสูญเสียความร้อนของระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ โดยมีเงื่อนไขที่ใช้พิจารณาดังแสดงในตารางที่ 3

ตารางที่ 3 เงื่อนไขเริ่มต้นที่ใช้พิจารณาอุณหภูมิและการสูญเสียความร้อนของระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์

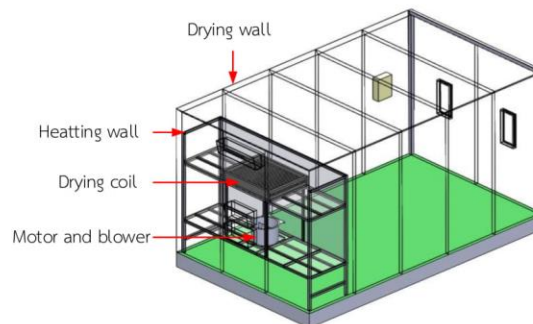
ข้อมูล	ค่าที่ป้อน	หน่วย
อุณหภูมิภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์	70	°C
อุณหภูมิแวดล้อม	35	°C
สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของคอนกรีต	1.63	W/m·K
สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของสแตนเลส	16	W/m·K
สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของเหล็ก	43	W/m·K
สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของทองแดง	396	W/m·K
สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของแผ่นฉนวนโพลีสไตรีน	0.082	W/m·K
สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของสังกะสี	113	W/m·K

ผลการศึกษาและวิจารณ์

จากผลการออกแบบ การวิเคราะห์ความเร็วลม และการกระจายตัวของอุณหภูมิภายในระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ดังแสดงในหัวข้อต่อไปนี้

ผลการออกแบบและสร้างแบบจำลองของระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์

ในการออกแบบโครงสร้างและลักษณะของระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์มีลักษณะดังแสดงในรูปที่ 2

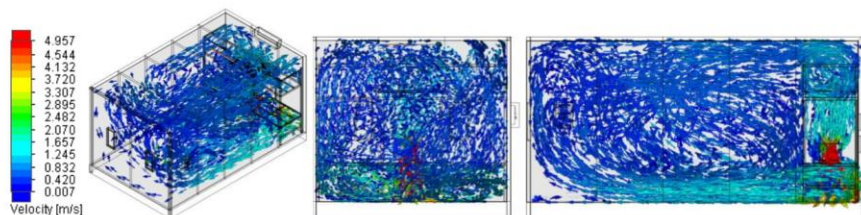


รูปที่ 2 ลักษณะของระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่ได้ทำการออกแบบ

ผลการวิเคราะห์ความเร็วลมจากพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนที่เหมาะสม

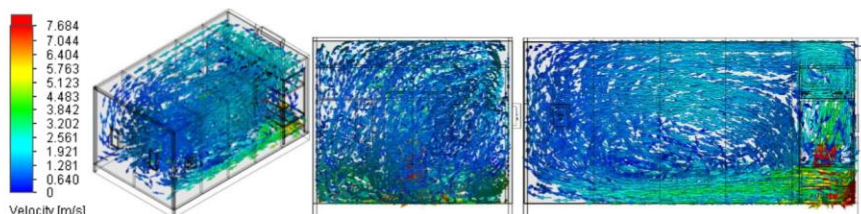
ในการพิจารณาความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนทั้งหมด 7 ขนาด ประกอบไปด้วยพัดลมที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 16 20 24 28 32 36 และ 40 inch ซึ่งลักษณะความเร็วลมของพัดลมแต่ละขนาดดังแสดงต่อไปนี้

จากรูปที่ 3 แสดงถึงลักษณะความเร็วลมที่กระจายตัวภายในระบบบ่อแห้งแบบรวมศูนย์ของพัดลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 16 inch พบว่า ความเร็วลมโดยเฉลี่ยประมาณ 0.87 m/s นั้นไม่สามารถกระจายลมร้อนไปยังบริเวณด้านหน้าของพื้นที่อบแห้งอย่างทั่วถึงได้



รูปที่ 3 ลักษณะความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 16 inch

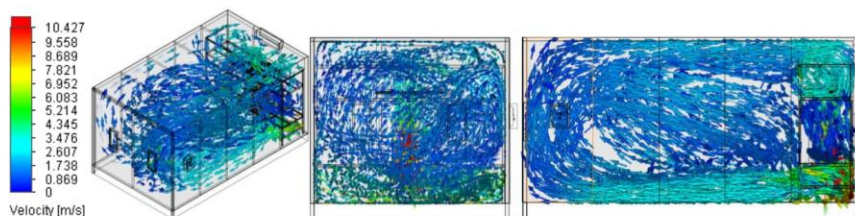
จากรูปที่ 4 แสดงถึงลักษณะความเร็วลมที่กระจายตัวภายในระบบบ่อแห้งแบบรวมศูนย์ของพัดลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 inch ผลการจำลองพบว่า มีการกระจายตัวอย่างที่ทั่วถึงและสม่ำเสมอภายในระบบบ่อแห้งแบบรวมศูนย์ ซึ่งมีค่าความเร็วลมโดยเฉลี่ยอยู่ที่ประมาณ 1.86 m/s



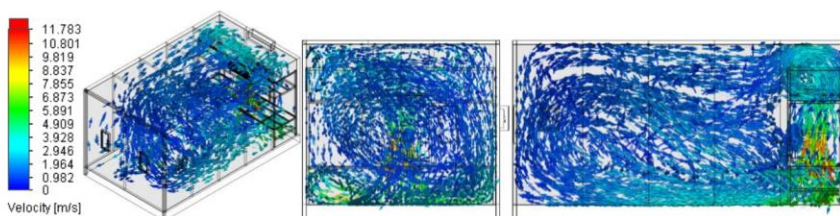
รูปที่ 4 ลักษณะความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 in

จากรูปที่ 5 แสดงถึงลักษณะความเร็วลมที่กระจายตัวภายในระบบบ่อแห้งแบบรวมศูนย์ของพัดลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 24 inch พบว่า ความเร็วลมของพัดลมขนาดดังกล่าวมีค่าเฉลี่ยประมาณ 2.37 m/s มีลักษณะการกระจายตัวของลมที่ไม่ทั่วถึงในบริเวณพื้นที่อบแห้ง โดยลมที่ไหลไปยังด้านหลังพื้นที่อบแห้งจะวนกลับมายังด้านหน้าพื้นที่อบแห้งทันที ทำให้เกิดจุดบอดของลมและมีปริมาณของลมที่น้อยในบริเวณด้านหน้าพื้นที่อบแห้ง

จากรูปที่ 6 แสดงถึงลักษณะความเร็วลมที่กระจายตัวภายในระบบบ่อแห้งแบบรวมศูนย์ของพัดลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 28 inch พบว่า ความเร็วลมของพัดลมขนาดดังกล่าวมีค่าเฉลี่ยประมาณ 2.50 m/s ทำให้ทิศทางการไหลของลมกระจายไปยังด้านข้างของพื้นที่อบแห้งเป็นส่วนใหญ่ จึงส่งผลให้บริเวณจุดกึ่งกลางของพื้นที่อบแห้งมีปริมาณลมค่อนข้างน้อย

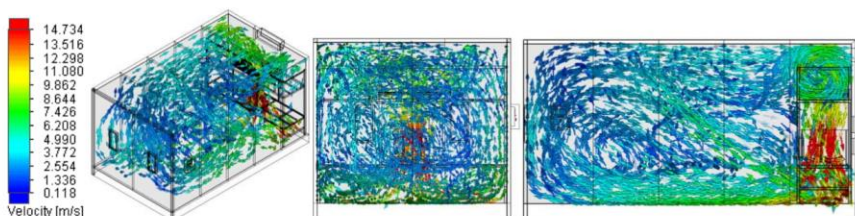


รูปที่ 5 ลักษณะความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 24 inch



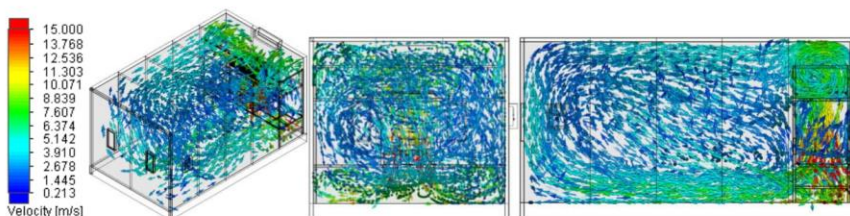
รูปที่ 6 ลักษณะความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 28 inch

จากรูปที่ 7 แสดงถึงลักษณะความเร็วลมที่กระจายตัวภายในระบบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ของพัดลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 32 inch พบว่า ความเร็วลมของพัดลมขนาดดังกล่าวมีค่าเฉลี่ยประมาณ 4.85 m/s เป็นความเร็วลมในปริมาณที่มากอีกทั้งยังมีความดันในปริมาณที่มากและมีความเร็วของลมไม่คงที่ จึงส่งผลให้การกระจายตัวของลมไม่สม่ำเสมอภายในบริเวณพื้นที่อบแห้ง



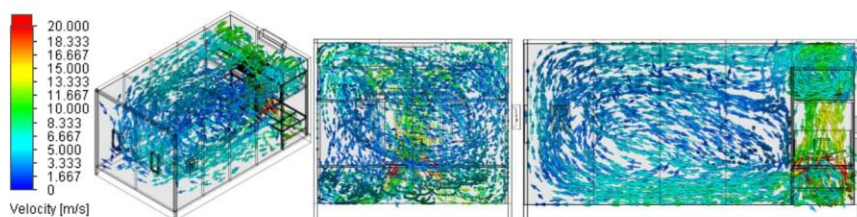
รูปที่ 7 ลักษณะความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 32 inch

จากรูปที่ 8 แสดงถึงลักษณะความเร็วลมที่กระจายตัวภายในระบบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ของพัดลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 36 inch ผลการจำลองพบว่า ความเร็วลมของพัดลมขนาดดังกล่าวมีค่าโดยเฉลี่ย 5.21 m/s มีลักษณะการกระจายลมไปทิศทางเดียวกันจึงไม่สามารถกระจายลมให้ทั่วถึงภายในพื้นที่อบแห้งได้



รูปที่ 8 ลักษณะความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 36 inch

จากรูปที่ 9 แสดงถึงลักษณะความเร็วลมที่กระจายตัวภายในระบบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ของพัดลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 40 inch พบว่า พัดลมดังกล่าวมีขนาดใหญ่โดยมีความเร็วเฉลี่ยประมาณ 6.25 m/s ส่งผลให้ลักษณะความเร็วลมไปยังบริเวณพื้นที่อบแห้งด้านหน้าและถูกพัดลมดูดมารับความร้อนเป็นส่วนใหญ่ และการกระจายตัวของลมไม่ทั่วถึง ณ บริเวณพื้นที่อบแห้ง



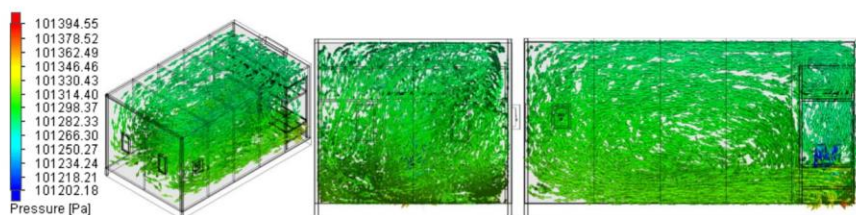
รูปที่ 9 ลักษณะความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 40 inch

จากการวิเคราะห์ความเร็วลมของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนทั้ง 7 ขนาด เมื่อนำลักษณะของการกระจายตัวของลมมาเปรียบเทียบดังแสดงในรูปที่ 3-9 พบว่า พัดลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 inch เป็นขนาดพัดลมที่เหมาะสมมากที่สุด เนื่องจากความเร็วลมจากพัดลมขนาดดังกล่าว มีปริมาณที่เหมาะสมทำให้ลมมีการกระจายตัวอย่างทั่วถึงและสม่ำเสมอภายในระบบบอบแห้งแบบรวมศูนย์

ตารางที่ 4 ความดันตกคร่อมโดยเฉลี่ยของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนทั้ง 7 ขนาด ในระบบบอบแห้งแบบรวมศูนย์

พัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (in)	ความดัน (Pa)
16	101,361.65
20	101,294.61
24	101,441.36
28	101,398.72
32	101,587.09
36	101,493.20
40	101,622.87

นอกจากนั้นได้ทำการวิเคราะห์ความดันตกคร่อมโดยเฉลี่ยของพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนทั้ง 7 ขนาด ดังแสดงในตารางที่ 4 พบว่า พัดลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 inch ดังแสดงในรูปที่ 10 มีความดันภายในระบบที่ค่อนข้างคงที่ อีกทั้งยังมีค่าความดันตกคร่อมน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนทั้ง 6 ขนาด ส่งผลให้มีการกระจายตัวของลมอย่างทั่วถึงภายในพื้นที่ออบแห้ง และพัดลมขนาดดังกล่าวจะถูกนำมาวิเคราะห์ความเร็วลมอีกครั้ง เพื่อหาความเหมาะสมในกรณีที่มีการติดตั้งชั้นตะแกรงภายในระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์

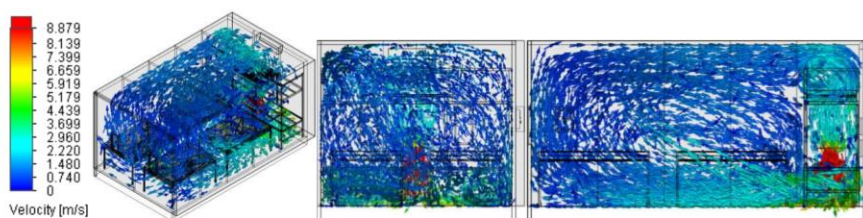


รูปที่ 10 ลักษณะความดันจากพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 inch

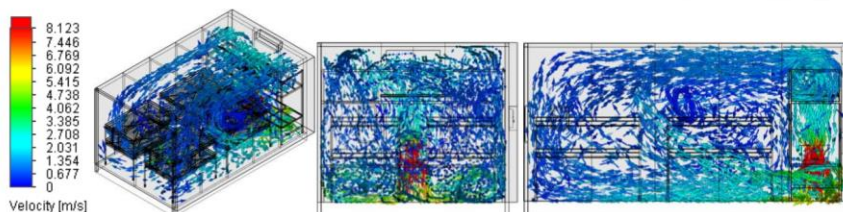
ผลการวิเคราะห์ความเร็วลมกรณีที่มีการติดตั้งชั้นตะแกรง

ผลการวิเคราะห์ความเร็วลมจากพัดลมแบบหมุนตามแนวแกนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 inch กรณีที่มีการติดตั้งชั้นตะแกรง 1 และ 2 ชั้น มีขนาดกว้าง 1.3 m ยาว 2.0 m สูง 1.0 m และ 1.60 m ดังแสดงต่อไปนี้

จากรูปที่ 11 จะเห็นได้ว่าการติดตั้งชั้นตะแกรง 1 ชั้น จำนวน 4 ตัว มีลักษณะการกระจายตัวของลมอย่างทั่วถึงบริเวณชั้นตะแกรงทั้ง 4 ตัว ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีการติดตั้งชั้นตะแกรง 2 ชั้น จำนวน 4 ตัว ดังแสดงในรูปที่ 12 พบว่า การติดตั้งชั้นตะแกรง 2 ชั้น มีความเร็วลมที่ไหลผ่านชั้นตะแกรงที่ 2 ทางด้านหน้าของพื้นที่อบแห้งลดลง ส่งผลให้มีการกระจายตัวของลมค่อนข้างน้อย และไม่ทั่วถึงบริเวณชั้นตะแกรงด้านหน้า ดังนั้นจึงเลือกการติดตั้งชั้นตะแกรง 1 ชั้น เนื่องจากมีการกระจายตัวของลมที่เหมาะสมสำหรับการอบแห้งมากที่สุด



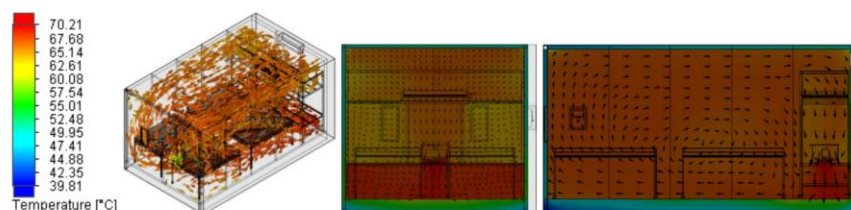
รูปที่ 11 ลักษณะความเร็วลมเมื่อติดตั้งชั้นตะแกรง 1 ชั้น



รูปที่ 12 ลักษณะความเร็วลมเมื่อติดตั้งชั้นตะแกรง 2 ชั้น

ผลการพิจารณาอุณหภูมิและการสูญเสียความร้อนของระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์

จากรูปที่ 13 แสดงผลการพิจารณาอุณหภูมิของลมร้อนภายในระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ จะเห็นได้ว่าเมื่อพัดลมดูดอากาศร้อนผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จะทำให้บริเวณทางออกของผนังแจกลมมีอุณหภูมิประมาณ 70°C และอุณหภูมิผิวภายนอกของระบบอบแห้งประมาณ 40°C เนื่องจากในการออกแบบใช้ผนังที่ทำจากแผ่นฉนวนสำเร็จรูป โดยผิวหน้าของแผ่นฉนวนเป็นแผ่นเหล็กอาบสังกะสี และแกนกลางของแผ่นฉนวนเป็นแผ่นโฟมโพลีสไตรีน ส่วนฐานของระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์ใช้คอนกรีตผสมเสร็จเคลือบโพลียูรีเทน จึงทำให้การสูญเสียความร้อนให้กับแวดล้อมค่อนข้างน้อย



ภาพที่ 13 พิจารณาอุณหภูมิของลมร้อนภายในระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์

สรุป

จากผลการวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณของระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์จากพลังงานความร้อนใต้พิภพที่มีขนาดกว้าง 3.6 m ยาว 6.0 m และสูง 3.0 m เพื่อพิจารณาความเร็วลม อุณหภูมิภายในระบบ ซึ่งผลการวิเคราะห์สรุปได้ดังต่อไปนี้

1. พัดลมแบบหมุนตามแนวแกนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 inch ปริมาณลม 155.00 cmm ความเร็วลมเฉลี่ย 1.86 m/s และความดันเฉลี่ย 101,411.93 Pa มีการกระจายตัวของลมอย่างทั่วถึงและสม่ำเสมอ ณ พื้นที่อบแห้ง
2. การติดตั้งชั้นตะแกรง 1 ชั้น ที่มีขนาดกว้าง 1.3 m ยาว 2.0 m สูง 1.0 m มีความเหมาะสมสำหรับอบแห้งวัสดุภายในระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์
3. อุณหภูมิของลมร้อนภายในห้องอบแห้งประมาณ 70°C และอุณหภูมิผิวภายนอกของระบบอบแห้งประมาณ 40°C

คำขอบคุณ

ขอขอบคุณ วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้ ภายใต้ “โครงการผลิตและพัฒนาศักยภาพบัณฑิตทางด้านพลังงานทดแทน ในกลุ่มประเทศอาเซียนสำหรับนักศึกษาในระดับบัณฑิตศึกษา” และโครงการการผลิตไฟฟ้า ร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบชั้นบันไดจากพลังงานความร้อนใต้พิภพในประเทศไทย กองทุนเพื่อส่งเสริม การอนุรักษ์พลังงานสำนักงานนโยบายและพลังงานปี 2560 กระทรวงพลังงานที่มอบทุนการสนับสนุนสำหรับการ ดำเนินงานวิจัย

เอกสารอ้างอิง

- ชุลกิติ์ กาชอ พีระพงศ์ ทีฆสกุล และธวัชชัย เทพนวล. การกระจายอุณหภูมิภายในโรงอบยางแผ่นดิบพลังงาน แสงอาทิตย์และชีวมวลโดยใช้การคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลในสภาวะที่ไม่มีแผ่นยาง. งานประชุมวิชาการ ระดับชาติ มหาวิทยาลัยทักษิณ ครั้งที่ 22, 277-286.
- นัฐพร ไชยญาติ. 2559. เทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพ (Geothermal Energy Technology), วิทยาลัย พลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้, สำนักพิมพ์: มหาวิทยาลัยแม่โจ้, พิมพ์ครั้งที่ 5, 341 หน้า.
- นัฐพร ไชยญาติ. 2560. การนำความร้อนทิ้งกลับคืน (Waste Heat Recovery), วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้, สำนักพิมพ์: มหาวิทยาลัยแม่โจ้, พิมพ์ครั้งที่ 6, 457 หน้า.
- สายธาร ประสงค์ความดี. 2560. การประเมินศักยภาพการนำความร้อนเหลือทิ้งมาใช้เพื่อลดการใช้แก๊สปิโตรเลียม เหลวของโรงงานเซรามิคในจังหวัดลำปาง. วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชา วิศวกรรมพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้, เชียงใหม่, 71 หน้า.
- Eflita Yohana, Afif Prasetya Nugraha, Ade Eva Diana, Ilham Mahawan, and Sri Nugroho. 2018. CFD Analysis to Calculate the Optimal Air Velocity in Drying Green Tea Process Using Fluidized Bed dryer. E3S Web of Conferences 31: 1-5.
- Pakamon Pintana, Patipat Thanompongchart, Kajorndej Phimphilai, and Nakorn Tippayawong. 2017. Improvement of Airflow Distribution in a Glutinous Rice Cracker Drying Cabinet. Energy Procedia. 138: 325-330.
- Sheidu Sumaila Onimisi, Victor Adekunle Adetoro, Nixon Chika Nosike, Agbadua Segun, and Igwedi Doris Chibuzor. Optimization of Developed Multipurpose food dryer using ANSYS. Journal of Scientific and Engineering Research. 3: 72-76.
- Suhaimi Misha, Sohif Mat, Mohd Hafidz Ruslan, Kamaruzzaman Sopian, and Elias Salleh. 2013. The Prediction of Drying Uniformity in Tray Dryer System using CFD Simulation. International Journal of Machine Learning and Computing. 3: 419-423.

รายการสัญลักษณ์

สัญลักษณ์

T	อุณหภูมิ (°C)
t	เวลา (s)
g _i	ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง (m/s ²)
P	ความดัน (bar)

การประชุมวิชาการระดับชาติ IAMBEST ครั้งที่ 3
 The 3rd National Conference on Informatics, Agriculture, Management,
 Business Administration, Engineering, Science and Technology



Pr ตัวเลขพรานดัลท์
 u_i เวกเตอร์ความเร็ว (m/s)
 Q อัตราการถ่ายเทความร้อนด้านพลังงาน (kW)
 W กำลังไฟฟ้า (kW_e)
 x ทิศทางในแนวแกนเอ็กซ์

ตัวกรีก

η ประสิทธิภาพด้านพลังงาน (%)
 β สัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงความร้อน (K^{-1})
 μ ความหนืดพลศาสตร์ (Pa·s)
 ρ ความหนาแน่น (kg/s^3)

ตัวห้อย

CFD พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ
 DRY ระบบอบแห้งอบรวมศูนย์
 HSP น้ำพุร้อน
 Mb พัดลม
 ref อุณหภูมิอ้างอิงในแบบจำลอง

บทความทางวิชาการที่ 3

- ชื่อผู้แต่ง: ดรัลพร ประดั่งทะสา
 เนวลี เวียงนิล
 สุธรรม ชาวจิว
 นัฐพร ไชยญาติ
- ชื่อบทความ: การวิเคราะห์ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์โดยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ
 Analysis of Centralized Drying Room by Computational Fluid
 Dynamics
- ชื่อวารสาร: การประชุมวิชาการวิจัยและนวัตกรรมสร้างสรรค์ ครั้งที่ 5
เล่มที่: หน้า 1331-1338, ระหว่างวันที่ 6-8 ธันวาคม 2561 อาคารเรียนรวมนิเทศ
 วิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา ตาก






การประชุมวิชาการวิจัย และนวัตกรรมสร้างสรรค์ ครั้งที่ 5

“สู่วิจัยรับใช้สังคม ด้วยนวัตกรรมสร้างสรรค์”

ขอมอบเกียรติบัตรนี้ไว้เพื่อแสดงว่า

ศาสตราจารย์ ดร.ประทีป งามวิจิตร ภาควิชาวิศวกรรมโยธา และภาควิชาวิศวกรรมโยธา
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ได้เข้าร่วมนำเสนอบทความในการประชุมวิชาการวิจัยและนวัตกรรมสร้างสรรค์ ครั้งที่ 5

เรื่อง การวิเคราะห์ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์โดยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

ระหว่าง วันที่ 6 - 8 ธันวาคม 2561

ณ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี


 รองศาสตราจารย์ ศีลศิริ สง่าจิตต์
 ผู้ปฏิบัติหน้าที่อธิการบดี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

การวิเคราะห์ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์โดยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ
Analysis of Centralized Drying Room by Computational Fluid Dynamics

ดรัลพร ประดิ่งทะสา, เนวาลี เวียงนิล, สุธรรม ชาวจิ้ว และนัฐพร ไชยญาติ*

Darunphorn Pratangthasa, Newalee Wiangnin,

Sutham Chao-ngew and Nattaporn Chaiyat*

วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้ 63 ม. 4 ต.หนองหาร อ.สันทราย จ.เชียงใหม่ 50290
School of Renewable Energy, Maejo University 63 M.4 Nong Han, San Sai, Chiang Mai 50290

*E-mail: benz178ti@hotmail.com, +66(0) 882523088

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาลักษณะความเร็วลม อุณหภูมิ และการสูญเสียความร้อน ที่เหมาะสมภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ โดยทำการวิเคราะห์ทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณและจำลองห้องอบแห้งขนาด 3.6 m x 6.0 m x 3.0 m เพื่อนำไปพิจารณาคุณลักษณะทางความร้อนที่เหมาะสมภายในห้องอบแห้ง ซึ่งงานวิจัยนี้ได้ทำการจำลองห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ 3 รูปแบบ อันประกอบด้วย ห้องอบแห้งแบบธรรมดา ห้องอบแห้งแบบมีท่อส่งอากาศ และห้องอบแห้งแบบมีท่อส่งอากาศและลดพื้นที่บริเวณด้านข้างพัดลม ผลการศึกษาพบว่า ห้องอบแห้งแบบมีท่อส่งอากาศเพียงอย่างเดียว มีลักษณะการกระจายลมที่เหมาะสมที่สุด มีความดันตกคร่อมภายในห้องอบน้อยที่สุด มีการสูญเสียความร้อนน้อยที่สุด และมีอุณหภูมิลมร้อนสูงสุดประมาณ 91.80 °C

คำสำคัญ: ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์, การวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ, การกระจายลม, การสูญเสียความร้อน

Abstract

This research aims to study the optimal design of centralized drying room by focusing in the wind speed, temperature and pressure drop indicators. A computational fluid dynamics programing is selected to analyze the optimal conditions of thermal performance for the drying room of 3.6 m x 6 m x 3 m. A 3 models of centralized drying room are performed to select a suitable drying room model, which are the conventional model, the modified model by installing an air chamber and the modified model by installing the air chamber and reducing the area of blower. From the study results, it could be seen that the suitable drying room is the modified model by only installing an air ventilation chimney. The suitable operating conditions in terms of a best air circulation, a less amount of pressure drop in drying room, a lowest value of heat loss and a highest of hot air temperature at approximately 91.80 °C.

Keywords: Centralized drying room, Computational fluid dynamics, air ventilation, heat loss

1. บทนำ

พลังงานความร้อนได้พิภพเป็นอีกพลังงานหนึ่งที่น่าสนใจที่จะนำมาใช้เป็นพลังงานทดแทน เนื่องจากพลังงานความร้อนได้พิภพเป็นการนำเอาพลังงานความร้อนที่อยู่ใต้ดินขึ้นมาใช้ ซึ่งสามารถนำมาใช้ประโยชน์ในรูปแบบของความร้อนที่สามารถนำมาใช้ประโยชน์ได้ เช่น การผลิตกระแสไฟฟ้า และการนำความร้อนจากน้ำพุร้อนมาใช้ อบแห้งผลผลิตทางการเกษตรโดยการสร้างห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ แต่ศักยภาพของน้ำพุร้อนแต่ละที่มีศักยภาพไม่เท่ากัน ดังนั้นการใช้โปรแกรมวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์มาช่วยในการออกแบบห้องอบแห้งและอุปกรณ์ต่างๆ ภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ให้เหมาะสมกับศักยภาพของน้ำพุร้อนจึงเป็นสิ่งที่สำคัญ ดังเช่น เกลิงราช และคณะ (2555) ได้ทำการพัฒนาเครื่องอบแห้งด้วยลมร้อนและเครื่องอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์สำหรับการอบแห้งยางแผ่นดิบ คุณภาพดีขนาด 10-15 แผ่น ต้องวัดโดยผู้วิจัยได้ทำการวิเคราะห์เปรียบเทียบประสิทธิภาพเครื่องอบแห้ง และจลนพลศาสตร์ของการอบแห้งของยางแผ่นดิบที่ความชื้นเริ่มต้นระหว่าง 25-40% dry basis อุณหภูมิอบแห้งในช่วง 40-70 °C และความเร็วลมร้อนเท่ากับ 0.7 m/s และค่าความชื้นสุดท้ายของยางแผ่นแห้งเท่ากับ 0.5% dry basis ผลการทดลองพบว่า การอบแห้งยางแผ่นด้วยเครื่องอบแห้งแบบลมร้อนมีอัตราการอบแห้งเร็วกว่าการอบแห้งด้วยเครื่องอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์และการตากแห้งยางแผ่นตามธรรมชาติ ขณะที่ความสิ้นเปลืองพลังงานในการอบแห้งด้วยเครื่องอบแห้งแบบลมร้อนมีค่าอยู่ในช่วง 8-20 MJ/kg ของน้ำที่ระเหย นวภัทรา และคณะ (2555) ได้กล่าวถึงของไหลที่ไหลภายในท่อที่มีการไหลแบบราบเรียบจะมีตัวเลขเรย์โนลด์ต่ำโดยมีค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์วิกฤตเป็นตัวบ่งบอกถึงการเปลี่ยนลักษณะการไหลของของไหลจากแบบราบเรียบ (laminar flow) ไปเป็นการไหลแบบปั่นป่วน (turbulent flow) สำหรับของไหลที่ไหลในท่อมี่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์วิกฤตเท่ากับ 2,300 ประชา และไพศาล (2555) ได้ทำการติดตั้งเครื่องทำความร้อนที่

ตำแหน่งต่างๆ ภายในถังพักข้าวได้ถูกศึกษา และเปรียบเทียบรูปแบบการกระจายอุณหภูมิด้วยโปรแกรมคำนวณเชิงพลศาสตร์ของไหลที่ระดับความเร็วลมที่ทางเข้า 2.5 m/s และอุณหภูมิอากาศเข้า 40 °C โดยกำหนดให้เครื่องทำความร้อนมีอุณหภูมิคงที่ 70 °C พบว่าในทุกะบวนการติดตั้งเครื่องทำความร้อนที่ตำแหน่งผนังด้านตรงข้ามทางเข้าให้ลักษณะการกระจายอุณหภูมิที่ดีที่สุด เนื่องจากทำให้พื้นที่หน้าตัดของถังพักข้าวถูกรอบคลุมด้วยอุณหภูมิที่สูงกว่าระดับอุณหภูมิอากาศเข้าเป็นพื้นที่ที่มากที่สุด จากการเปรียบเทียบผลการคำนวณกับค่าจริงที่ได้จากการวัดจากเครื่องต้นแบบ และการกระจายอุณหภูมิจากการคำนวณมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 8.3%



รูปที่ 1 ลักษณะของผนังแจกลมภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์จริง

จากงานวิจัยดังกล่าวมาแล้วข้างต้น พบว่า ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในประเทศ ยังไม่มีการศึกษาแนวทางการปรับปรุงประสิทธิภาพให้ดีขึ้น จึงเป็นที่มาของงานวิจัยนี้ ที่ต้องการปรับปรุงพฤติกรรมทางความร้อนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ โดยการวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ เพื่อปรับปรุงการกระจายลม การสูญเสียความร้อน และอุณหภูมิของลมร้อนภายในห้องอบแห้งต่อไป

2. วัตถุประสงค์

ในการวิจัยนี้ได้ทำการวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์จากพลังงานความร้อน ได้พิภพของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพง อำเภอแม่อน ตามพระราชดำริ จังหวัดเชียงใหม่ โดยมีวัตถุประสงค์ดังนี้

1. เพื่อจำลองห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ โดยใช้โปรแกรมการวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ
2. เพื่อศึกษาและเลือกแบบจำลองห้องอบแห้งที่เหมาะสม โดยพิจารณาจากการกระจายลม การถ่ายเทความร้อน อุณหภูมิภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

3. แนวคิด ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

3.1 หลักการของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

ระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์มีหลักการทำงาน คือ ใช้ น้ำร้อนเป็นตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อน น้ำร้อนที่มีอุณหภูมิสูงจะส่งผ่านแผงแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนให้กับอากาศภายในห้องอบแห้งให้มีอุณหภูมิสูง จากนั้นพัดลมและมอเตอร์ทำหน้าที่ส่งลมร้อนให้หมุนเวียนภายในห้องอบแห้ง มนังแจกลมทำหน้าที่แยกอากาศที่ใช้ในการอบแห้งออกจากอากาศชั้นที่ต้องผ่านแผงแลกเปลี่ยน ความร้อนและอากาศแห้งก่อนทำการอบแห้ง โครงเหล็กภายในห้องทำหน้าที่เป็นตัวรองรับน้ำหนักของสิ่งที่ใช้ในการอบแห้ง ชุดควบคุมไฟฟ้าและอุณหภูมิทำหน้าที่ควบคุมการทำงานของอุปกรณ์ไฟฟ้าพร้อมทั้งควบคุมอุณหภูมิภายในห้องอบแห้ง ดังแสดงในรูปที่ 2 [นัฐพร, 2558]

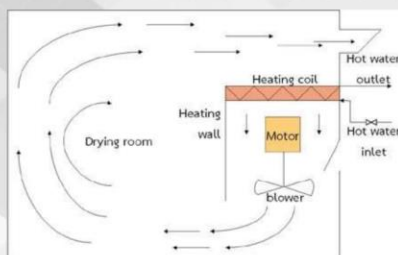
3.2 การใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการจำลอง

การใช้โปรแกรมทางด้าน CFD คือ การที่นำความรู้ด้านพลศาสตร์ของไหลมารวมกับระเบียบวิธีเชิงตัวเลขและโปรแกรมคอมพิวเตอร์ซึ่งสมการทางพลศาสตร์ของไหลที่นิยมนำมาใช้กันอยู่ก็เป็นสมการการอนุรักษ์ ซึ่งสมการการอนุรักษ์ที่นำมาใช้กันจะมี 3 สมการ คือ

1. สมการความต่อเนื่อง (Continuity Equation)

2. สมการการอนุรักษ์โมเมนตัม (Momentum Conservation Equation)

3. สมการการอนุรักษ์พลังงาน (Energy Conservation Equation)



รูปที่ 2 หลักการการอบแห้งของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

4. วิธีการวิจัย

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์จากพลังงานความร้อนได้พิภพของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพง อำเภอแม่อน ตามพระราชดำริ จังหวัดเชียงใหม่ โดยมีขั้นตอน ดังนี้

- 4.1 สร้างแบบจำลองห้องอบแห้งและอุปกรณ์ต่างๆ ที่ใช้ภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ ซึ่งมีรายละเอียด ดังนี้

- ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ขนาดกว้าง 3.6 m ยาว 6.0 m สูง 3.0 m
- โครงเหล็กรับน้ำหนักขนาดกว้าง 1.0 m ยาว 3.6 m สูง 2.1 m
- พัดลมกระจายอากาศแบบ Axial ขนาด 20 in
- เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกว้าง 0.92 m ยาว 1.20 m สูง 0.20 m
- มนังแจกลมขนาดกว้าง 1.90 m ยาว 3.45 m หนา 1.00 mm



4.2 พิจารณาการกระจายลมภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่เหมาะสม โดยเงื่อนไขที่ใช้ในการพิจารณาดังนี้

- สร้างแบบจำลองห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์แบบธรรมดา
- สร้างแบบจำลองห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์แบบมีท่อส่งอากาศ
- สร้างแบบจำลองห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์แบบมีท่อส่งอากาศและตัดพื้นที่บริเวณด้านข้างท่อส่งอากาศที่ไม่ได้ใช้

4.3 พิจารณาจากการกระจายลมภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่เหมาะสม กรณีติดตั้งตะแกรง 1 ชั้น และตะแกรง 1 ชั้นพร้อมวัตถุเปียก ขนาด กว้าง 1.3 m ยาว 2.0 m สูง 1.0 m

4.4 พิจารณาการกระจายตัวของอุณหภูมิ ความดัน และพิจารณาการสูญเสียความร้อนจากวัสดุที่ใช้ในการจำลองห้องอบแห้ง โดยมีค่าที่เกี่ยวข้องในการพิจารณาดังแสดงในตารางที่ 1

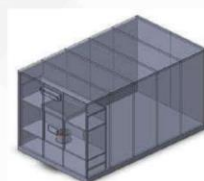
ตารางที่ 1 เงื่อนไขเริ่มต้นที่ใช้พิจารณาอุณหภูมิและการสูญเสียความร้อนของวัสดุภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

Data	Values	Unit
Outside temperature	310.15	K
Inside temperature	353.15	K
Pressure	1	bar
Thermal conductivity of Concrete	1.100	W/m-k
Thermal conductivity of copper	160	W/m-k
Thermal conductivity of polyetherene	0.082	W/m-k

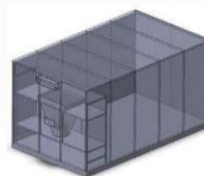
5. ผลการวิจัย

5.1 แบบจำลองห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

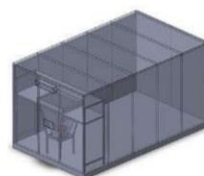
ในการจำลองห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์มีโครงสร้างและลักษณะดังแสดงในรูปที่ 3



(ก) แบบจำลองห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์แบบปกติ



(ข) แบบจำลองห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์แบบมีท่อส่งอากาศ



(ค) แบบจำลองห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์แบบมีท่อส่งอากาศและตัดพื้นที่บริเวณผนังจ่ายลมด้านข้าง

รูปที่ 3 ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ทั้ง 3 รูปแบบ

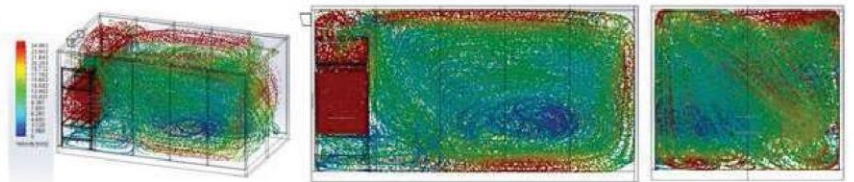
5.2 การกระจายลมภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

จากรูปที่ 4 พบว่าลักษณะความเร็วลมที่กระจายตัวภายในห้องอบแห้งแบบธรรมดาจากผลจากการจำลองนั้น มีลักษณะความเร็วลมที่กระจายตัวภายในห้องอบแห้งและมีการไหลเวียนของอากาศภายในห้องอย่างทั่วถึงและสม่ำเสมอ ซึ่งสังเกตได้จากบริเวณพื้นที่ห้องอบแห้งมีลักษณะของลมที่กระจายตัวทั่วห้อง

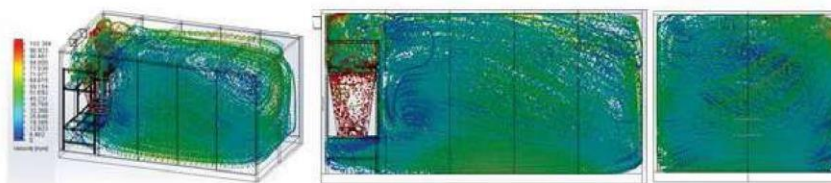
จากรูปที่ 5 พบว่าลักษณะความเร็วลมที่กระจายตัวภายในห้องแบบรวมศูนย์แบบมีท่อส่งอากาศ จากการจำลองนั้นพบว่า มีลักษณะความเร็วลมที่กระจายตัวภายในห้อง

อบแห้งและมีการไหลเวียนของอากาศภายในห้องที่ดีกว่าห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์แบบธรรมดา

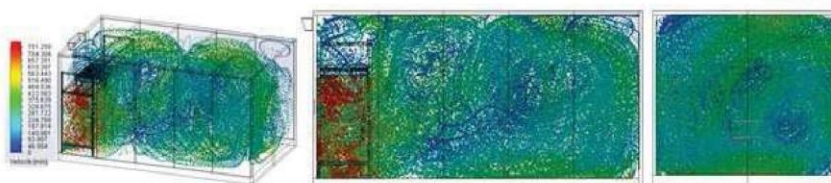
จากรูปที่ 6 พบว่าลักษณะความเร็วลมที่กระจายตัวภายในห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์แบบมีท่อส่งอากาศและตัดพื้นที่บริเวณด้านข้างท่อส่งอากาศที่ไม่ได้ใช้ จากการจำลองนั้นพบว่า ลักษณะการไหลเวียนของอากาศในห้องอบแห้งและการกระจายตัวของลมทั่วถึง แต่น้อยกว่าห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์แบบธรรมดาและห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์แบบมีท่อส่งอากาศ ซึ่งสังเกตได้จากบริเวณพื้นที่อบแห้ง



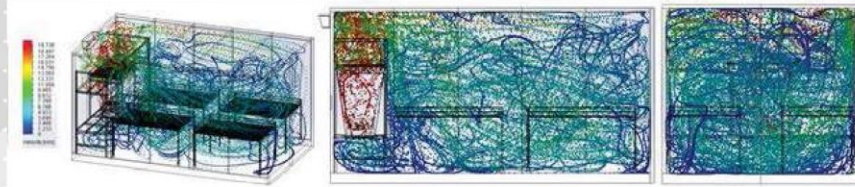
รูปที่ 4 พิจารณาการกระจายลมของแบบจำลองห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์แบบธรรมดา



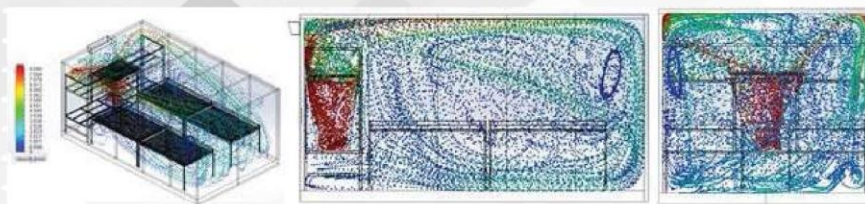
รูปที่ 5 พิจารณาการกระจายลมของแบบจำลองห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์แบบมีท่อส่งอากาศ



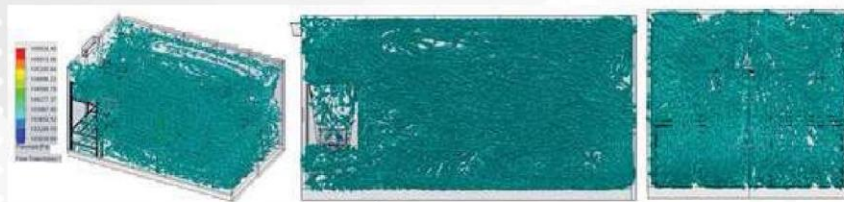
รูปที่ 6 พิจารณาการกระจายลมของแบบจำลองห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์แบบมีท่อส่งอากาศและตัดพื้นที่บริเวณด้านข้างท่อส่งอากาศที่ไม่ได้ใช้



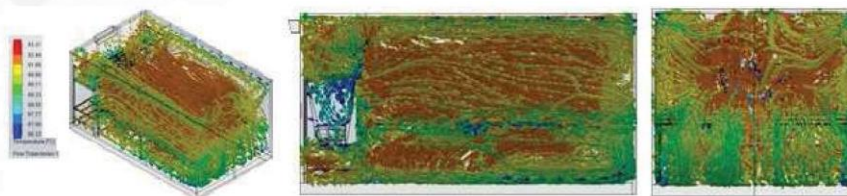
รูปที่ 7 พิจารณาลักษณะความเร็วลมภายในห้องอบแห้ง (กรณีมีการติดตั้งชั้นตะแกรง 1 ชั้น)



รูปที่ 8 พิจารณาลักษณะความเร็วลมภายในห้องอบแห้ง (กรณีมีการติดตั้งชั้นตะแกรง 1 ชั้น พร้อมวัสดุดับ)



รูปที่ 9 พิจารณาความดัน



รูปที่ 10 พิจารณาอุณหภูมิ

จากการพิจารณาจากการกระจายลมภายในห้องอบแห้งของแบบจำลองห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ทั้ง 3 แบบ พบว่า แบบจำลองห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์แบบมีท่อส่ง

อากาศการกระจายลมได้ดีที่สุดในแบบจำลองทั้ง 3 แบบ เนื่องจากแบบจำลองนี้มีการกระจายลมอย่างทั่วถึง ซึ่งทำให้วัสดุดับที่นำมาอบมีอัตราส่วนความชื้นลดลงอย่างสม่ำเสมอ

เช่นกัน จากเหตุผลดังกล่าวจึงนำแบบจำลองที่ 2 มาศึกษาต่อไป

จากรูปที่ 7 เป็นการพิจารณาลักษณะความเร็วลมการกระจายตัวที่เกิดขึ้นจากการติดตั้งชั้นตะแกรง จำนวน 1 ชั้น เมื่อพิจารณาถึงลักษณะความเร็วลมที่กระจายตัวบริเวณพื้นที่ติดตั้งชั้นตะแกรงเพื่อใช้ในการออกแบบมีลักษณะการกระจายตัวที่ดี และมีความเร็วลมที่เหมาะสมต่อการใช้ในการออกแบบ

จากรูปที่ 8 เป็นการพิจารณาถึงลักษณะความเร็วลมการกระจายตัวที่เกิดขึ้นจากการติดตั้งชั้นตะแกรง จำนวน 1 ชั้นพร้อมวัสดุซับ เมื่อพิจารณาถึงลักษณะความเร็วลมที่กระจายตัวบริเวณพื้นที่ติดตั้งชั้นตะแกรงเพื่อใช้ในการออกแบบมีลักษณะการกระจายตัวที่ดี และมีความเร็วลมที่เหมาะสมต่อการใช้ในการออกแบบ แต่เมื่อพิจารณาความเร็วลมที่เกิดขึ้นบริเวณก่อนไหลผ่านแผงแลกเปลี่ยนความร้อนมีความเร็วลมที่ลดลง แต่ก็ยังมีการกระจายลมที่สม่ำเสมอ จึงนำมาพิจารณาการกระจายตัวของอุณหภูมิ ความดัน และพิจารณาการสูญเสียความร้อนจากวัสดุ

5.3 การกระจายอุณหภูมิ ความดันตกคร่อม และการสูญเสียความร้อน

จากรูปที่ 9 พบว่า มีความดันภายในห้องอบแห้งที่ส่งผลให้มีการกระจายลมอย่างทั่วถึงและสม่ำเสมอภายในห้อง โดยสังเกตได้จากบริเวณพื้นที่อบแห้ง

รูปที่ 10 แสดงอุณหภูมิบริเวณแผงแลกเปลี่ยนความร้อนมีอุณหภูมิที่สูงซึ่งเกิดจากการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำร้อนภายในท่อกับอากาศบริเวณแผงแลกเปลี่ยนความร้อน และเมื่ออากาศเคลื่อนที่ผ่านพัดลมมายังบริเวณพื้นที่อบแห้งจะมีอุณหภูมิที่ลดลงซึ่งเกิดจากการสูญเสียความร้อนให้กับชั้นตะแกรง และวัสดุบริเวณนั้น เช่น ผนัง พื้น ฝา จึงทำให้อุณหภูมิลดลง และยังพบว่าอุณหภูมิบริเวณด้านบนห้องอบแห้งจะมีอุณหภูมิที่สูงกว่าบริเวณพื้นที่อบแห้ง ซึ่งเกิดจากของไหลที่มีอุณหภูมิสูงจะมีความหนาแน่นต่ำจึงเกิดการลอยตัวขึ้นทำให้เกิดความร้อนสะสมบริเวณด้านบนห้องอบแห้ง

6. อภิปรายผลการวิจัย

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการวิเคราะห์ผลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์จากพลังงานความร้อนใต้พิภพของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพง อำเภอเมืออนตามพระราชดำริ จังหวัดเชียงใหม่ โดยการศึกษาการใช้ประโยชน์ในพื้นที่ด้านข้างผนังแจกลมโดยทำการเพิ่มท่อส่งอากาศและตัดพื้นที่ด้านข้างผนังแจกลมเพื่อเพิ่มพื้นที่อบแห้งและประสิทธิภาพในการอบแห้ง จากผลการวิจัย พบว่าแบบจำลองห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่มีท่อส่งอากาศและตัดพื้นที่บริเวณด้านข้างท่อส่งอากาศที่ไม่ได้ใช้ประโยชน์นั้น มีลักษณะการกระจายลมที่ไม่ทั่วถึง เนื่องจากลมร้อนที่ออกมาจากพัดลมกระจายอากาศนั้นชนกับโครงเหล็กบริเวณด้านล่างโดยที่ลมร้อนควรจะไปยังบริเวณพื้นที่อบแห้งแต่โครงเหล็กบริเวณด้านล่างกลับดูดลมร้อนบางส่วนไปทำให้ลมร้อนบริเวณพื้นที่อบแห้งกระจายตัวอย่างไม่สม่ำเสมอ ซึ่งจะน้อยกว่าแบบจำลองห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์แบบธรรมดาและแบบมีท่อส่งอากาศที่ไม่มีโครงเหล็กบริเวณด้านล่างมากขึ้นลมร้อน ซึ่งแบบจำลองห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์แบบมีท่อส่งอากาศ มีลักษณะการกระจายลมที่เหมาะสมมากที่สุดจากแบบจำลองทั้ง 3 เงื่อนไข

7. สรุป

จากการวิเคราะห์ผลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ ที่ขนาดห้องอบแห้ง กว้าง 3.6 m ยาว 6.0 m และ สูง 3.0 m โดยใช้โปรแกรมการวิเคราะห์ผลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ สามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้ คือห้องอบแห้งที่ติดตั้งท่อส่งอากาศเพียงอย่างเดียว มีลักษณะการกระจายลมที่เหมาะสมที่สุด มีความดันตกคร่อมภายในห้องอบน้อยที่สุด มีการสูญเสียความร้อนน้อยที่สุด และมีอุณหภูมิลมร้อนสูงสุดประมาณ 91.80 °C



8. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบพระคุณโครงการการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบซินปั่นโคจจากพลังงานความร้อนใต้พิภพในประเทศไทย กองทุนเพื่อส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงานสำนักงานนโยบายและพลังงานปี 2560 กระทรวงพลังงานที่มอบทุนการสนับสนุนสำหรับการดำเนินงานวิจัย

9. เอกสารอ้างอิง

ชุลกิติ์ กาชอ พีระพงศ์ ทิมสกุล และธวัชชัย เทพนवल. การกระจายอุณหภูมิภายในโรงอบยางแผ่นดิบพลังงานแสงอาทิตย์และชีวมวลโดยใช้การคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลในสภาวะที่ไม่มีแผ่นยาง. งานประชุมวิชาการระดับชาติ มหาวิทยาลัยทักษิณ 22 : 277-286.

นวกัทร และ ทวีพล.(2555). การไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow). [ออนไลน์] ได้จาก : <http://www.foodnetworksolution.com/wiki/word/1005/turbulent-flow>.

นัฐพร ไชยญาติ. (2561). เทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพ (Geothermal Energy Technology). พิมพ์ครั้งที่ 8. วิทยาลัยพลังงานทดแทนมหาวิทยาลัยแม่โจ้. : มหาวิทยาลัยแม่โจ้

สมาคมพลังงานทดแทนแห่งประเทศไทย. (2560). พลังงานจากความร้อนใต้พิภพ. [ออนไลน์] ได้จาก : <http://www.reca.or.th/library-geothermal-energy.aspx>.

ประชา บุญวานิชกุล และ ไพศาล นาผล. (2555). การศึกษาอิทธิพลของตำแหน่งการติดตั้งเครื่องทำความร้อนต่อการกระจายอุณหภูมิภายในห้องอบแห้งของรถเกี่ยวนาข้าวไทยประดิษฐ์ด้วยการคำนวณ

เชิง พลศาสตร์ของไหล. วารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ. 7 (2) : 25-35

เฉลิมราช นิลเชื้อวงศ์กุล และคณะ. (2555). การอบแห้งยางแผ่นผึ่งแห้งด้วยเครื่องอบแห้งแบบลมร้อนและเครื่องอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์สำหรับวิสาหกิจและกลุ่มสหกรณ์สวนยางพาราขนาดย่อม. วารสารวิทยาศาสตร์บูรพา. 17 (2) : 50-59

10. รายการสัญลักษณ์

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
a	ความเร่ง	m/s^2
F	แรง	N
m	มวล	kg
u	ความเร็ว, ความเร็วย่อยในแนวแกน x	m/s
P	ความดัน	Pa
v	ความเร็วย่อยในแนวแกน y	m/s
w	ความเร็วที่ไหลเข้าหรือไหลออก, ความเร็วย่อยในแนวแกน z	m/s
t	เวลา	s

ตัวกรีก	ความหมาย	หน่วย
ρ	อนุพันธ์	
ρ	ความหนาแน่นของของไหล	kg/m^3

ตัวห้อย	ความหมาย
x	แกน x
y	แกน y
z	แกน z

บทความทางวิชาการที่ 4

- ชื่อผู้แต่ง: สุธรรม ชาวจ้าว
นัฐพร ไชยญาติ
- ชื่อบทความ: สมรรถนะทางความร้อนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์จากพลังงานความร้อนใต้พิภพของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพง
Thermal Performance of Centralized Drying Room from Geothermal Energy of San Kamphaeng Hot Spring
- ชื่อวารสาร: การประชุมวิชาการวิจัยและนวัตกรรมสร้างสรรค์ ครั้งที่ 5
- เล่มที่: หน้า 1376-1384, ระหว่างวันที่ 6-8 ธันวาคม 2561 อาคารเรียนรวมนิเทศ
วิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา ตาก





การประชุมวิชาการวิจัย และนวัตกรรมสร้างสรรค์ ครั้งที่ 5

“สู่วิจัย รับผิดชอบต่อสังคม ด้วยนวัตกรรมสร้างสรรค์”

ขอมอบเกียรติบัตรนี้ไว้เพื่อแสดงว่า

สุธรรม ชาวจิว และปิฎพร ไชยญาติ

ได้เข้าร่วมนำเสนอบทความในการประชุมวิชาการวิจัยและนวัตกรรมสร้างสรรค์ ครั้งที่ 5

เรื่อง สมรรถนะทางความรู้ของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์จากพลังงานความร้อนใต้พิภพของกิจการน้ำพุร้อนสินน้ำทิพย์

ระหว่าง วันที่ 6 - 8 ธันวาคม 2561

ณ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา ตาก



รองศาสตราจารย์ สีสิริ สง่าจิตสร
 ผู้นับปฏิบัติหน้าที่อธิการบดี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา



สมรรถนะทางความร้อนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์
จากพลังงานความร้อนใต้พิภพของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพง
Thermal Performance of Centralized Drying Room
from Geothermal Energy of San Kamphaeng Hot Spring

สุธรรม ชาวจิ้ว และ นัฐพร ไชยญาติ*

Sutham Chao-ngew and Nattaporn Chaiyat*

วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้ 63 ม. 4 ต.หนองหาร อ.สันทราย จ.เชียงใหม่ 50290
School of Renewable Energy, Maejo University 63 M.4 Nong Han, San Sai, Chiang Mai 50290
*E-mail: benz178ti@hotmail.com, +66(0) 882523088

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษสมรรถนะทางความร้อนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์จากพลังงานความร้อนใต้พิภพของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพงที่มีขนาด 3.6 m x 6.0 m x 3.0 m โดยทำการติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดต่าง ๆ เพื่อทดสอบและวิเคราะห์ผลทดสอบ ผลการศึกษา พบว่า การทดสอบอบแห้งลำไยที่มีน้ำหนักก่อนทำการอบแห้งที่ 95.02 kg มีความชื้นฐานเปียกที่ 85.73% และหลังการอบแห้งน้ำหนักลดลงเหลือ 33.28 kg ความชื้นฐานเปียกลดลงเหลือ 38.00% อุณหภูมิกระเปาะแห้งภายในห้องอบแห้งอยู่ในช่วง 60-75 °C ใช้ระยะเวลาในการอบแห้งประมาณ 40 h กระบวนการอบแห้งมีอัตราการระเหยของน้ำจากผลิตภัณฑ์เท่ากับ 0.000429 kg/s ที่อุณหภูมิน้ำร้อนเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประมาณ 80 °C และอัตราการไหลเฉลี่ย 1.36 kg/s มีอัตราการถ่ายเทความร้อนจากน้ำร้อนเฉลี่ย 30.07 kW และความร้อนภายในห้องอบแห้งเฉลี่ย 18.27 kW และมีประสิทธิภาพการอบแห้งเท่ากับ 58.79%
คำสำคัญ: ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์, น้ำพุร้อน, การอบแห้ง, พลังงานความร้อนใต้พิภพ

Abstract

This research studies thermal performance of a centralized drying room from geothermal energy of Sankampang hot spring, which a sizing of centralized drying room at 3.6 m x 6.0 m x 3.0 m is tested and measured by the various measurement sensors. The study results, it could be found that a Longan was selected for drying at the weight of 95.02 kg and the wet basis of 85.73%. After the drying process, the weight and web basis values of the Longan was decreased to be 33.28 kg and 38%, respectively. The dry-bulb temperature inside the drying room at the range of 60-75 °C was controlled on the drying period of 40 h. The drying process could extract the water evaporating rate at 0.000429 kg/s under the controlled conditions of hot water temperature and flow rater entering the drying heat exchanger as 80 °C and 1.36 kg/s, respectively. The drying capacities of hot water and hot air circulating in the drying room at approximately 30.07 kW and 18.27 kW were relatively revealed, which the drying efficiency was around 58.79%.

Keywords: Centralized drying room, Hot spring, Drying process, Geothermal energy

1. บทนำ

ประเทศไทยถือได้ว่าเป็นประเทศแห่งเกษตรกรรม เป็นอู่ข้าวอู่น้ำหล่อเลี้ยงประชากรโลก ดังนั้นจึงมีผลผลิตทางการเกษตรออกสู่ท้องตลาดเป็นจำนวนมาก ซึ่งในบางครั้งจำนวนผลผลิตในการส่งออกมีปริมาณที่มากเกินความต้องการของผู้บริโภค จึงทำให้ผลผลิตดังกล่าวมีราคาที่ตกต่ำ เกษตรกรจึงได้มีการเพิ่มมูลค่าให้กับผลผลิตทางการเกษตรด้วยการแปรรูปเป็นผลิตภัณฑ์ ด้วยวิธีการตากแห้งเพื่อให้ผลิตภัณฑ์ทางการเกษตรสามารถเก็บรักษาไว้ได้นาน แต่การลดความชื้นโดยวิธีตากแห้งเป็นวิธีที่ต้องใช้พื้นที่และระยะเวลาในการตากที่มาก อาจส่งผลให้ผลิตภัณฑ์ดังกล่าวเกิดความสกปรกหรือมีเชื้อราที่เกิดขึ้นจากฝุ่นระออง แมลงรบกวน หรือสภาพฝนฟ้าอากาศ ซึ่งการอบแห้งผลผลิตทางการเกษตรจึงเป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่น่าสนใจเนื่องจากสามารถลดพื้นที่ในการอบแห้ง ป้องกันฝุ่นระอองและแมลงรบกวนได้ อย่างไรก็ตามการอบแห้งมีค่าใช้จ่ายในการผลิตพลังงานความร้อน ทำให้มีผู้วิจัยหลายท่านได้นำพลังงานทดแทนสำหรับผลิตพลังงานความร้อนมาใช้ในกระบวนการอบแห้งเช่น งานวิจัยของอนิรุท และสมบัติ (2556) ได้ทำการศึกษาเครื่องอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์ชนิดพาความร้อนแบบธรรมชาติและชนิดพาความร้อนแบบบังคับ โดยผลการศึกษาพบว่า เครื่องอบแห้งที่มีการหมุนวนในตัวเครื่องเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนที่ค่าความเข้มข้นรังสีอาทิตย์ 650.5 W/m^2 ที่อุณหภูมิแวดล้อมของอากาศ $32.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ทำให้อุณหภูมิเฉลี่ยภายในเครื่องอบแห้งอยู่ในช่วง $45\text{-}65 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ที่อัตราเร็วลม $0.56\text{-}0.94 \text{ m/s}$ เวียง และคณะ (2559) ได้ทำการศึกษาการใช้โรงอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์ร่วมกับเครื่องอบลมร้อนแบบขึ้นวางสำหรับอบแห้งผักและผลไม้ที่มีขนาดกว้าง 6.0 m ยาว 6.0 m และสูง 1.8 m โดยใช้แก๊สหุงต้มเป็นเชื้อเพลิง จากการทดสอบอบแห้งกล้วยน้ำว้า 100 kg ผลการทดสอบพบว่า กล้วยน้ำว้าที่มีความชื้นเริ่มต้นที่ 65% เหลือ 22% ที่อุณหภูมิของลมร้อน $75 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ในระยะเวลา 10 h และอบแห้งด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ 48 h กิตติศักดิ์ และวริศ (2559) ได้ทำการศึกษาตู้อบพลาสติกพลังงานความ

ร้อนจากแผงโซลาร์ร่วมกับขดลวดทำความร้อน โดยมีปริมาณความจุในการอบแห้ง 10 kg ผลการศึกษาพบว่า การอบพลาสติกในช่วงอุณหภูมิ $50\text{-}60 \text{ }^{\circ}\text{C}$ โดยใช้ความร้อนจากแผงโซลาร์เพียงอย่างเดียวมีประสิทธิภาพ 56.1% ใช้เวลา 220 min และความร้อนจากแผงโซลาร์ร่วมกับขดลวดทำความร้อน มีประสิทธิภาพ 37.96% ใช้เวลา 120 min Lakshmi et al. (2017) ได้ทำการอบแห้งขมิ้นดำด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ ผลการทดสอบพบว่า ขมิ้นดำ 200 g ใช้เวลาในการอบแห้ง 18.5 h ความชื้นลดลงจาก 73.4% เหลือ 8.5% มีประสิทธิภาพ 25.6% Thanompongchart et al. (2017) ได้ใช้พลังงานชีวมวลในการอบแห้งข้าวเกรียบ จากการศึกษาพบว่า ข้าวเกรียบ 250 kg ใช้เวลาในการอบแห้ง 20 h มีความชื้นก่อนการอบแห้งที่ $85\text{-}90\%$ หลังการอบแห้งความชื้นลดลงเหลือ 10% โดยใช้พลังงานชีวมวล $60\text{-}70 \text{ kg}$ มีประสิทธิภาพ 35% ธนะวิทย์ และกฤษณพงศ์ (2558) ได้ทำการศึกษาเตาอบพลังงานความร้อนจากแก๊สที่มีขนาดกว้าง 1.0 m ยาว 1.0 m และสูง 1.2 m ผลการศึกษาพบว่า พริก 1 kg ใช้เวลาในการอบ 3 h ความเร็วลมเฉลี่ย 1.3 m/s ที่อุณหภูมิ $80 \text{ }^{\circ}\text{C}$ น้ำหนักพริกหลังการอบแห้งลดลงเฉลี่ย 70% Hamdani, Rizal and Muhammad (2018) ได้ทำการสร้างและทดสอบเครื่องอบแห้งชีวมวลและพลังงานแสงอาทิตย์แบบผสมผสานสำหรับการอบแห้งปลาที่มีขนาดกว้าง 80 cm และยาว 260 cm ผลการทดสอบพบว่า การอบแห้งปลา 25 kg ในช่วงอุณหภูมิ $40\text{-}50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ใช้เวลา $22\text{-}23 \text{ h}$ น้ำหนักของปลาหลังการอบแห้ง 12.5 kg

ทั้งนี้การใช้พลังงานแสงอาทิตย์และพลังงานชีวมวลในการอบแห้ง มีข้อจำกัดในการอบแห้ง เช่น พลังงานแสงอาทิตย์สามารถใช้ในขณะที่มีแสงแดดเท่านั้น และพลังงานชีวมวล ต้องป้อนเชื้อเพลิงอยู่ตลอดเวลาเมื่อทำการอบแห้ง ซึ่งการอบแห้งโดยการพลังงานความร้อนได้พิภพ ในรูปแบบของน้ำพุร้อนถือได้ว่าเป็นอีกทางเลือกที่น่าสนใจ เนื่องจากมีการไหลเวียนของน้ำพุร้อนอย่างไม่มีที่สิ้นสุด ทำให้เกิดพลังงานความร้อนค่อนข้างคงที่สำหรับการอบแห้ง



ดังนั้นจึงเป็นที่มาของงานวิจัยนี้ ที่ต้องการศึกษาสมรรถนะของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ จากพลังงานความร้อนใต้พิภพของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพง

2. วัตถุประสงค์

ในการวิจัยนี้ได้ศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์จากพลังงานความร้อนใต้พิภพของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพง โดยมีวัตถุประสงค์ดังแสดงต่อไปนี้

1. เพื่อออกแบบและสร้างห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์จากพลังงานความร้อนใต้พิภพของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพง
2. เพื่อศึกษาประสิทธิภาพในการอบแห้งผลผลิตทางการเกษตรของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์จากพลังงานความร้อนใต้พิภพของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพง

3. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

3.1 หลักการออกแบบของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

หลักการออกแบบห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ คือ การรวบรวมแหล่งจ่ายพลังงานความร้อนไว้ที่เดียวกัน นำลมมารับความร้อนผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และจ่ายเข้าสู่พื้นที่อบแห้งต่อไป ซึ่งการจ่ายลมร้อนต้องการจ่ายลมร้อนให้มีความเร็วลมและอุณหภูมิที่ทั่วทั้งพื้นที่การอบแห้ง เพราะหากมีจุดอับที่ลมร้อนส่งไปไม่ถึง จะทำให้เกิดการเน่าของวัสดุทางการเกษตรได้ในที่สุด ดังนั้นปัญหาหลักของการออกแบบห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์จากพลังงานความร้อนใต้พิภพ คือ การหาขนาดห้องอบแห้ง ขนาดอุปกรณ์ต่าง ๆ ภายในห้อง เนื่องจากน้ำพุร้อนในแต่ละพื้นที่มีอัตราการไหล

และอุณหภูมิที่แตกต่างกันออกไป ซึ่งในปัจจุบันมีการใช้โปรแกรมวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational fluid dynamic, CFD) มาวิเคราะห์หาคูสมบัติของของไหลได้อย่างมีประสิทธิภาพ [นัฐพร, 2561]

3.2 หลักการทำงานของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

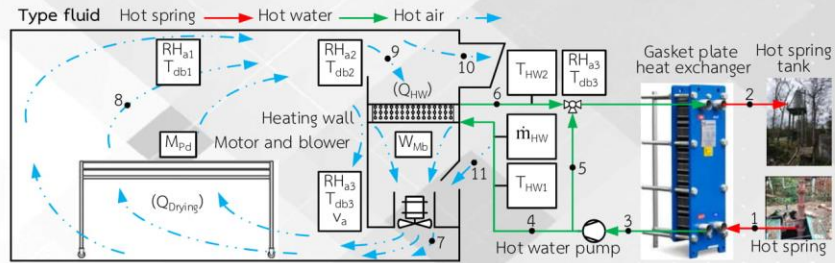
การทำงานของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์จากพลังงานความร้อนใต้พิภพ เริ่มจากน้ำพุร้อนจุดที่ 1 ไหลเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำสะอาด ที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบถอดประกอบได้ และน้ำพุร้อนจะถูกส่งไปยังใช้งานยังแหล่งท่องเที่ยวในจุดที่ 2 น้ำสะอาดเมื่อได้รับความร้อนอุณหภูมิจะสูงขึ้นในจุดที่ 3 และเพิ่มความดันโดยปั๊มไหลเข้าไปยังอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในจุดที่ 4 และน้ำร้อนจะถูกควบคุมโดยวาล์วควบคุมการไหลในจุดที่ 5 และน้ำร้อนในจุดที่ 6 จะไหลไปปรับความร้อนกับน้ำพุร้อนอีกครั้งซึ่งในจุดที่ 7 พัดลมจะดูดอากาศผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทำให้อากาศมีอุณหภูมิสูงขึ้นและเป่าลมร้อนไปยังจุดที่ 8 ในจุดที่ 9 จะถูกดูดมารับความร้อนอีกครั้ง ในจุดที่ 10 ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศสูงจะไหลออกไปยังปล่องระบายด้านบน และจุดที่ 11 จะนำความชื้นสัมพัทธ์ต่ำของอากาศภายนอกเข้ามาแทนที่ความชื้นสัมพัทธ์สูงของอากาศภายในห้องอบแห้ง [นัฐพร, 2561]

การพิจารณาประสิทธิภาพห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์สามารถพิจารณาจากสมการดังต่อไปนี้

$$Q_{HW} = \dot{m}_{HW} C_{p, \text{air}} (T_{HW1} - T_{HW2}) \quad (1)$$

$$Q_{Drying} = \dot{m}_{a,0} [h_{a,0} - h_{a,1}] + (\omega_{a,0} - \omega_{a,1}) h_{fg} \quad (2)$$

$$\eta_{Drying} = Q_{Drying} / (Q_{HW} + W_{Mtb}) \quad (3)$$



รูปที่ 1 แผนภาพของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

4. วิธีการวิจัย

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์จากพลังงานความร้อนได้พิภพของกิจกรรมน้ำพุร้อนสันกำแพง โดยมีขั้นตอนการศึกษาดังต่อไปนี้

4.1 ออกแบบและสร้างห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่มีขนาดกว้าง 3.6 m ยาว 6.0 m และสูง 3.0 m

4.2 ติดตั้งอุปกรณ์จุดตรวจวัดค่าที่ตำแหน่งต่าง ๆ ดังแสดงในรูปที่ 1 อันประกอบไปด้วย อุณหภูมิ ความชื้นสัมพัทธ์ และความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ ความเร็วลม กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่พัดลมของห้องอบแห้ง โดยอุปกรณ์หลัก ๆ ที่ใช้วัดค่าต่าง ๆ ดังแสดงในตารางที่ 1

ตารางที่ 1 อุปกรณ์ที่ใช้วัดค่าต่าง ๆ ในการทดสอบ

อุปกรณ์	หน้าที่	คุณสมบัติ
ไอซีวัดอุณหภูมิ	วัดอุณหภูมิน้ำร้อนที่เข้าและออกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	- ช่วงอุณหภูมิวัดได้ -55 ถึง 125 °C - ความแม่นยำ ± 0.5 °C
เซนเซอร์วัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์	วัดค่าอุณหภูมิกระเปาะแห้งและค่าความชื้นสัมพัทธ์ภายในและภายนอกห้องอบแห้ง	- แรงดันไฟฟ้าเข้า 3.3-6 V - ช่วงอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่วัดได้ -40 ถึง 80 °C - ช่วงความชื้นสัมพัทธ์ที่วัดได้ 0 ถึง 100% - ความแม่นยำ ± 2 %RH และ ± 0.5 °C
แอนนิโมมิเตอร์	วัดความเร็วลมบริเวณทางออกของผนังแจกลมเพื่อหาอัตราการไหลของอากาศ	- ช่วงความเร็วที่วัดได้ 0.4 ถึง 30.0 m/s - ความแม่นยำ ± (3% + 0.2 m/s)
หม้อแปลงกระแสไฟฟ้า	วัดกระแสไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่พัดลม	- กระแสที่ทำการแปลง 20/100 Amp
วาล์วสามทาง	ควบคุมอัตราการไหลของน้ำร้อน	- แรงดันไฟฟ้าเข้า 24 V , DC ± 15 % - ช่วงอุณหภูมิที่สามารถใช้งานได้ - 5 ถึง 185 °C - ความดันสูงสุด 10 bar

4.3 ทดสอบการอบแห้งลำไยด้วยห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์จากพลังงานความร้อนได้พิภพ จนกระทั่งลำไยมีความชื้นต่ำกว่า 40% wet basis

4.4 วิเคราะห์ผลการทดสอบอบแห้งลำไยด้วยห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์จากพลังงานความร้อนได้พิภพ



5. ผลการวิจัย

ผลการศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์จากพลังงานความร้อนใต้พิภพของกิจการน้ำพุร้อนสันกำแพง ดังแสดงต่อไปนี้

5.1 ผลการออกแบบและสร้างห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

จากการออกแบบและสร้างห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์เมื่อแล้วเสร็จมีลักษณะดังแสดงในภาพที่ 2 ซึ่งอุปกรณ์ที่ใช้ออกแบบและสร้างประกอบด้วย ผนังห้องและประตูใช้แผ่นฉนวนกันความร้อนสำเร็จรูป (Isowall) หนา 3 in ผนังแจกลมมีขนาดกว้าง 0.955 m ยาว 3.450 m และสูง 2.500 m อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อและครีบ (Fin tube heat exchanger) มีขนาดกว้าง 0.90 m ยาว 1.20 m และสูง 0.20 m พัดลมแบบหมุนตามแนวแกนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 in มีปริมาณลม 155 cmm กำลังไฟฟ้าของมอเตอร์พัดลม 2 hp และชั้นตะแกรงวางผลผลิตทางการเกษตรที่มีขนาดกว้าง 1.2 m ยาว 2.0 m และสูง 1.0 m



รูปที่ 2 ลักษณะของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์เมื่อแล้วเสร็จ

5.2 ผลการทดสอบห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

นำลำไยจำนวน 95.02 kg วางบนชั้นตะแกรง ดังแสดงในรูปที่ 3 จนกระทั่งลำไยมีความชื้นต่ำกว่า 40% wet basis ดังแสดงในรูปที่ 4



รูปที่ 3 ลำไยก่อนทำการอบแห้ง

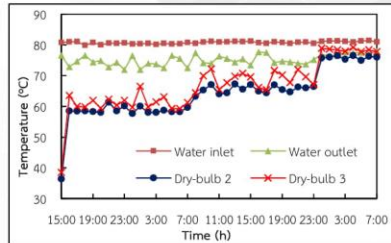


รูปที่ 4 ลำไยหลังทำการอบแห้ง

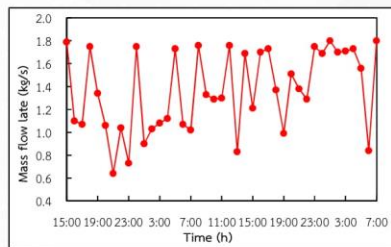
จากผลการทดสอบอบแห้งลำไยที่จุดตรวจวัดต่าง ๆ พบว่า อุณหภูมิของน้ำร้อนบริเวณทางเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ($T_{HW,1}$) มีค่าเฉลี่ยประมาณ 80 °C เมื่อน้ำร้อนไหลออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ($T_{HW,2}$) อุณหภูมิจะลดลงประมาณ 5-10 °C และอุณหภูมิกระเปาะแห้งบริเวณทางเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ($T_{db,2}$) อยู่ในช่วงระหว่าง 60-75 °C จากการถ่ายเทความร้อนกับน้ำร้อนทำให้อุณหภูมิกระเปาะแห้งบริเวณทางออก ($T_{db,3}$) เพิ่มขึ้นมีค่าเฉลี่ยประมาณ 3 °C ที่ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศร้อนภายในห้องต่ำกว่า 50% ดังแสดงในรูปที่ 5

การควบคุมอุณหภูมิในช่วงเวลาใด ๆ เพื่อใช้ในการอบแห้งลำไย สามารถทำได้ด้วยการควบคุมอัตราการไหลของน้ำร้อน จากวาล์วควบคุม (3-way control valves) ซึ่ง

อัตราการไหลที่ถูกควบคุมอยู่ในช่วงระหว่าง 0.6-1.8 kg/s ดังแสดงในรูปที่ 6

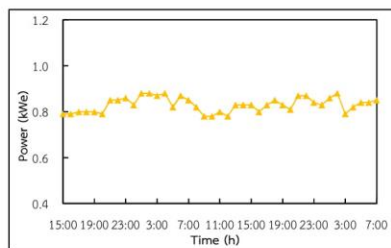


รูปที่ 5 อุณหภูมิจุดต่าง ๆ ภายในห้องอบแห้ง



รูปที่ 6 อัตราการไหลของน้ำร้อน

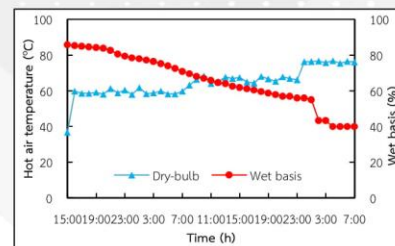
การอบแห้งลำไยมีการป้อนพลังงานไฟฟ้าให้แก่ระบบ คือ พัฒนาระบบหมุดตามแนวแกน เพื่อใช้ในการกระจายลมร้อนไปยังพื้นที่อบแห้ง มีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 0.83 kW_e และมีรายละเอียดข้อมูล ณ เวลาใด ๆ ดังแสดงในรูปที่ 7



รูปที่ 7 กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่พัฒนาระบบหมุดตามแนวแกน

5.3 การวิเคราะห์ผลการอบแห้งลำไยด้วยห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

การทดสอบอบแห้งลำไยในปริมาณ 95.02 kg ที่มีการทดสอบโดยกำหนดช่วงอุณหภูมิภายในห้องออกเป็น 3 ช่วง ดังนี้ ในช่วงแรกทำการกำหนดอุณหภูมิที่ 60 °C ในช่วงนี้จะทำให้น้ำในผลิตภัณฑ์มีอุณหภูมิสูงขึ้นโดยใช้เวลาประมาณ 16 h ช่วงที่ 2 ทำการเพิ่มความร้อนภายในห้องอบแห้งเป็น 65 °C อีก 16 h ทำให้น้ำในผลิตภัณฑ์มีการระเหยออกมาจากตัวผลิตภัณฑ์ และในช่วงสุดท้ายได้ทำการเพิ่มอุณหภูมิกระเปาะแห้งภายในห้องเป็น 75 °C เพื่อไล่ความชื้นของผลิตภัณฑ์ให้มากที่สุด ในระยะเวลา 8 h รวมระยะเวลาทั้งหมด 40 h ดังแสดงในรูปที่ 8 โดยน้ำหนักหลังการอบแห้งลำไยลดลงเหลือ 33.28 kg มีอัตราการระเหยของน้ำจากผลิตภัณฑ์เท่ากับ 0.000429 kg/s

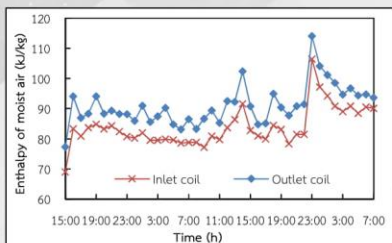


รูปที่ 8 ปริมาณความชื้นและอุณหภูมิกระเปาะแห้งของการอบแห้งลำไย

นอกจากนี้รูปที่ 8 ยังแสดงปริมาณความชื้นของลำไย ณ ช่วงเวลาการอบแห้งต่าง ๆ โดยพบว่า ลำไยมีความชื้นฐานเปียกเริ่มต้นที่ 85.73% เมื่ออบแห้งแล้วเสร็จมีความชื้นฐานเปียกลดลงเหลือประมาณ 38.00% ดังแสดงในรูปที่ 9 จากผลการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิกระเปาะแห้ง และความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องอบแห้ง ซึ่งมีผลต่อเอนทัลปีของลมร้อน ณ บริเวณทางเข้า ($h_{a,i}$) มีค่าเฉลี่ย 83.88 kJ/kg เอนทัลปีของลมร้อนบริเวณทางออกผนังแจกลม ($h_{a,o}$) มีค่าเฉลี่ย 90.96 kJ/kg ดังแสดงในรูปที่ 9

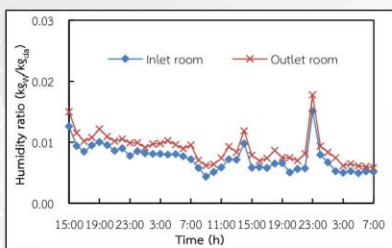


และมีอัตราการไหลของอากาศแห้งบริเวณทางออกของผนัง แจกลม (m_{da}) มีค่าเฉลี่ย 1.7 kg_{da}/s



รูปที่ 9 เอนทัลปีและอัตราการไหลของลมร้อน

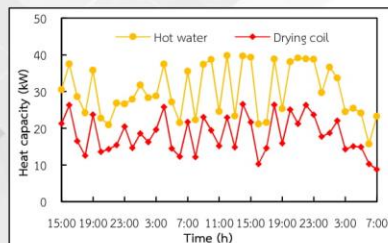
นอกจากนี้ยังพบว่า อัตราส่วนความชื้นของลมร้อน บริเวณทางเข้าผนังแจกลม (ω_{da}) มีค่าประมาณ 0.007 kg_w/kg_{da} และทางออก (ω_{do}) มีค่าประมาณ 0.009 kg_w/kg_{da} ดังแสดงในรูปที่ 10 โดยกำหนดให้เอนทัลปีการระเหยของน้ำออกจากผลิตภัณฑ์ (h_{fg}) มีค่า 2,386.61 kJ/kg



รูปที่ 10 อัตราส่วนความชื้นของลมร้อน

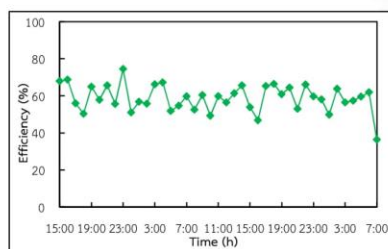
เมื่อนำข้อมูลต่าง ๆ จากการวิเคราะห์ข้างต้น มาประเมินอัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยน ความร้อน (Q_{HW}) พบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์ แลกเปลี่ยนความร้อน ของน้ำร้อนที่จ่ายให้แก่ห้องอบแห้งมี ค่าเฉลี่ย 30.07 kW และอัตราการถ่ายเทความร้อนของลม ร้อนภายในห้องอบแห้ง (Q_{Drying}) มีค่าเฉลี่ย 18.27 kW ซึ่งค่า

ดังกล่าวจะผันตามอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อนที่ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 11



รูปที่ 11 อัตราการถ่ายเทความร้อนภายในห้องอบแห้ง

เมื่อนำผลการประเมินอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ ป้อนให้แก่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจากน้ำร้อน กำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้แก่พัดลมแบบหมุนตามแนวแกน และ ความร้อนที่ใช้ประโยชน์ในการอบแห้งของลมร้อน มา คำนวณหาประสิทธิภาพการอบแห้ง พบว่า ประสิทธิภาพ ของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ มีค่าเฉลี่ย 58.79% โดย ประสิทธิภาพดังกล่าวขึ้นอยู่กับการควบคุมอุณหภูมิของห้อง อบแห้งแบบรวมศูนย์ดังแสดงในรูปที่ 12



รูปที่ 12 ประสิทธิภาพของการอบแห้งลำไย

6. อภิปรายผลการวิจัย

จากผลการศึกษาห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์จาก พลังงานความร้อนได้พิภพ พบว่า ลำไยจำนวน 95.02 kg ที่ ความชื้นฐานเปียก 85.73% เมื่อทำการอบแห้งด้วยลมร้อน

อุณหภูมิในช่วง 60-75 °C เป็นระยะเวลาต่อเนื่อง 40 h น้ำหนักของลำไยลดลงเหลือ 33.28 kg ที่ความชื้นฐานเปียกที่ 38.00% มีอัตราการถ่ายเทความร้อนของลมร้อนภายในห้องเท่ากับ 18.27 kW ซึ่งมีการป้อนความร้อนจากน้ำร้อน 30.07 kW และพลังงานไฟฟ้าจากพัดลมในการกระจายลมร้อนภายในห้อง 0.82 kW_e ทำให้ประสิทธิภาพของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ มีค่าประมาณ 58.79%

7. สรุป

ผลจากการศึกษาสมรรถนะของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ที่มีขนาดกว้าง 3.6 m ยาว 6.0 m และสูง 3.0 m โดยใช้พลังงานความร้อนใต้พิภพ สามารถสรุปได้ดังนี้

1. ลำไยก่อนการอบแห้ง 95.02 kg มีความชื้นฐานเปียก 85.73% และหลังการอบแห้งน้ำหนักลดลงเหลือ 33.28 kg ความชื้นฐานเปียก 38.00% โดยใช้อุณหภูมิภายในห้องอบแห้ง 60-75 °C เป็นระยะเวลา 40 h
2. อัตราการระเหยของน้ำจากผลิตภัณฑ์เท่ากับ 0.000429 kg/s
3. อุณหภูมิของน้ำร้อนบริเวณทางเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประมาณ 80 °C มีอัตราการไหลของน้ำร้อนเฉลี่ย 1.36 kg/s และอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเฉลี่ย 30.07 kW
4. อัตราการถ่ายเทความร้อนของลมร้อนภายในห้องอบแห้ง มีค่าเฉลี่ย 18.27 kW
5. ประสิทธิภาพของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์พลังงานความร้อนใต้พิภพเท่ากับ 58.79%

8. ข้อเสนอแนะ

ผลผลิตทางการเกษตรแต่ละชนิดมีการใช้อุณหภูมิและระยะเวลาในการอบแห้งไม่เหมือนกัน ดังนั้นควรศึกษาวิธีการอบแห้งผลผลิตทางการเกษตรต่าง ๆ ก่อนทำการอบแห้ง เพื่อให้อุณหภูมิและระยะเวลาที่เหมาะสมต่อการอบแห้ง จึงจะสามารถเพิ่มประสิทธิภาพในการอบแห้งได้มากยิ่งขึ้น

9. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณวิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้ ภายใต้ “โครงการผลิตและพัฒนาศักยภาพบัณฑิตทางด้านพลังงานทดแทน ในกลุ่มประเทศอาเซียนสำหรับนักศึกษาในระดับบัณฑิตศึกษา” และโครงการการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบขั้นบันไดจากพลังงานความร้อนใต้พิภพในประเทศไทย กองทุนเพื่อส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงานสำนักงานนโยบายและพลังงานปี 2560 กระทรวงพลังงานที่มอบทุนการสนับสนุนสำหรับการดำเนินงานวิจัย

10. เอกสารอ้างอิง

- อนิรุทธิ์ ต่ายขาว และสมบัติ ทิมทรัพย์. (2556). เครื่องอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์ชนิดความชื้นแบบธรรมชาติและชนิดพาความร้อนแบบบังคับ. วารสารวิชาการมหาวิทยาลัยอีสเทิร์นเอเชีย. 7 (1) : 23-31.
- เวียง อารชี่ ศิวลักษณ์ ปฐวีรัตน์ วิบูลย์ เทพนนท์ อนุชา เขาวีโชติ อุทัย ธาณี และอัศพล เสนาณรงค์. (2559). การศึกษาการใช้โรงอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์ร่วมกับเครื่องอบลมร้อนแบบชั้นวางสำหรับอบแห้งผักและผลไม้. วารสารสมาคมวิศวกรรมเกษตรแห่งประเทศไทย ปีที่ 22 ฉบับที่ 1, 39-45.
- กิตติศักดิ์ ศรีสวัสดิ์ และวริศ จิตต์ธรรม (2559). การศึกษาตู้อบพลาสติกพลังงานความร้อนจากแผงโซลาร์ร่วมกับขดลวดทำความร้อน. 9 (2) : 20-30.
- Lakshmi.D.V.N., Muthukumar P., Layek A., and Nayak P. (2017). Drying kinetics and quality analysis of black turmeric (*Curcuma caesia*) drying in a mixed mode forced convection solar dryer integrated with thermal energy storage. *Renewable Energy*, 120 : 23-34.
- Thanompongchart P., Pintana P., Phimphilai K., and Tippayawong N. (2017). Utilization of Biomass



Energy in Drying of Glutinous Rice Crakers. Energy Procedia 138 : 331-336.	i	เข้า
ธนะวิทย์ ทองวิเชียร และกฤษณะพงศ์ สังขวาสี. (2558). เตาอบพลังงานความร้อนจากแก๊ส. การประชุม วิชาการครุศาสตร์อุตสาหกรรมระดับชาติ.8 : 89-94.	HW	น้ำร้อน
Hamdani, Rizal T.A., and Muhammad Z. (2018) Fabrication and testing of hybrid solar-biomass dryer for drying fish. Case Studies in Thermal Engineering . 12 : 489-496	Mb	มอเตอร์และพัดลม
นัฐพร ไชยญาติ. (2561). เทคโนโลยีพลังงานความร้อน ใต้พิภพ (Geothermal Energy Technology) . พิมพ์ ครั้งที่ 8. วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้. : มหาวิทยาลัยแม่โจ้	o	ออก
	Pd	ผลิตภัณฑ์ทางการเกษตร

11. รายการสัญลักษณ์

สัญลักษณ์

Cp	ค่าความจุความร้อนจำเพาะ (kJ/kg·K)
h	เอนโทรปี (kJ/Kg)
M	น้ำหนัก
RH	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ (%)
T	อุณหภูมิ (°C)
v	ความเร็วลม (m/s)
Q	อัตราการถ่ายเทความร้อน (kW)
W	กำลังไฟฟ้า (kW _e)

ตัวกรีก

η	ประสิทธิภาพด้านพลังงาน (%)
\dot{m}	อัตราการไหล
ω	อัตราส่วนความชื้น

ตัวห้อย

a	อากาศ
bulk	ค่าเฉลี่ย
db	กระเปาะแห้ง
Drying	ห้องอบแห้งอบบรมศูนย์
fg	การควบแน่นของน้ำที่ระเหยออกจากผลิตภัณฑ์

บทความทางวิชาการที่ 5

- ชื่อผู้แต่ง: สุธรรม ชาวจ้าว
กชกร บุญกัน
วัชระ กลั่นคูวัฒน์
นัฐพร ไชยญาติ
- ชื่อบทความ: การวิเคราะห์สมรรถนะของการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนจากเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพแบบชั้นบันไดของน้ำพุร้อนสันกำแพง
Performance Analysis of Combined Cooling Heating and Power from Cascade Geothermal Energy Technology of Sankamphang Hot Spring
- ชื่อวารสาร: การประชุมวิชาการระดับชาติ ประจำปี 2561 มหาวิทยาลัยแม่โจ้
- เล่มที่: หน้า 244-255, ระหว่างวันที่ 11-13 ธันวาคม 2561 ณ อาคารเฉลิมพระเกียรติสมเด็จพระเทพรัตนราชสุดา มหาวิทยาลัยแม่โจ้ เชียงใหม่



มหาวิทยาลัยแม่โจ้ MAEJO UNIVERSITY

เกียรติบัตรประกาศเกียรติคุณนี้ให้ไว้เพื่อแสดงว่า

นายสุธรรม ชาวจิว

ได้นำเสนอผลงานทางวิชาการ ภาคบรรยาย

เรื่อง

การวิเคราะห์สมรรถนะของการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำควมเย็นและความร้อนจากเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพแบบขี้น้ำมันโดยองน้ำพร้อนสันน้ำท่าแพง

ในการประชุมวิชาการระดับชาติ ประจำปี 2561

วันที่ 11-13 ธันวาคม พ.ศ. 2561

ณ มหาวิทยาลัยแม่โจ้ จังหวัดเชียงใหม่

(รองศาสตราจารย์ ดร.ยงยุทธ ข่านสี)

ผู้อำนวยการสำนักวิจัยและส่งเสริมวิชาการการเกษตร

ประธานคณะกรรมการดำเนินงานประชุมวิชาการระดับชาติ ประจำปี 2561

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จำเนียร ยศราช)

อธิการบดีมหาวิทยาลัยแม่โจ้

การวิเคราะห์สมรรถนะของการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อน
จากเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพแบบชั้นบันไดของน้ำพุร้อนสันกำแพง
Performance Analysis of Combined Cooling Heating and Power
from Cascade Geothermal Energy Technology of Sankamphang Hot Spring

สุธรรม ชาวจิว กชกร บุญกัน วัชระ กลั่นคูวัฒน์ และนัฐพร ไชยญาติ*
Sutham Chao-ngew, Kodchakon Bunkan, Watchara Klancoowat and Nattaporn Chaiyat*

วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้ เชียงใหม่ 50290

School of Renewable Energy, Maejo University, Chiang Mai, Thailand 50290

*Corresponding author: benz178tii@hotmail.com

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ทำการวิเคราะห์สมรรถนะของการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อน จากเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพแบบชั้นบันไดของน้ำพุร้อนสันกำแพง ซึ่งได้ทำการออกแบบ สร้าง และทดสอบระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ที่ทำงานร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน และห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ เพื่อทำการวิเคราะห์หาสมการสมรรถนะของระบบผลิตพลังงานร่วมต่างๆ จากการศึกษาพบว่า ประสิทธิภาพของระบบผลิตพลังงานไฟฟ้า ความเย็น และความร้อน มีความสัมพันธ์กับตัวแปรต้นที่มีผลต่อการทำงานเป็นลักษณะเส้นตรง โดยสมการสมรรถนะของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ มีรูปแบบความสัมพันธ์ คือ $\eta_{ORC} = 0.1472(T_{HW,j} - T_{CLW,j}) - 2.9988$ สมการสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน เท่ากับ $COP_{AB} = -0.8015[(T_{HW,j} - T_c) / (T_{CLW,j} - T_e)] + 2.4937$ และสมการสมรรถนะของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ คือ $\eta_{Drying} = -0.0457(T_{HW,j} - T_a) + 2.6491$ ตามลำดับ

คำสำคัญ: วัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ สมการสมรรถนะ น้ำพุร้อน

Abstract

This research analyzed performance of a combined cooling heating and power (CCHP) from cascade geothermal energy technology of Sankamphang hot spring. Design, construction and testing of an Organic Rankine Cycle (ORC) integrated with an absorption chiller and a centralized drying room were performed to find out the each performance curve of the CCHP system. From the study results, it could be found that the efficiencies of power, cooling and heating units were effectively with the input variables in form of linear correlation. The performance curve of the ORC unit was $\eta_{ORC} = 0.1472(T_{HW,j} - T_{CLW,j}) - 2.9988$, while the performance curve of the absorption chiller was $COP_{AB} = -0.8015[(T_{HW,j} - T_c) / (T_{CLW,j} - T_e)] + 2.4937$ and the performance curve of the centralized drying room was $\eta_{Drying} = -0.0457(T_{HW,j} - T_a) + 2.6491$, respectively.

Keywords: Organic Rankine Cycle, absorption chiller, centralized drying room, performance curve hot spring

คำนำ

พลังงานมีความสำคัญต่อการพัฒนาเศรษฐกิจ และคุณภาพชีวิตของมนุษย์ โดยที่มาของพลังงานส่วนใหญ่ นั้นมาจากทรัพยากรสิ้นเปลืองที่มีอยู่อย่างจำกัด ทำให้ประเทศไทยมีการนำเข้าพลังงานจำนวนมาก กระทรวงพลังงานจึงกำหนดนโยบายพลังงานของประเทศ ตามแผนพัฒนาพลังงานทดแทนและพลังงานทางเลือก พ.ศ.2558-2579 ให้มีการผลิตไฟฟ้าจากพลังงานทดแทน 15-20% ภายในปี พ.ศ. 2579 (กระทรวงพลังงาน, 2546) เพื่อสนับสนุนยุทธศาสตร์ของกระทรวงพลังงาน พลังงานความร้อนใต้พิภพจึงถูกทำการศึกษา ช้างเผือก และนัฐพร (2559) ได้ทำการจำลองระบบเพื่อวิเคราะห์สมรรถนะการทำงานของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน ผลการศึกษาพบว่า ก่อนปรับปรุงระบบอุณหภูมิเข้าหม้อต้ม 90-120^oซ. ประสิทธิภาพวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ประมาณ 8% โดยหลังปรับปรุงระบบมีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นประมาณ 12% สุธรรม และคณะ (2560) ได้ทำการออกแบบและวิเคราะห์การผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นแบบดูดกลืนและความร้อนที่ต่อกับแบบอนุกรมใช้แหล่งพลังงานความร้อนใต้พิภพของน้ำพุร้อนสันกำแพง ผลจากการออกแบบและวิเคราะห์ พบว่า สามารถผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ขนาดกำลังการผลิต 15 kW_e มีประสิทธิภาพของระบบ 8.09% และระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนขนาดการทำความเย็น 5 TR มีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ 0.86 รวมทั้งห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ขนาดการทำความร้อน 20 kW ซึ่งประสิทธิภาพของระบบรวมประมาณ 23% Ambriz-Díaz *et al.* (2017) ได้ทำการจำลองและวิเคราะห์การผลิตกระแสไฟฟ้า การทำความเย็น และการอบแห้งผลิตภัณฑ์ทางการเกษตรโดยใช้พลังงานความร้อนใต้พิภพ ผลการจำลองพบว่า วัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ขนาด 110 kW_e มีประสิทธิภาพประมาณ 8.95% ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนขนาดการทำความเย็น 40 TR มีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะที่ 0.6 และการอบแห้งมะเขือเทศ 500 kg มีประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ 70% Chaiyat *et al.* (2017) ได้ทำการเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ขนาด 25 kW_e ด้วยระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนขนาด 1 TR เพื่อลดอุณหภูมิที่เครื่องควบแน่น จากการทดสอบพบว่า ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนทำให้อุณหภูมิที่เครื่องควบแน่นลดลง ส่งผลให้ประสิทธิภาพวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ดีขึ้น 12.46% เมื่อเทียบกับระบบปกติ Rubio-Maya *et al.* (2015) ได้ทำการศึกษาการใช้ประโยชน์พลังงานความร้อนใต้พิภพแบบชั้นบันได จากการศึกษาพบว่า การใช้ประโยชน์พลังงานความร้อนใต้พิภพแบบชั้นบันไดเป็นวิธีที่มีประสิทธิภาพและมีความยั่งยืน โดยเริ่มใช้ประโยชน์จากอุณหภูมิสูงในช่วง 80-120^oซ. วัฏจักรแรงดันอินทรีย์อุณหภูมิในช่วง 50-90^oซ. และอุณหภูมิในช่วง 30-7^oซ. นำมาใช้ในการอบแห้งผลิตภัณฑ์ทางการเกษตร Chaiyat and Kiatsiriroat (2015) ได้ทำการศึกษาความเป็นไปได้ด้านพลังงาน ของการเพิ่มประสิทธิภาพวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ร่วมกับการผลิตพลังงานร่วม จากการศึกษาพบว่า เมื่อนำระบบดูดกลืนร่วมกับวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ขนาด 25 kW_e ทำให้ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น 7% เมื่ออุณหภูมิ น้ำเย็น 15^oซ. สำหรับการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนที่จะทำการศึกษาสมการสมรรถนะ มีแหล่งความร้อนในรูปแบบน้ำร้อนที่ใช้งานร่วมกันซึ่งพลังงานความร้อนที่ได้จากน้ำพุร้อนจะนำมาป้อนให้แก่วัฏจักรแรงดันอินทรีย์ในกระบวนการผลิตกระแสไฟฟ้า น้ำร้อนที่ออกจากระบบผลิตไฟฟ้าจะนำมาป้อนให้แก่ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน และน้ำร้อนที่ผ่านระบบการทำความเย็นจะนำมาป้อนให้แก่ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ นอกจากนี้ น้ำร้อนที่ผ่านกระบวนการผลิตพลังงานความร้อนของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์จะนำไปปรับความร้อนจากนั้นพุร้อนและนำไปป้อนให้แก่วัฏจักรแรงดันอินทรีย์อีกครั้ง ระบบดังกล่าวจะมีการใช้งานพลังงานความร้อนที่มีลักษณะคล้ายชั้นบันได ซึ่งเป็นการใช้พลังงานให้เกิดประโยชน์สูงสุด

จากงานวิจัยต่างๆ ข้างต้นสามารถสรุปได้ว่า ยังไม่มีงานวิจัยใดทำการศึกษาสมรรถนะของระบบการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบขั้นบันได จากวัฏจักรแรงดันสารอินทรีย์ ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน และห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์จากพลังงานความร้อนได้พิภพ เพื่ออธิบายพฤติกรรมการทำงานของระบบอย่างมีประสิทธิภาพและง่ายต่อการใช้งาน จึงเป็นที่มาของงานวิจัยนี้

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

วัฏจักรแรงดันสารอินทรีย์

วัฏจักรแรงดันสารอินทรีย์ใช้แหล่งความร้อนจากภายนอกมาเข้าสู่กระบวนการผลิตกระแสไฟฟ้า โดยมีอุปกรณ์ประกอบไปด้วย เครื่องขยายตัว เครื่องผลิตกระแสไฟฟ้าแบบเหนี่ยวนำ ปัมป์สารทำงาน เครื่องควบแน่น หม้อต้ม และสารทำงานที่ใช้ในระบบ คือ R-245fa (นัฐพร, 2560) และการทดสอบวัฏจักรแรงดันสารอินทรีย์สามารถทำได้ โดยตรวจวัดค่าอุณหภูมิและอัตราการไหลของน้ำ ความดัน และศักย์ไฟฟ้าของอุปกรณ์ในระบบ รายละเอียดตำแหน่งจุดวัดดังแสดงใน Figure 1 การพิจารณาอัตราการถ่ายเทความร้อนที่หม้อต้มและเครื่องควบแน่น รวมทั้งประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงดันสารอินทรีย์ สามารถหาได้จากสมการที่ 1-3 ตามลำดับ

$$Q_B = \dot{m}_{HW1} C_{p_{bulk,HW1}} (T_{HW1} - T_{HW2}) \quad \text{--- (1)}$$

$$Q_C = \dot{m}_{CLW1} C_{p_{bulk,CLW}} (T_{CLW2} - T_{CLW1}) \quad \text{--- (2)}$$

$$\eta_{ORC} = (W_{Exp,e} - W_{RP} - W_{OP}) / Q_B \quad \text{--- (3)}$$

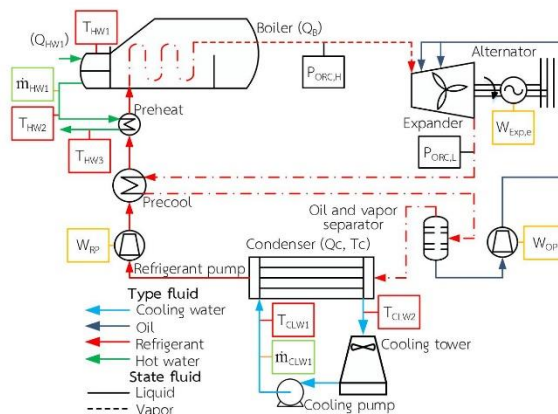


Figure 1 แผนภาพอุปกรณ์และจุดตรวจวัดของวัฏจักรแรงดันสารอินทรีย์

ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนเป็นระบบทำความเย็นที่อาศัยความร้อนเหลือทิ้ง มาใช้ในกระบวนการผลิตความเย็น ซึ่งมีอุปกรณ์หลัก คือ เจนเนอเรเตอร์ เครื่องควบแน่น เครื่องระเหย แอบซอร์เบอร์ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ป้อนสารละลาย และสารทำงานที่ใช้ในระบบคือ น้ำ-ลิเทียมโบรไมด์ (นัฐพร, 2560) และการทดสอบระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนสามารถทำได้โดยตรวจวัดค่าอุณหภูมิและอัตราการไหลของน้ำ วัดค่าอุณหภูมิสารทำงาน และวัดกำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ระบบ รายละเอียดตำแหน่งจุดวัดดังแสดงใน Figure 2

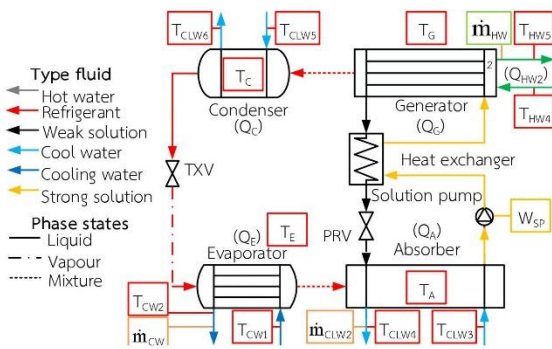


Figure 2 แผนภาพอุปกรณ์และจุดตรวจวัดของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

การพิจารณาอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เจนเนอเรเตอร์และเครื่องระเหย รวมถึงค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน สามารถหาได้จากสมการที่ 4-6 ตามลำดับ

$$Q_G = \dot{m}_{HW2} C_{p, bulk, HW2} (T_{HW4} - T_{HW5}) \quad \text{--- (4)}$$

$$Q_E = \dot{m}_{CW} C_{p, bulk, CW} (T_{CW1} - T_{CW2}) \quad \text{--- (5)}$$

$$COP_{AB} = Q_E / (Q_G + W_{SP}) \quad \text{--- (6)}$$

ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ เป็นระบบใช้น้ำหรือน้ำร้อนเป็นตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อน ตัวกลางที่มีอุณหภูมิสูงจะถูกส่งผ่านแผงแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนให้กับอากาศภายในห้องอบแห้งให้มีอุณหภูมิสูง จากนั้นพัดลมและมอเตอร์จะส่งลมร้อนให้หมุนเวียนภายในห้องอบแห้ง ซึ่งห้องอบแห้งประกอบด้วยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน มอเตอร์ พัดลม และฉนวนฉนวน (นัฐพร, 2560) และการทดสอบห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์สามารถทำได้โดยตรวจวัดค่าอุณหภูมิและอัตราการไหลของน้ำ อุณหภูมิกระเปาะแห้งและความชื้นสัมพัทธ์ของ

อากาศ ความเร็วลมเฉลี่ยภายในห้องอบแห้ง และวัตกำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่พัดลมแบบหมุนตามแนวแกน รายละเอียดตำแหน่งจุดวัดดังแสดงใน Figure 3

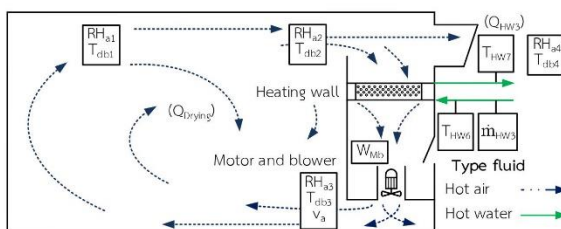


Figure 3 แผนภาพอุปกรณ์และจุดตรวจวัดของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

การพิจารณาประสิทธิภาพของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ สามารถหาอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและภายในห้องอบแห้ง จากสมการที่ 7-9 ตามลำดับ

$$Q_{HW3} = \dot{m}_{HW3} C_{p,Bulk,HW3} (T_{HW6} - T_{HW7}) \quad \text{--- (7)}$$

$$Q_{Dryng} = \dot{m}_{da} (h_3 - h_2) \quad \text{--- (8)}$$

$$\eta_{Dryng} = Q_{Dryng} / (Q_{HW3} + W_{Mb}) \quad \text{--- (9)}$$

อุปกรณ์และวิธีการ

ในการวิจัยนี้มีรายละเอียดขั้นตอนการดำเนินงานวิจัยดังแสดงต่อไปนี้
 ออกแบบและสร้างระบบผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนจากเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพแบบชั้นบันได โดยมีลักษณะดังแสดงใน Figure 4

248 รายงานการประชุมวิชาการระดับชาติ ประจำปี 2561 11-13 ธันวาคม 2561 ณ อาคารเฉลิมพระเกียรติสมเด็จพระเทพรัตนราชสุดาฯ มหาวิทยาลัยแม่โจ้

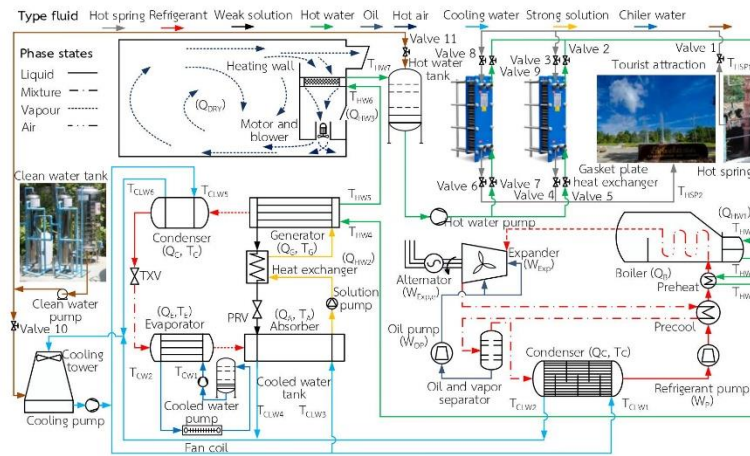


Figure 4 แผนภาพระบบผลิตพลังงานร่วมต่อกันแบบอนุกรม (แบบชั้นบันได) โดยใช้พลังงานความร้อนใต้พิภพ ทดสอบและวิเคราะห์ผลทดสอบเพื่อหาสมการสมรรถนะของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ทดสอบและวิเคราะห์ผลทดสอบเพื่อหาสมการสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน ทดสอบและวิเคราะห์ผลทดสอบเพื่อหาสมการสมรรถนะของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

ผลการวิจัย

จากผลการวิเคราะห์หาสมการสมรรถนะของการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบ ชั้นบันได มีรายละเอียดดังต่อไปนี้

ผลการทดสอบและวิเคราะห์ผลทดสอบเพื่อหาสมการสมรรถนะของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์

ลักษณะของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ขนาดการผลิตกระแสไฟฟ้า 10 kW_e ที่ได้ทำการทดสอบดังแสดงใน Figure 5 ซึ่งได้ทำการทดสอบในช่วงสภาวะคงตัว (Steady state) ผลจากการทดสอบประกอบด้วย อุณหภูมิ น้ำร้อน น้ำหล่อเย็นที่เข้าและออกระบบ ความดันของสารทำงาน และค่ากำลังไฟฟ้าที่ป้อนและผลิตได้ของระบบ

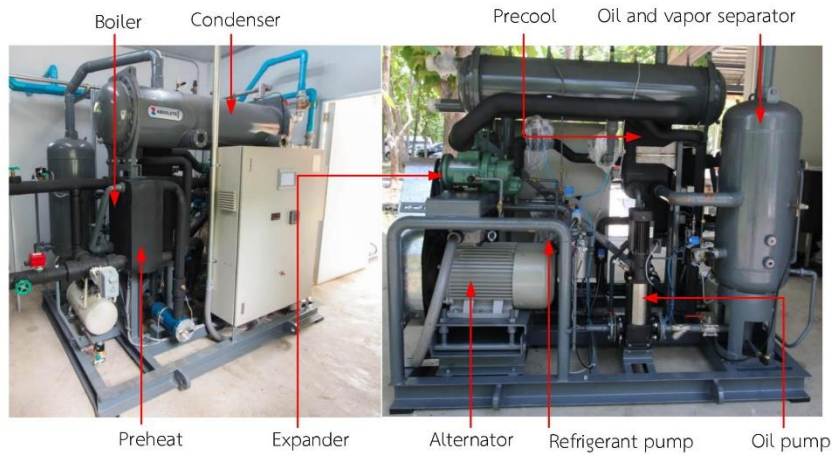


Figure 5 ระบบผลิตไฟฟ้าวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ขนาดการผลิตกระแสไฟฟ้า 10 kW_e

ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ กับสัดส่วนอุณหภูมิของน้ำร้อนเข้าหม้อต้ม และน้ำหล่อเย็นที่เข้าเครื่องควบแน่น ($T_{HW,i} - T_{CLW,i}$) ซึ่งแปรผันตรงต่อกัน โดยเมื่อผลต่างของอุณหภูมิน้ำร้อนที่เข้าหม้อต้ม และน้ำหล่อเย็นที่เข้าเครื่องควบแน่นมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ประสิทธิภาพการทำงานของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์เพิ่มขึ้นตามไปด้วย และยังพบว่าความสัมพันธ์ในรูปแบบเส้นตรงดังแสดงในสมการที่ 10 โดยมีค่า $R^2 = 0.869$ คือ ค่าสัมประสิทธิ์การตัดสินใจ และค่า P-value = 0.0008 คือ ค่าสัดส่วนของความน่าจะเป็นใช้สำหรับทำนายพฤติกรรมการทำงานของระบบที่ได้จากการคำนวณด้วยโปรแกรมทางสถิติดังแสดงใน Figure 6

$$\eta_{ORC} = 0.1472(T_{HW,i} - T_{CLW,i}) - 2.9988 \quad \text{---- (10)}$$

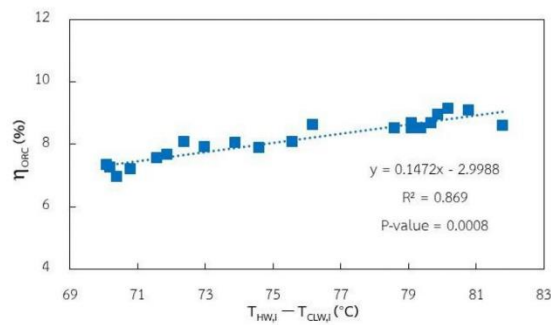


Figure 6 สมการสมรรถนะของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์

ผลการทดสอบและวิเคราะห์ผลทดสอบเพื่อหาสมการสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

ลักษณะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนขนาดการทำความเย็น 3 TR ได้ทำการทดสอบดังแสดงใน Figure 7 ซึ่งได้ทำการทดสอบในช่วงสภาวะคงตัว โดยผลจากการทดสอบประกอบด้วย อุณหภูมิน้ำร้อน น้ำหล่อเย็น น้ำเย็นที่เข้าและออกระบบ และค่ากำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ระบบ



Figure 7 ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนขนาดการทำความเย็น 3 TR

ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน กับสัดส่วนของผลต่างอุณหภูมิน้ำร้อน น้ำหล่อเย็น และอุณหภูมิสารทำงาน $(T_{HW,i} - T_C) / (T_{CLW,i} - T_E)$ ซึ่งแปรผกผันกับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน เมื่อผลต่างอุณหภูมิน้ำร้อน น้ำหล่อเย็น และอุณหภูมิสารทำงานเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำงานของระบบทำความเย็นมีค่าลดลง โดยผลต่างอุณหภูมิของน้ำร้อน น้ำหล่อเย็น และอุณหภูมิสารทำงานมีความสัมพันธ์กับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำงานของระบบในรูปแบบของเส้นตรงดังแสดงในสมการที่ 11 โดยมีค่า $R^2 = 0.8868$ และค่า $P\text{-value} = 8.9985 \times 10^{-19}$ ดังแสดงใน Figure 8

$$COP_{AB} = -0.8015[(T_{HW,i} - T_C) / (T_{CLW,i} - T_E)] + 2.4937 \quad \text{--- (11)}$$

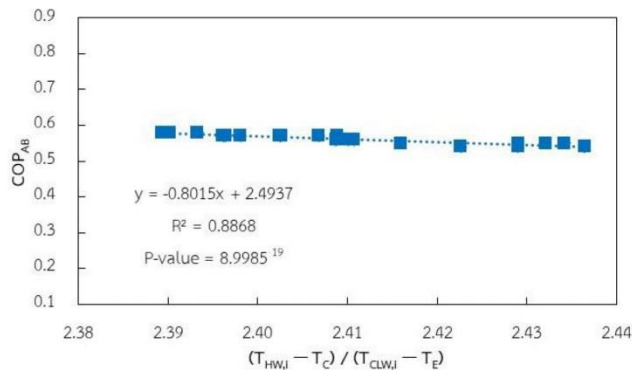


Figure 8 สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

ผลการทดสอบและวิเคราะห์ผลทดสอบเพื่อหาสมการสมรรถนะของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

ลักษณะของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ขนาดการผลิตพลังงานความร้อน 20 kW ที่ได้ทำการทดสอบดังแสดงใน Figure 9 ซึ่งได้ทำการทดสอบในช่วงสภาวะคงตัว โดยผลจากการทดสอบประกอบด้วย อุณหภูมิน้ำร้อน น้ำหล่อเย็น น้ำเย็นที่เข้าและออกระบบ และค่ากำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ระบบ



Figure 9 ห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ขนาดการผลิตพลังงานความร้อน 20 kW

ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ กับผลต่างของอุณหภูมิน้ำร้อนและอุณหภูมิอากาศภายนอก ($T_{HW,i} - T_a$) ซึ่งแปรผกผันกัน โดยเมื่อผลต่างของอุณหภูมิน้ำร้อนและอุณหภูมิอากาศภายนอกเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่าประสิทธิภาพของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์มีค่าลดลง และมีความสัมพันธ์กับค่าประสิทธิภาพในรูปแบบของเส้นตรงดังแสดงในสมการที่ 12 โดยมีค่า $R^2 = 0.8936$ และ $P\text{-value} = 1.0972 \times 10^{-17}$ ดังแสดงใน Figure 10

$$\eta_{Drying} = - 0.0457(T_{HW,i} - T_a) + 2.6491 \quad \text{---- (12)}$$

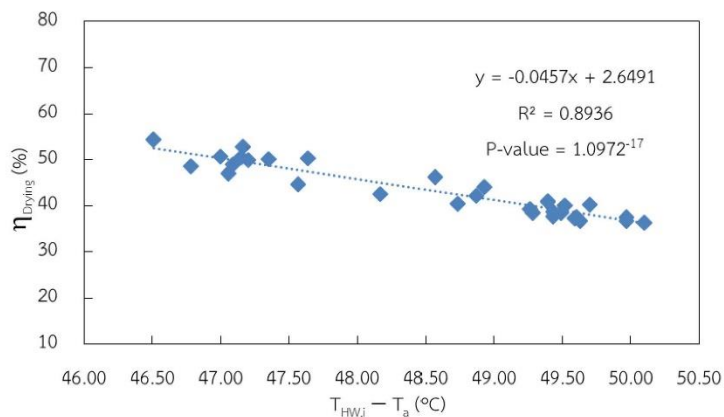


Figure 10 สมการสมรรถนะของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์

วิจารณ์ผลการวิจัย

สมการสมรรถนะของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน และห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ มีความสัมพันธ์กับตัวแปรต้นของระบบที่มีผลต่อการทำงานเป็นลักษณะเส้นตรง ซึ่งง่ายต่อการนำไปใช้ในการออกแบบระบบต่าง ๆ ได้อย่างมีประสิทธิภาพ โดยทำการป้อนตัวแปรต้นที่เปลี่ยนแปลงไปตามศักยภาพของแต่ละพื้นที่ไปยังสมการสมรรถนะ ก็สามารถได้ผลประสิทธิภาพการทำงานและนำไปใช้ในการออกแบบต่อไปอย่างมีประสิทธิภาพ

สรุปผลการวิจัย

จากการวิเคราะห์สมการสมรรถนะของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน และห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ สามารถสรุปผลการวิเคราะห์ดังต่อไปนี้

1. ประสิทธิภาพของระบบผลิตพลังงานไฟฟ้า ความเย็น และความร้อน มีความสัมพันธ์กับตัวแปรต้นที่มีผลต่อการทำงานเป็นลักษณะเส้นตรง
2. สมการสมรรถนะของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ คือ $\eta_{ORC} = 0.1472(T_{HWJ} - T_{CLWJ}) - 2.9988$
3. สมการสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน คือ $COP_{AB} = -0.8015[(T_{HWJ} - T_C) / (T_{CLWJ} - T_E)] + 2.4937$
4. สมการสมรรถนะของห้องอบแห้งแบบรวมศูนย์ คือ $\eta_{Drying} = -0.0457(T_{HWJ} - T_a) + 2.6491$

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณวิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้ ภายใต้ “โครงการผลิตและพัฒนาศักยภาพบัณฑิตทางด้านพลังงานทดแทน ในกลุ่มประเทศอาเซียนสำหรับนักศึกษาาระดับบัณฑิตศึกษา” และโครงการการผลิตไฟฟ้า ร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนแบบชั้นบันไดจากพลังงานความร้อนใต้พิภพในประเทศไทย กองทุนเพื่อส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงานสำนักงานนโยบายและพลังงานปี พ.ศ. 2560 กระทรวงพลังงานที่มอบทุนการสนับสนุนสำหรับการดำเนินงานวิจัย

เอกสารอ้างอิง

- กระทรวงพลังงาน. 2546. **คู่มือผู้สอนพลังงานและสิ่งแวดล้อม**. พิมพ์ครั้งที่ 2. กรุงเทพฯ: กระทรวงพลังงาน.
- ช่างเผือก อินทวิเตศ และ นัฐพร ไชยญาติ. 2559. การวิเคราะห์สมรรถนะทางความร้อนของวัฏจักรแรงดันสารอินทรีย์ที่ทำงานร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน. น. 88-93. ใน **การประชุมสัมมนาวิชาการรูปแบบพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทยครั้งที่ 9**.
- นัฐพร ไชยญาติ. 2560. **การนำความร้อนทิ้งกลับคืน (Waste Heat Recovery)**. พิมพ์ครั้งที่ 6. วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้. เชียงใหม่: สำนักพิมพ์ มหาวิทยาลัยแม่โจ้. 457 น.
- สุธรรม ขาวจิว นัฐพร ไชยญาติ ขวโรจน์ ใจสิน และจักรพันธ์ ถาวรงามยิ่งสกุล. 2560. การผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นและความร้อนจากเทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพแบบชั้นบันไดของน้ำพุร้อนสันกำแพง. น.215-222. ใน **การประชุมวิชาการการถ่ายทอดพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการครั้งที่ 17**.
- Ambriz-Diaz V.M., C. Rubio-Maya, J. Pacheco Ibarra, G. Gonzalez and J. Patino. 2017. Analysis of a sequential production of electricity, ice and drying of agricultural products by cascading geothermal energy. **International Journal of Hydrogen Energy** 42: 18092-18102.
- Chaiyat N. and T. Kiatsiriroat. 2015. Analysis of combined cooling heating and power generation from organic Rankine cycle and absorption system. **Energy** 91: 363-370.
- Chaiyat N., Y. Wakaiyang and X. Inthavideth. 2017. Enhancement efficiency of organic Rankine cycle by using sorption system. **Applied Thermal Engineering** 122: 368-379.
- Rubio-Maya C., V.M. AmbrizDiaz, E. PastorMartinez and J.M. Belman-Flores. 2015. Cascade utilization of low and medium enthalpy geothermal resources. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** 52: 689-716.

รายการสัญลักษณ์

		สัญลักษณ์	
Cp	ค่าความจุความร้อนจำเพาะ (kJ/kg-k)	v	ความเร็ว (m/s)
COP	สัมประสิทธิ์สมรรถนะ	Q	อัตราการถ่ายเทความร้อน (kW)
\dot{m}	อัตราการไหล (kg/s)	RH	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ (%)
P	ความดัน (bar)	W	กำลังไฟฟ้า (kW _e)
T	อุณหภูมิ (°C)		
		ตัวกรีก	
η	ประสิทธิภาพ (%)		
		ตัวห้อย	
a	อากาศ	G	เจนเนอเรเตอร์
A	แอบซอร์ปเบอร์	HW	น้ำร้อน
AB	ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน	HSP	น้ำพู่ร้อน
B	หม้อต้ม	i	เข้า
C	เครื่องควบแน่น	L	ต่ำ
CLW	น้ำหล่อเย็น	Mb	พัดลมแบบหมุนตามแนวแกน
CW	น้ำเย็น	o	ออก
db	อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศ	OP	ปั้มน้ำมันหล่อลื่น
Drying	ระบบอบแห้งแบบรวมศูนย์	ORC	วัฏจักรแรงดันอินทรีย์
e	ไฟฟ้า	RP	ปั้มน้ำทำงาน
EXP	เครื่องขยายตัว	SP	ปั้มน้ำละลาย
E	เครื่องระเหย		

ประวัติผู้วิจัย

ชื่อ-สกุล	นายสุธรรม ชาวजू
เกิดเมื่อ	08 กรกฎาคม 2535
ประวัติการศึกษา	2557 ปริญญาบัณฑิต สาขาวิชาเทคโนโลยีเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยี ราชมงคลล้านนา น่าน 2555 ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง สาขาวิชาช่างยนต์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา น่าน
ประวัติการทำงาน	2557-2559 พนักงานออกแบบ บริษัทเกรทเตอร์เทค เอ็นจิเนียริง

