



การหาประสิทธิภาพระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์



ปิยะธิดา ปัญญาใหญ่

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของความสมบูรณ์ของการศึกษาตามหลักสูตร

ปริญญาวิทยาศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเกษตร

สำนักบริหารและพัฒนาวิชาการ มหาวิทยาลัยแม่โจ้

พ.ศ. 2564

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยแม่โจ้



366228345

MJU iThesis 6103309003 thesis / recv: 11062564 12:18:29 / seq: 27

การหาประสิทธิภาพระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์

ปิยะธิดา ปัญญาใหญ่

วิทยานิพนธ์นี้ได้รับการพิจารณาอนุมัติให้เป็นส่วนหนึ่งของความสมบูรณ์ของการศึกษา

ตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเกษตร

พิจารณาเห็นชอบโดย

อาจารย์ที่ปรึกษา

อาจารย์ที่ปรึกษาหลัก

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.นำพร ปัญญาใหญ่)

วันที่ 11 เดือน มิถุนายน พ.ศ. 2564

อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ธนศิษฐ์ วงศ์ศิริอำนวย)

วันที่ 11 เดือน มิถุนายน พ.ศ. 2564

อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ทิพาพร คำแดง)

วันที่ 11 เดือน มิถุนายน พ.ศ. 2564

ประธานอาจารย์ผู้รับผิดชอบหลักสูตร

(รองศาสตราจารย์ ดร.สุนทร สืบคำ)

วันที่ 11 เดือน มิถุนายน พ.ศ. 2564

สำนักบริหารและพัฒนาวิชาการรับรองแล้ว

(รองศาสตราจารย์ ดร.ญาณิน โอภาสพัฒนกิจ)

รองอธิการบดี ปฏิบัติการแทน

อธิการบดี มหาวิทยาลัยแม่โจ้

วันที่ 14 เดือน มิถุนายน พ.ศ. 2564

ชื่อเรื่อง การหาประสิทธิภาพระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์

ชื่อผู้เขียน นางสาวปิยะธิดา ปัญญาใหญ่

ชื่อปริญญา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเกษตร

อาจารย์ที่ปรึกษาหลัก ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.นำพร ปัญญาใหญ่

บทคัดย่อ

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาการวิเคราะห์พลังงานของการนำความร้อนเหลือทิ้งจากระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ วัตถุประสงค์ของการศึกษานี้คือการกำหนดประสิทธิภาพเชิงความร้อนภายใต้เงื่อนไขที่แตกต่างกัน เช่น อัตราการไหลของน้ำ ปริมาณเชื้อเพลิง ปริมาณแก๊สเข้า ระบบประกอบด้วยสองส่วนที่สำคัญ ได้แก่ เต้าไปโอชาร์ 200 ลิตร และเต้าเผาซ้ำ ที่มีความกว้าง 80 เซนติเมตร และสูง 173 เซนติเมตร ภายในท่อเกลียวขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 3.8 เซนติเมตร จะนำเลี้ยงน้ำจากถังเก็บน้ำขนาด 100 ลิตร เข้าสู่ระบบเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน ผลิตภัณฑ์นี้เป็นน้ำร้อนซึ่งสามารถใช้สำหรับระบบอบแห้งหรือระบบผลิตน้ำร้อน ผลิตภัณฑ์ที่ได้จากไบโอชาร์คือถ่านไบโอชาร์ซึ่งเป็นถ่านคุณภาพสูง เหมาะสำหรับการปรับปรุงดินเพื่อเพิ่มผลผลิตทางการเกษตร โดยจะได้สองผลิตภัณฑ์ภายในระบบเดียว ผลการศึกษาพบว่า การทดสอบระบบด้วยการปริมาณเชื้อเพลิง 7 ที่อัตราการไหลของน้ำ 5 ลิตรต่อนาที และเต้าไปโอชาร์จำนวน 5 เต้า ส่งผลให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีที่สุด โดยมีอุณหภูมิน้ำขาออกเต้าเผาซ้ำ 99.7 องศาเซลเซียส สามารถผลิตไบโอชาร์ได้ 80.73 ± 2.92 กิโลกรัมต่อรอบการดำเนินการทดสอบ ส่งผลให้ระบบมีประสิทธิภาพ 50.72 ± 1.72 เปอร์เซ็นต์ ในส่วนของความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์พบว่า มีรายรับสูงกว่ารายจ่ายหรือต้นทุนแปรผัน 5.73 เท่า ซึ่งส่งผลให้สามารถคืนทุนภายใน 11 เดือน 17 วัน

คำสำคัญ : เต้าเผาซ้ำ, การแลกเปลี่ยนความร้อน, ระบบกักเก็บความร้อน, ไบโอชาร์



366228349

MJU-1Thesis 6103309003 thesis / recv: 11062564 12:18:29 / seq: 27

Title	EFFICIENCY OF HEAT STORAGE SYSTEM FROM BIOCHAR PRODUCTION PROCESS
Author	Miss Piyathida Panyoyai
Degree	Master of Engineering in Agricultural Engineering
Advisory Committee Chairperson	Assistant Professor Dr. Numpon Panyoyai

ABSTRACT

In this research, the energy analysis of waste heat recovery from the biochar production process was studied. The objective of this study was to determine the thermal efficiency under different conditions related to water flow rate and fuel. The system consisted of two essential functions. The main parts were the 200-liter biochar kiln and the re-burning kiln heat exchanger case with 80 centimeters of wide and 173 centimeters of high. Inside re-burning kiln had coiled pipe with a diameter of 3.8 centimeters and carried the water from the 100 liter water tank entering the system for heat transfer. The product was hot water, which can be used for drying systems or hot water boiler systems. The products obtained from the biochar kiln were biochar, which had high quality charcoal suitably for soil improvement to increase agricultural production. These were two products in one system. The results showed that the process of the system with 7 kilograms of fuel at 5 liters per minute of water flow and using 5 biochar kilns. Provided the best possible heat transfer. The water outlet temperature of 99.7 degrees Celsius, can be produced biochar of 80.73 ± 2.92 kilograms per test cycle. Resulting in system efficiency of 50.72 ± 1.72 percent. In terms of economic value, it was found that income was 5.73 times higher than the expenditure or variable costs and payback period was within 11 months 17 days.

Keywords : Re-Burning kiln, Heat exchanger, Heat storage system, Biochar



3666228345

MJU iThesis 6103309003 thesis / recv: 11062564 12:18:29 / seq: 27

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ได้รับความอนุเคราะห์จาก ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. นำพร ปัญญาใหญ่ อาจารย์ที่ปรึกษา ซึ่งท่านได้ให้คำแนะนำถึงแนวทางในการศึกษาค้นคว้า ข้อมูล ช่องทางการการเข้าถึง แหล่งความรู้ขั้นตอนและแนวทางในการดำเนินงานวิจัยและสละเวลา อันมีค่าในการตรวจสอบ ให้แนวทางแก้ไข เพื่อมุ่งหวังให้งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงได้อย่างสมบูรณ์

ขอขอบคุณคณาจารย์ที่ร่วมเป็นคณะกรรมการสอบ ซึ่งประกอบด้วย ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. นิตติ คำเมืองลือ ประธานกรรมการสอบ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ธนศิษฏ์ วงศ์ศิริอำนวยการ และ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ทิพาพร คำแดง กรรมการสอบ สำหรับคำแนะนำในการปรับปรุงงานวิจัยอันเป็นประโยชน์ทำให้การทำวิทยานิพนธ์มีความสมบูรณ์มากยิ่งขึ้น ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณอาจารย์ทุกท่านเป็นอย่างสูงไว้ ณ ที่นี้

ขอขอบคุณอาจารย์ทุกท่าน และบุคลากรสาขาวิศวกรรมเกษตร คณะวิศวกรรมและอุตสาหกรรมเกษตร มหาวิทยาลัยแม่โจ้ที่พร้อมให้คำแนะนำในหลาย ๆ ด้าน และเป็นกำลังใจจนทำให้สำเร็จการศึกษาไปด้วยดี

ขอขอบคุณบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยแม่โจ้ ที่ให้ทุนอุดหนุนการทำวิทยานิพนธ์ “การหาประสิทธิภาพระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์” ครั้งนี้

ขอขอบคุณกำลังใจที่ดีจากครอบครัว เพื่อนๆ และน้องๆ นักศึกษาปริญญาตรี ที่คอยให้ความช่วยเหลือ ส่งเสริมและสนับสนุนผู้วิจัยมา ตลอดอันเป็นแรงผลักดันให้งานวิจัยครั้งนี้ สำเร็จลุล่วงได้เป็นอย่างดี

สุดท้ายนี้ผู้วิจัยหวังว่า วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ จะเป็นประโยชน์ต่อผู้ที่สนใจ เพื่อนำไป ประยุกต์ใช้ งาน หรือเป็นแนวทางในการศึกษาเพิ่มเติมต่อไป

ปิยะธิดา ปัญญาใหญ่

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ค
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	ง
กิตติกรรมประกาศ.....	จ
สารบัญ.....	ฉ
สารบัญตาราง.....	ฉ
สารบัญภาพ.....	ฎ
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	3
1.3 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	4
1.4 ขอบเขตของการทำโครงการ.....	4
บทที่ 2 ทฤษฎีและการตรวจเอกสาร.....	5
2.1 การผลิตพลังงานจากเชื้อเพลิงชีวมวล.....	5
2.2 พลังงานจากความร้อนเหลือทิ้ง.....	6
2.3 การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ (Heat recovery).....	7
2.4 ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน.....	10
2.5 ทฤษฎีการกำหนดจุดเจาะปล่องสำหรับวัดค่าปล่องทิ้งอากาศ.....	11
2.6 ปริมาณความชื้น.....	11
2.7 ปริมาณความร้อน.....	12
2.8 พลังงานจากเชื้อเพลิงป้อน.....	13
2.9 การสูญเสียความร้อนทางปล่อง.....	13



366228345

2.10 การสูญเสียความร้อนผ่านผนังเตา.....	13
2.11 การระบายความร้อนของน้ำ.....	14
2.12 ปริมาณการใช้พลังงาน.....	15
2.13 ประสิทธิภาพพลังงานความร้อนของระบบ.....	16
2.14 ปริมาณมลพิษ.....	16
2.15 ความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์.....	16
2.16 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	19
บทที่ 3 วิธีการวิจัย.....	25
3.1 แผนดำเนินงานวิจัย.....	25
3.2 การกำหนดตัวแปรศึกษา.....	26
3.3 ศึกษาโครงสร้างเตาไปโออาร์ขนาด 200 ลิตร.....	26
3.4 ศึกษาโครงสร้างและการทำงานของระบบ.....	27
3.5 วัสดุและอุปกรณ์.....	28
3.6 จำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนก่อนการทดสอบด้วยโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์.....	29
3.7 การทดสอบหาอัตราการไหล.....	29
3.8 การทดสอบหาปริมาณเชื้อเพลิง.....	30
3.9 การทดสอบหาปริมาณความชื้นเชื้อเพลิงทดสอบ.....	30
3.10 กระบวนการทดสอบ.....	31
3.11 การทดสอบหาปริมาณการใช้เชื้อเพลิง.....	31
3.12 การทดสอบหาปริมาณมลพิษ.....	32
3.13 การคำนวณพลังงานความร้อนและประสิทธิภาพระบบ.....	33
3.14 การคำนวณความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์.....	35
บทที่ 4 ผลการวิจัยและวิจารณ์.....	36
4.1 จำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนก่อนการทดสอบด้วยโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์.....	36

4.2 อัตราการไหลของน้ำที่เหมาะสมสำหรับการทดลอง.....	40
4.3 ปริมาณเชื้อเพลิงที่เหมาะสมสำหรับการทดลอง.....	41
4.4 ปริมาณความชื้นของเชื้อเพลิง.....	43
4.5 อัตราการใช้เชื้อเพลิง.....	45
4.6 ปริมาณมลพิษ.....	47
4.7 ปริมาณไบโอชาร์.....	58
4.8 อุณหภูมิการทดสอบระบบ.....	62
4.9 พลังงานความร้อน.....	65
4.10 ประสิทธิภาพระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์.....	67
4.11 ความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์.....	69
บทที่ 5 สรุปและข้อเสนอแนะ.....	72
5.1 สรุปผลวิจัย.....	72
5.2 ข้อเสนอแนะ.....	73
5.3 ปัญหาที่พบในการศึกษา.....	75
ภาคผนวก.....	76
ก. คำนวณประสิทธิภาพระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์.....	77
ข. การเข้าร่วมประชุมวิชาการและผลงานวิจัยตีพิมพ์เผยแพร่.....	79
บรรณานุกรม.....	88
ประวัติผู้วิจัย.....	94



3666228345

สารบัญตาราง

ตารางที่ 1	เปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำขาออกจากการทดสอบจริงและการจำลองด้วยโปรแกรม	38
ตารางที่ 2	การเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำขาออกที่อัตราการไหล 4 ระดับ	41
ตารางที่ 3	การเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำขาออกที่ปริมาณเชื้อเพลิงต่างกัน	42
ตารางที่ 4	ปริมาณความชื้นจากการทดสอบหาอัตราการไหลของน้ำ	44
ตารางที่ 5	ปริมาณความชื้นจากการทดสอบหาปริมาณเชื้อเพลิงเตาเผาซ้ำ	44
ตารางที่ 6	ปริมาณความชื้นระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์	44
ตารางที่ 7	อัตราการใช้เชื้อเพลิงในการทดสอบหาอัตราการไหลของน้ำที่ดีที่สุด	45
ตารางที่ 8	อัตราการใช้เชื้อเพลิงในการทดสอบหาเชื้อเพลิงสำหรับเตาเผาซ้ำที่ดีที่สุด	46
ตารางที่ 9	อัตราการใช้เชื้อเพลิงของระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์	46
ตารางที่ 10	การใช้พลังงานไฟฟ้า	46
ตารางที่ 11	เปรียบเทียบปริมาณฝุ่นละอองและแก๊สด้วยการใช้เตาไบโอชาร์ 3 เตา	50
ตารางที่ 12	เปรียบเทียบปริมาณฝุ่นละอองและแก๊สด้วยการใช้เตาไบโอชาร์จำนวน 4 เตา	53
ตารางที่ 13	เปรียบเทียบปริมาณฝุ่นละอองและแก๊สด้วยการใช้เตาไบโอชาร์ 5 เตา	57
ตารางที่ 14	เปรียบเทียบปริมาณฝุ่นละอองและแก๊สด้วยการใช้เตาไบโอชาร์ 5 เตา	58
ตารางที่ 15	เปรียบเทียบผลิตภัณฑ์จากการบวนการผลิตไบโอชาร์ขนาด 200 ลิตร จำนวน 3 เตา ..	59
ตารางที่ 16	เปรียบเทียบผลิตภัณฑ์จากการบวนการผลิตไบโอชาร์ขนาด 200 ลิตร จำนวน 4 เตา ..	60
ตารางที่ 17	เปรียบเทียบผลิตภัณฑ์จากการบวนการผลิตไบโอชาร์ขนาด 200 ลิตร จำนวน 5 เตา ..	61
ตารางที่ 18	เปรียบเทียบผลิตภัณฑ์จากการบวนการผลิตไบโอชาร์ขนาด 200 ลิตร	61
ตารางที่ 19	อุณหภูมิสูงสุดในแต่ละจุดวัดค่าอุณหภูมิการทดสอบระบบ 3 แบบ	64
ตารางที่ 20	พลังงานความร้อนของระบบกักเก็บความร้อน	66
ตารางที่ 21	เปรียบเทียบพลังงานความร้อนของระบบ	69
ตารางที่ 22	ค่าใช้จ่ายในการดำเนินการ	70



ตารางที่ 23 การวิเคราะห์เศรษฐศาสตร์ 71



366228345

MU iThesis 6103309003 thesis / recv: 11062564 12:18:29 / seq: 27

สารบัญภาพ

ภาพที่ 1 การนำความร้อนมาใช้โดยตรง 6

ภาพที่ 2 การนำความร้อนเหลือทิ้งมาใช้โดยอ้อม..... 6

ภาพที่ 3 Plate heat exchanger 7

ภาพที่ 4 Shell and Tube Heat Exchanger..... 8

ภาพที่ 5 Stack recuperator..... 9

ภาพที่ 6 Economize..... 9

ภาพที่ 7 รูปแบบการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นโดยการนำ การพาและการแผ่รังสี..... 10

ภาพที่ 8 ตำแหน่งเก็บตัวอย่างอากาศ..... 11

ภาพที่ 9 เตาเผาซ้ำ..... 12

ภาพที่ 10 แผนดำเนินงานวิจัย 25

ภาพที่ 11 เตาไปโอซาร์ขนาด 200 ลิตร..... 26

ภาพที่ 12 โครงสร้างและการทำงานของระบบ 27

ภาพที่ 13 การกระจายอุณหภูมิในเตาเผาซ้ำ 29

ภาพที่ 14 ทดสอบหาอัตราการไหลที่ดีที่สุด..... 29

ภาพที่ 15 ทดสอบหาอัตราการไหลที่ดีที่สุด..... 30

ภาพที่ 16 กระบวนการทดสอบ..... 31

ภาพที่ 17 Testo 380..... 32

ภาพที่ 18 อุณหภูมิภายในเตาเผาซ้ำที่อัตราการไหลของน้ำ..... 37

ภาพที่ 19 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิน้ำขาออกที่อัตราการไหลต่างกันตลอดช่วงการทดสอบ..... 37

ภาพที่ 20 อัตราการไหลของน้ำที่ส่งผลต่ออุณหภูมิของน้ำขาออก 39

ภาพที่ 21 ความแตกต่างของอุณหภูมิภายในเตาเผาซ้ำต่ออุณหภูมิน้ำขาออก..... 39

ภาพที่ 22 การเปลี่ยนตลอดช่วงการทดสอบของอุณหภูมิน้ำขาออกที่อัตราการไหล 4 ระดับ..... 41

ภาพที่ 23 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิปล่องควันที่ปริมาณเชื้อเพลิงต่างกัน	42
ภาพที่ 24 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิน้ำขาออกที่ปริมาณเชื้อเพลิงต่างกัน	43
ภาพที่ 25 ปริมาณฝุ่นละอองจากการทดสอบระบบโดยใช้เตาไปโอซาร์จำนวน 3 เตา.....	47
ภาพที่ 26 ปริมาณแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์ด้วยการใช้เตาไปโอซาร์ 3 เตา	48
ภาพที่ 27 ปริมาณแก๊สไนโตรเจนมอนอกไซด์ด้วยการใช้เตาไปโอซาร์ 3 เตา	49
ภาพที่ 28 ปริมาณแก๊สออกซิเจนจากการทดสอบระบบโดยใช้เตาไปโอซาร์จำนวน 3 เตา	49
ภาพที่ 29 ปริมาณฝุ่นละอองด้วยการใช้เตาไปโอซาร์ 4 เตา	51
ภาพที่ 30 ปริมาณแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์ด้วยการใช้เตาไปโอซาร์ 4 เตา	52
ภาพที่ 31 ปริมาณแก๊สไนโตรเจนมอนอกไซด์ด้วยการใช้เตาไปโอซาร์ 4 เตา	52
ภาพที่ 32 ปริมาณแก๊สออกซิเจนด้วยการใช้เตาไปโอซาร์ 4 เตา.....	53
ภาพที่ 33 ปริมาณฝุ่นละอองด้วยการใช้เตาไปโอซาร์ 5 เตา	54
ภาพที่ 34 ปริมาณแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์ด้วยการใช้เตาไปโอซาร์ 5 เตา	55
ภาพที่ 35 ปริมาณแก๊สไนโตรเจนมอนอกไซด์ด้วยการใช้เตาไปโอซาร์ 5 เตา	56
ภาพที่ 36 ปริมาณแก๊สออกซิเจนด้วยการใช้เตาไปโอซาร์ 5 เตา.....	57
ภาพที่ 37 ปริมาณมลพิษจากระบวนการผลิตไปโอซาร์	58
ภาพที่ 38 ผลิตรกณฑ์จากการบวนการผลิตไปโอซาร์ขนาด 200 ลิตร จำนวน 3 เตา	59
ภาพที่ 39 ผลิตรกณฑ์จากการบวนการผลิตไปโอซาร์ขนาด 200 ลิตร จำนวน 4 เตา.....	60
ภาพที่ 40 ผลิตรกณฑ์จากการบวนการผลิตไปโอซาร์ขนาด 200 ลิตร จำนวน 5 เตา	60
ภาพที่ 41 ผลิตรกณฑ์จากการบวนการผลิตไปโอซาร์ขนาด 200 ลิตร	61
ภาพที่ 42 ผลิตรกณฑ์จากการบวนการผลิตไปโอซาร์ขนาด 200 ลิตร จำนวน 5 เตา	62
ภาพที่ 43 อุณหภูมิแต่ละจุดในการทดสอบระบบโดยการใช้เตาไปโอซาร์ 3 เตา	63
ภาพที่ 44 อุณหภูมิแต่ละจุดในการทดสอบระบบโดยการใช้เตาไปโอซาร์ 4 เตา	63
ภาพที่ 45 อุณหภูมิแต่ละจุดในการทดสอบระบบโดยการใช้เตาไปโอซาร์ 5 เตา	64
ภาพที่ 46 ตำแหน่งวัดค่าพารามิเตอร์.....	65



366228345

ภาพที่ 47 พลังงานความร้อนของระบบกักเก็บความร้อนแบบใช้เตาไบโอชาร์ 3 เตา..... 66

ภาพที่ 48 พลังงานความร้อนของระบบกักเก็บความร้อนแบบใช้เตาไบโอชาร์ 4 เตา..... 66

ภาพที่ 49 พลังงานความร้อนของระบบกักเก็บความร้อนแบบใช้เตาไบโอชาร์ 5 เตา..... 67

ภาพที่ 50 พลังงานความร้อนของระบบกักเก็บความร้อน..... 68

ภาพที่ 51 เปรียบเทียบพลังงานความร้อนของระบบ..... 68

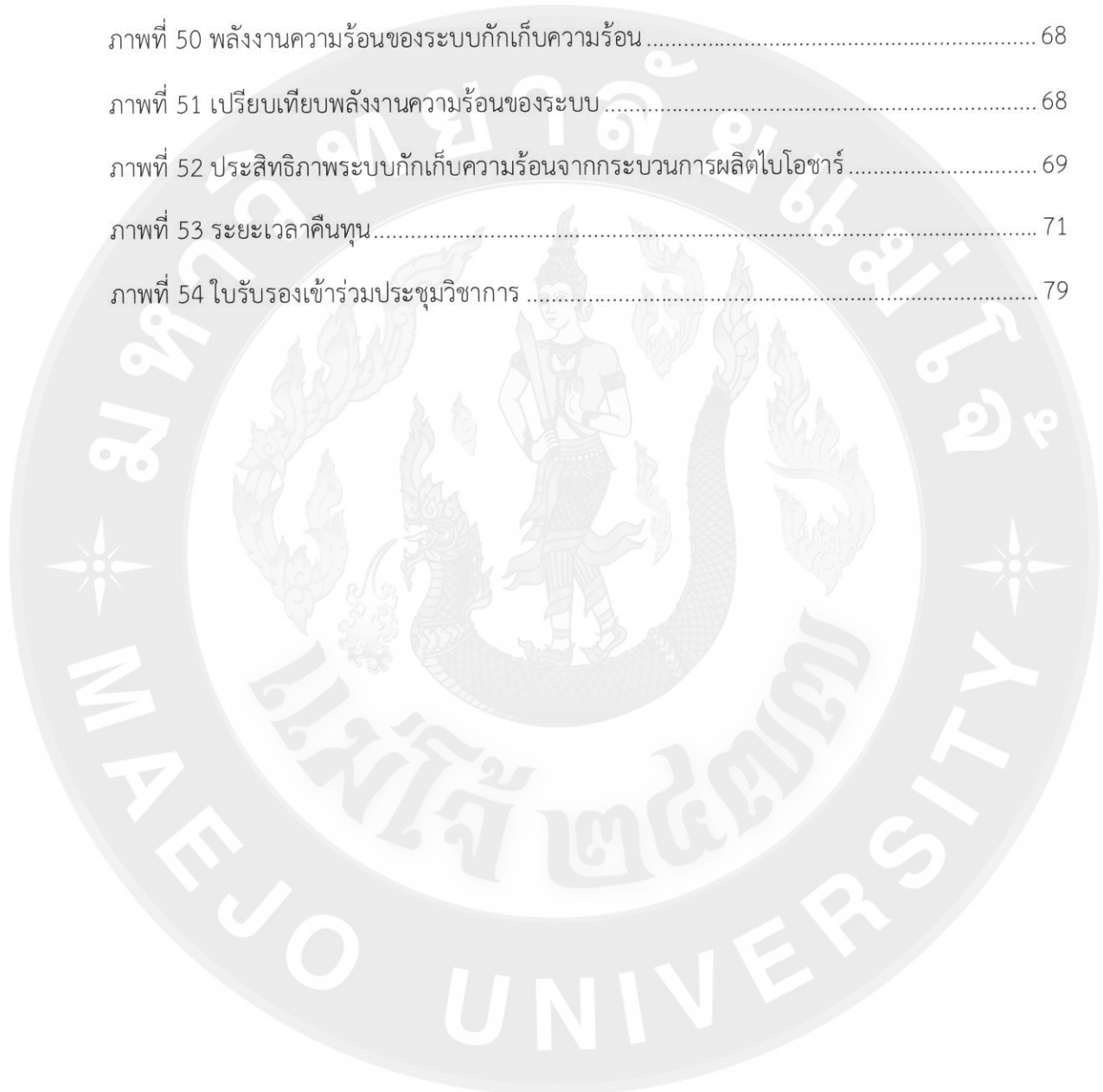
ภาพที่ 52 ประสิทธิภาพระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์..... 69

ภาพที่ 53 ระยะเวลาคืนทุน..... 71

ภาพที่ 54 ไบร่รับรองเข้าร่วมประชุมวิชาการ..... 79



366228345



บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา

พลังงานทดแทน หรือ พลังงานทางเลือก คือพลังงานที่ถูกนำมาใช้ทดแทนพลังงานแบบเดิม หรือเป็นพลังงานที่เป็นทางเลือกใหม่นอกเหนือจากที่ใช้กันอยู่ในปัจจุบัน นับว่าเป็นปัจจัยที่สำคัญอย่างหนึ่งในการดำรงชีวิตของมนุษย์ เพราะเข้าไปเกี่ยวข้องกับการขับเคลื่อนเศรษฐกิจทั้งภาคอุตสาหกรรม ภาคคมนาคม ภาคเกษตรกรรม และภาคครัวเรือนในด้านการส่งเสริมคุณภาพชีวิตให้สะดวกสบายยิ่งขึ้น เนื่องจากพลังงานที่ใช้อยู่ในปัจจุบันกำลังจะหมดไปในอนาคตอันใกล้หรือมีมลพิษต่อสิ่งแวดล้อมมากจนเกินไป และนำมาซึ่งภาวะปัญหาโลกร้อน (ThaiBiotech, 2017)

สถานการณ์การใช้พลังงานทดแทนจะอยู่ในรูปของพลังงานความร้อนมากที่สุด คิดเป็นสัดส่วนมากกว่าร้อยละ 60 ของการใช้พลังงานทดแทนทั้งหมด รองลงมา ได้แก่ เชื้อเพลิงชีวภาพ และไฟฟ้า โดยในปี 2557 การใช้พลังงานความร้อนคิดเป็นร้อยละ 64 เชื้อเพลิงชีวภาพ และไฟฟ้า คิดเป็นร้อยละ 19.7 และ 16.3 ตามลำดับ (กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและการอนุรักษ์พลังงาน, 2558) ส่งผลให้เกิดแผนพัฒนาพลังงานทดแทนและพลังงานทางเลือก พ.ศ. 2558 - 2579 (AEDP2015) ซึ่งมีวัตถุประสงค์ เพื่อให้ประเทศไทยสามารถพัฒนาพลังงานทดแทนให้เป็นพลังงานหลักของประเทศ ทดแทน เสริมสร้างความมั่นคงด้านพลังงานของประเทศ สนับสนุนอุตสาหกรรมการผลิตเทคโนโลยีพลังงานทดแทนในประเทศ และเพื่อวิจัยพัฒนาส่งเสริมเทคโนโลยีพลังงานทดแทนสัญชาติไทยให้สามารถแข่งขันในตลาดสากล (สำนักงานนโยบายและแผนพลังงานกระทรวงพลังงาน, 2559)

ชีวมวล (Biomass) หมายถึง สารอินทรีย์ที่เป็นแหล่งกักเก็บพลังงานจากธรรมชาติและสามารถนำมาใช้ผลิตพลังงานได้ สารอินทรีย์เหล่านี้ได้มาจากพืชและสัตว์ต่างๆ เช่น เศษไม้ ขยะ วัสดุเหลือใช้ทางการเกษตร (พรพรรณ, 2561) “นักวิจัยได้แบ่งประเภทของชีวมวลตามปริมาณความชื้นภายในชีวมวล (Moisture Content) กล่าวคือ ชีวมวลที่มีปริมาณความชื้นสูงประมาณ 50 เปอร์เซ็นต์ โดยน้ำหนักเช่น ชานอ้อย, มูลสัตว์ และ กากน้ำตาล เป็นต้น จะเรียกประเภทของชีวมวลนี้ว่า Wet Conversion Process ส่วนชีวมวลที่มีความชื้นต่ำ เช่น ฟางข้าว, ชังข้าวโพด และ แกลบ เป็นต้น จะเรียกว่า Dry Conversion Process” (McKendry, 2002)

จุดเด่นของการใช้เชื้อเพลิงชีวมวล คือ “เป็นเชื้อเพลิงที่สามารถหาได้ง่ายโดยมีอยู่ทั่วไปท้องถิ่นนั้น ๆ และ การแปรรูปเชื้อเพลิงชีวมวลมาเป็นพลังงานมีต้นทุนที่ไม่สูง” เช่น ในพื้นที่ชนบทบางพื้นที่ได้นำไม้พินมาใช้เพื่อเป็นแหล่งความร้อนสำหรับประกอบอาหาร หรือ ในพื้นที่ที่ต้องการใช้ไฟฟ้าก็สามารถนำเชื้อเพลิงชีวมวลที่สามารถหาได้รอบ ๆ พื้นที่นั้นมาเป็นเชื้อเพลิงขั้นต้นสำหรับ



366228345

MTU 1Thesis 6103309003 thesis / recv: 11062564 12:18:29 / seq: 27

กระบวนการผลิตไฟฟ้าได้เช่นกัน (Hoogwijk, 2003) นอกจากนี้การเพาะปลูกพืชชีวมวลยังสามารถสร้างรายได้ให้แก่ประชาชนได้ในท้องถิ่นนั้นได้

ชีวมวลที่นำมาใช้เป็นพลังงาน มีแหล่งที่มาได้ 2 แหล่งหลักๆ คือ

1. เศษวัสดุเหลือใช้จากการเก็บเกี่ยวหรือจากการแปรรูปสินค้าทางการเกษตร
2. จากการปลูกพืชเพื่อนำมาใช้เพื่อเป็นเชื้อเพลิงผลิตพลังงานโดยเฉพาะ

ประโยชน์ของการใช้พลังงานชีวมวลเป็นการช่วยลดการทิ้งของพืชผลทางการเกษตรได้ดีทางหนึ่ง ลดการเผาสิ่งเหลือใช้ เป็นการช่วยลดการปล่อยก๊าซเรือนกระจกขึ้นสู่ชั้นบรรยากาศ ยิ่งกว่านั้นยังสามารถเพิ่มรายได้ให้กับเกษตรกรในการขายผลผลิตที่เหลือใช้ทางการเกษตร ถือว่าเป็นการใช้ทรัพยากรทางธรรมชาติที่คุ้มค่าอย่างมาก

สำหรับประเทศไทยนั้นมีศักยภาพชีวมวลในประเทศ 3,942.72 เมกะวัตต์ (กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน, 2556) โดยมีรายละเอียดดังนี้

1. ภาคเหนือ 1,398.66 เมกะวัตต์
2. ภาคกลาง 331.69 เมกะวัตต์
3. ภาคตะวันออกเฉียงเหนือ 1,136.28 เมกะวัตต์
4. ภาคตะวันตก 434.93 เมกะวัตต์
5. ภาคตะวันออก 216.06 เมกะวัตต์
6. ภาคใต้ 426.09 เมกะวัตต์

ถึงแม้ว่าเป็นประเทศแห่งเกษตรกรรมและเปรียบเสมือนครัวของโลกเนื่องจากมีแหล่งทรัพยากรหรือ สารตั้งต้นสำหรับผลิตพลังงานชีวมวลจำนวนมาก แต่การนำพลังงานชีวมวลมาใช้ยังไม่เต็มศักยภาพเท่าที่ควร การที่จะนำพลังงานชีวมวลมาใช้ให้เกิดประสิทธิภาพอย่างแท้จริงนั้นจะต้องพัฒนาที่ตัวบุคคลให้ตระหนักถึงคุณประโยชน์และความจำเป็นของการใช้พลังงานทดแทนประเภทนี้ ชี้ให้เห็นถึงข้อดีข้อเสีย รวมทั้งการพัฒนาทางด้านเทคโนโลยีไปพร้อมกันด้วย เพื่อเป็นสร้างโอกาสและความเชื่อมั่นในให้เกษตรกรตลอดจนประชาชนทั่วไปสามารถประยุกต์ใช้พลังงานจากชีวมวลได้มากยิ่งขึ้น

จากปัญหาดังกล่าวผู้ทำการวิจัยเล็งเห็นว่าสามารถนำหลักการและความรู้เกี่ยวกับพลังงานจากชีวมวลมาปรับใช้ให้สอดคล้องงานวิจัย โดยการนำเตาไบโอชาร์ ซึ่งเตาประเภทนี้ทำให้เกิดกระบวนการแยกสลายด้วยความร้อน (Pyrolysis) “ในชีวมวล (Biomass) จะได้ผลิตภัณฑ์จากการเผาเป็นถ่านชีวภาพหรือไบโอชาร์ (Biochar) หากเข้าใจกระบวนการแยกสลายด้วยความร้อนจะทราบว่าแก๊สชีวมวล (Syngas) ก็เป็นผลิตภัณฑ์ส่วนหนึ่งในกระบวนการ แก๊สที่ได้จะมีคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ไฮโดรเจน (H₂) และมีเทน (CH₄) ซึ่งสามารถติดไฟได้ แก๊สชีวมวลที่เกิดขึ้นภายในเตาไบโอชาร์จะมีการลุกไหม้และเป็นส่วนช่วยให้ความร้อนในการแยกสลายชีวมวลด้วยความร้อนจนเป็นถ่านไบโอ



366228345

ไอซาร์ไปพร้อมๆ กับชีวมวลที่นำมาเป็นเชื้อเพลิง” (Kritchana, 2017) เพลวไฟหรือความร้อนที่ได้จากกระบวนการเผาไหม้สามารถใช้ประโยชน์ในการหุงต้ม ทำกับข้าว เป็นเตาแบบ 3 in 1 ที่ได้ทั้งกำจัดขยะทางการเกษตร ได้ทั้งแก๊สหรือความร้อนใช้หุงต้มและถ่านที่นำไปปรับปรุงดิน ซึ่งลงตัวกับความต้องใช้งานกันอย่างแพร่หลายในครัวเรือน โดยเฉพาะประเทศที่ยากจน เป็นแนวทางการพึ่งตนเองด้วยเทคโนโลยีที่เหมาะสม อีกประเด็นสำคัญที่ควรให้ความสำคัญ คือ การประยุกต์ใช้ความร้อนเหลือทิ้งจากกระบวนการผลิตไบโอซาร์ให้เกิดประโยชน์มากที่สุด

“ความร้อนเหลือทิ้ง คือ พลังงานความร้อนที่ปล่อยทิ้งสู่บรรยากาศหลังจากผ่านการใช้ประโยชน์แล้วซึ่งอาจอยู่ในรูปอากาศ ก๊าซ น้ำ หรือของเหลวที่มีอุณหภูมิสูงกว่าบรรยากาศ โดยอุณหภูมิจะเป็นตัวบอกประเภทและคุณภาพของความร้อนเหลือทิ้ง” (Teerawut, 2014) ซึ่งแบ่งออกเป็น 3 ระดับ ดังนี้ (Allahyar et al., 2016)

1. ความร้อนเหลือทิ้งคุณภาพสูง มีอุณหภูมิในช่วง 600-1,600 องศาเซลเซียส
2. ความร้อนเหลือทิ้งคุณภาพปานกลาง มีอุณหภูมิในช่วง 200-600 องศาเซลเซียส
3. ความร้อนเหลือทิ้งคุณภาพต่ำ มีอุณหภูมิในช่วง 35-200 องศาเซลเซียส

ความร้อนเหลือทิ้งขณะเผาไหม้ของเตาไบโอซาร์ขนาด 50 ลิตร โดยปกติแล้วจะมีคุณภาพความร้อนเหลือทิ้งระดับปานกลาง เมื่อทำการเพิ่มขนาดเตาไบโอซาร์จากเดิมที่เน้นเพื่อการผลิตถ่านไบโอซาร์และใช้หุงต้ม เป็นขนาด 200 ลิตร จะทำให้ได้ความร้อนหรือเพลวไฟที่นานขึ้น อุณหภูมิสูงขึ้น กำจัดขยะทางการเกษตรได้เร็วและกำจัดได้ในปริมาณที่มากขึ้น ซึ่งเป็นผลดีและเอื้ออำนวยต่อการศึกษาวิจัยการนำความร้อนเหลือทิ้งจากกระบวนการผลิตไบโอซาร์กลับมาใช้ใหม่ โดยผ่านกระบวนการ เครื่องมือ อุปกรณ์ อันจะส่งผลต่อการสร้างรายได้ สร้างอาชีพ เป็นพลังงานจากชีวมวลที่ทุกคนสามารถทำได้ มีขั้นตอนไม่ซับซ้อน อีกทั้งยังตรงตามแผนพัฒนาและส่งเสริมการใช้พลังงานทดแทน

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1. ออกแบบระบบเพื่อนำความร้อนจากเตาผลิตไบโอซาร์มาผลิตความร้อนให้กับหม้อต้มน้ำร้อน ขนาด 100-200 ลิตร และสร้างแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์
2. วิเคราะห์องค์ประกอบเชิงปริมาณ และคุณภาพของไอระเหย และแก๊สไอเสีย
3. วิเคราะห์พลังงาน และประสิทธิภาพของแก๊สจากกระบวนการผลิตไบโอซาร์
4. เพื่อประเมินประสิทธิภาพ และความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์ของระบบกักเก็บความร้อน



366228345

1.3 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ต้นแบบระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์
2. ปัจจัยที่ส่งผลต่อระบบกักเก็บความร้อน
3. ผลการวิเคราะห์องค์ประกอบเชิงปริมาณ และคุณภาพของไอระเหย และแก๊สไอเสีย
4. ผลการวิเคราะห์ประสิทธิภาพ พลังงาน และความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์ของระบบกักเก็บความร้อน

1.4 ขอบเขตของการทำโครงการ

1. ควบคุมปริมาณชีวมวลและปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบ
2. ความต่อเนื่อง สภาวะ และเวลา 3 ชั่วโมงในการทดสอบ
3. มาตรฐานเครื่องมือ และอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ
4. มาตรฐานโปรแกรมและการคำนวณค่าพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้อง
5. สถานที่ทดสอบ คณะวิศวกรรมและอุตสาหกรรมเกษตร มหาวิทยาลัยแม่โจ้



3666228345

บทที่ 2

ทฤษฎีและการตรวจเอกสาร

2.1 การผลิตพลังงานจากเชื้อเพลิงชีวมวล

ปัจจุบันประเทศไทยมีการผลิตพลังงานความร้อนและไฟฟ้า (กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน, 2561) โดยใช้ชีวมวลเป็นเชื้อเพลิงกันอย่างแพร่หลาย ซึ่งระบบจะมีตั้งแต่ขนาดเล็กจนถึงระดับโรงไฟฟ้า โดยการเปลี่ยนชีวมวลเป็นพลังงานด้วย กระบวนการทางเคมี-ความร้อนสามารถจำแนกระบบหลักๆ 4 ประเภท ดังนี้

1. การเผาไหม้โดยตรง (Direct Fired)
2. การเผาไหม้โดยเชื้อเพลิงสองชนิดขึ้นไป (Co-Firing)
3. การผลิตก๊าซเชื้อเพลิง (Gasification) และ

4. ไพโรไลซิส (Pyrolysis) การผลิตพลังงานจากเชื้อเพลิงชีวมวลส่วนใหญ่เลือกใช้ระบบการเผาไหม้โดยตรง โดยนำเชื้อเพลิงชีว มวลมาเผาไหม้โดยตรงในหม้อไอน้ำ (Boiler) ซึ่งไอน้ำที่ผลิตได้นี้จะถูกนำไปป้อนกังหันที่ต่ออยู่กับเครื่อง กำเนิดไฟฟ้าทำให้ได้กระแสไฟฟ้าออกมาและยังสามารถออกแบบในหม้อไอน้ำที่ผานกังหันเพื่อผลิตไฟฟ้า (Condensing Turbine) มาใช้ประโยชน์ในรูปแบบความร้อน ซึ่งการผลิตไอน้ำและไฟฟารวมกันนี้เรียกว่า ระบบผลิตไฟฟ้าและความร้อนรวม (Cogeneration) ซึ่งเป็นระบบที่มีประสิทธิภาพในการใช้เชื้อเพลิงสูง โรงไฟฟ้าถ่านหินหลายแห่งสามารถนำระบบการเผาไหม้โดยใช้เชื้อเพลิงชีวมวลเผาไหม้ร่วมกับถ่านหิน (Co-Firing) เพื่อเป็นการลดการปล่อยมลภาวะโดยเฉพาะก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์

การเผาไหม้โดยตรงเป็นวิธีที่ง่ายที่สุดในการนำเชื้อเพลิงมาใช้ให้เกิดประโยชน์โดยการเผาไหม้ด้วยความร้อนเพื่อเอาก๊าซร้อนไปใช้ในกระบวนการผลิตเช่นการอบแห้งหรือการนำความร้อนที่ได้ไปผลิตไอน้ำร้อนที่มีความดันสูงเพื่อใช้ในการผลิตไฟฟ้าเชื้อเพลิงจะถูกเผาไหม้โดยตรงภายในเตาเผา ความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้จะถูกนำไปใช้ผลิตไอน้ำที่มีอุณหภูมิและความดันสูงไอน้ำที่ผลิตได้นี้จะถูกนำไปใช้ขับเคลื่อนกังหันไอน้ำเพื่อผลิตไฟฟ้าหรือนำความร้อนไปใช้ในกระบวนการอื่นๆ



366228345

MU-1Thesis 6103309003 thesis / rev: 11062564 12:18:29 / seq: 27

2.2 พลังงานจากความร้อนเหลือทิ้ง

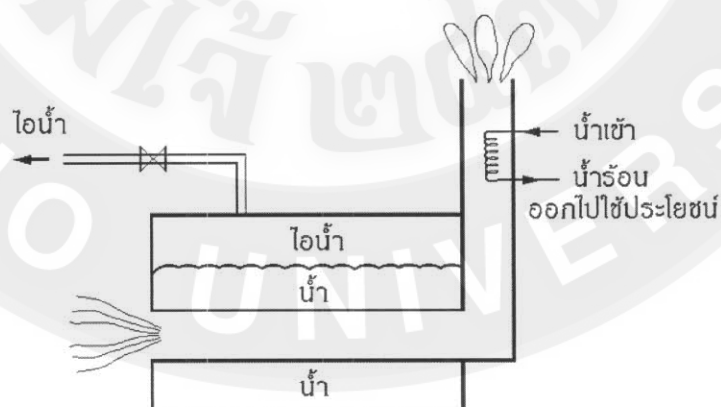
พลังงานความร้อนที่ปล่อยทิ้งสู่บรรยากาศหลังจากผ่านการใช้ประโยชน์แล้วซึ่งอาจอยู่ในรูปอากาศ ก๊าซ น้ำ หรือของเหลวอื่นที่มีอุณหภูมิสูงกว่าบรรยากาศ ความร้อนเหลือทิ้งสามารถนำไปใช้ได้หลายรูปแบบ ดังนี้

1. นำไปใช้โดยตรง (direct heating) “โดยการสัมผัสกับวัสดุอุปกรณ์โดยตรง หรือผสมคลุกเคล้ากับอากาศ ก๊าซ หรือของเหลวที่ต้องการให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น ดังนั้นจึงต้องคำนึงถึงความสะอาด”



ภาพที่ 1 การนำความร้อนมาใช้โดยตรง

2. การนำไปใช้โดยอ้อม (indirect heating) “โดยการแลกเปลี่ยนความร้อนบนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น ก๊าซกับก๊าซ ของเหลวกับก๊าซ หรือของเหลวกับของเหลว ดังนั้นปริมาณความร้อนที่นำกลับมาใช้ประโยชน์ ขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน”



ภาพที่ 2 การนำความร้อนเหลือทิ้งมาใช้โดยอ้อม



366628345

2.3 การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ (Heat recovery)

ในกระบวนการผลิตเกือบทุกอุตสาหกรรมจะมีความร้อนทิ้ง (กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน, 2555) หลายรูปแบบทั้งความร้อน และความเย็น ทั้งเป็นลมร้อน น้ำร้อน หรือแล้วแต่กระบวนการผลิต ซึ่งของเสียเหล่านี้สามารถนำกลับมาใช้เป็นแหล่งพลังงานอีกได้ หรือที่เรียกว่า Heat Recovery ทั้งยังสามารถช่วยประหยัดต้นทุนด้านพลังงานได้อีกทางหนึ่งด้วย ดังนั้นในหัวข้อนี้จะแนะนำให้รู้จักอุปกรณ์ที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทต่างๆ ดังนี้

2.3.1 Plate heat exchanger

คุณลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น คือ “การเอาแผ่นการถ่ายเทความร้อนหลายๆแผ่นมาวางเรียงกันในระยะห่างคงที่ แล้วให้ของเหลวแต่ละชนิดและมีอุณหภูมิต่างกันไหลผ่านช่องว่างระหว่างแผ่นในลักษณะที่สลับกันช่อง เว้นช่อง โดยตัวเครื่องมักทำด้วยแผ่นเหล็กสแตนเลส (Stainless Steel) บางๆ หรือแผ่นไทเทเนียม (Titanium) ซึ่งทนต่อสนิมได้เป็นอย่างดี นำมาทำให้เกิดส่วนนูน และส่วนเว้าประกอปกกันหลายๆแผ่น ของไหลแต่ละชนิดจะไหลสลับกันไปตามช่องว่างที่เกิดจากการประกอปกเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อเพิ่มความแข็งแกร่ง ป้องกันการรั่ว และให้มีช่องว่างสำหรับการไหล ผิวของแผ่นถ่ายเทความร้อน ถูกติดตั้งไว้ในตำแหน่งที่เหมาะสม เพื่อป้องกันไม่ให้ของไหลรั่ว และรักษาระยะห่างระหว่างแผ่นตามที่ต้องการ”



ภาพที่ 3 Plate heat exchanger

ที่มา : <http://alangmarinesolution.com/images/products/plate-heat-exchangers.jpg>

2.3.2 Shell and Tube Heat Exchanger

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ของไหลอย่างหนึ่งจะอยู่ในเชลล์ และอีกอย่างหนึ่งจะอยู่ในท่อ “ใช้ได้ทั้งการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลว-ของเหลว และก๊าซ-ก๊าซ สำหรับการไหลนั้นจะอยู่ในลักษณะไหลสวนทาง หรือไหลขนานก็ได้ หรือทั้งสองอย่างในเครื่องเดียวกันก็ได้ นอกจากนี้้อาจออกแบบให้ของไหลมีทิศทางการตั้งฉากกับท่อก็ได้”



ภาพที่ 4 Shell and Tube Heat Exchanger

ที่มา : http://img.nauticexpo.com/images_ne/photo-g/shell-tube-heat-exchanger-ships-31461-8107152.jpg

2.3.3 Stack recuperator

เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่าง ก๊าซและก๊าซ “จึงมักนิยมใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซเสียจากการเผาไหม้กับอากาศเย็น เหมาะสำหรับติดตั้งกับเตาเผาขนาดใหญ่อุณหภูมิสูง เช่น อุตสาหกรรมเซรามิค อุตสาหกรรมโลหะ และอุตสาหกรรมแก้ว หลักการทำงาน ก๊าซไอเสียและอากาศเย็นที่ต้องการอุ่นความร้อน จะไหลไปตามแนวท่อในแต่ละส่วน ในช่วงแรกของการถ่ายเทความร้อนขณะที่ก๊าซไอเสียมีอุณหภูมิสูง จะเป็นการถ่ายเทความร้อนแบบแผ่รังสี ช่วงถัดมาจะเป็นการถ่ายเทความร้อนด้วยการพาซึ่งก๊าซไอเสียจะถูกส่งผ่านท่อเล็กๆหลายท่อที่ขนานกันเพื่อเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อน”





ภาพที่ 5 Stack recuperator

ที่มา : [http://www.jsunat.com/UserFiles/Image/stack2\(1\).jpg](http://www.jsunat.com/UserFiles/Image/stack2(1).jpg)

2.3.4 Economize

หลักการทํางาน “ภายในอุปกรณ์จะประกอบด้วยกลุ่มท่อจำนวนมาก ซึ่งท่อดังกล่าว จะมีครีบ และวางอยู่ในช่องทางออกของก๊าซไอเสีย โดยที่ของเหลวจะไหลผ่านในท่อ เพื่อรับความร้อนจากก๊าซไอเสียโดยรอบ ทำให้อุณหภูมิของของเหลวสูงขึ้น และอุณหภูมิของก๊าซไอเสียลดต่ำลง ข้อควรระวังคือ ไม่สามารถใช้กับก๊าซไอเสียที่มีอุณหภูมิต่ำเกินไปเนื่องจากจะมีผลกระทบต่อแรงลมไหลผ่าน (Draft Force) รวมทั้งเชื้อเพลิงที่มีกำมะถันปนอยู่ จะก่อให้เกิดการกัดกร่อนเมื่อก๊าซไอเสียมีอุณหภูมิลดต่ำลง หลังการถ่ายเทความร้อน”



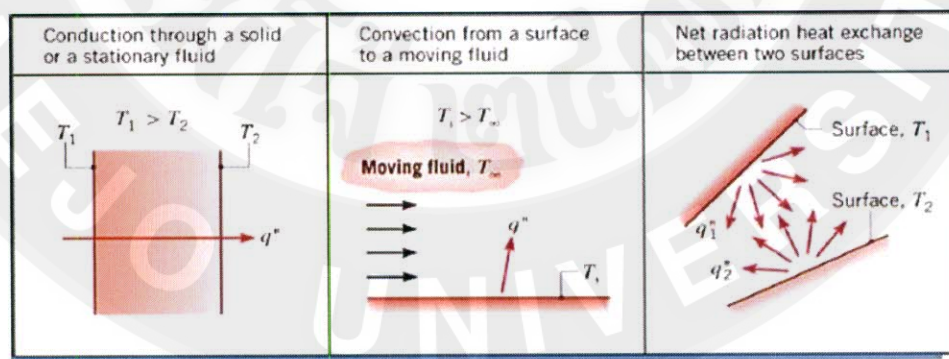
ภาพที่ 6 Economize

ที่มา : <https://d2t1xqejof9utc.cloudfront.net/screenshots/pics/medium.jpg>

2.4 ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน

การถ่ายเทความร้อน คือ การส่งผ่านพลังงานความร้อนซึ่งเกิดขึ้นเนื่องจากความแตกต่างของอุณหภูมิ ดังนั้น เมื่อใดก็ตามที่มีความแตกต่างของอุณหภูมิเกิดขึ้นในตัวกลางหรือระหว่างตัวกลางการถ่ายเทความร้อนมักจะเกิดขึ้นได้ (วสิน, 2559) ดังนั้น “พื้นฐานของการถ่ายเทความร้อนคือ “ความแตกต่างของอุณหภูมิ” (Temperature Different) ถ้าตัวกลางสองตัวมีอุณหภูมิเท่ากันจะไม่เกิดการถ่ายเทความร้อน ดังนั้น ความแตกต่างของอุณหภูมิจึงเป็นแรงขับเคลื่อน (Driving Force) เพื่อให้เกิดการถ่ายเทนั่นเอง อัตราการถ่ายเทความร้อนขึ้นอยู่กับความลาดชันของอุณหภูมิ (Temperature Gradient) ความลาดชันของอุณหภูมิ หมายถึง ความแตกต่างของอุณหภูมิต่อหน่วยความยาว หรือ อัตราการลดลงของอุณหภูมินั่นเอง สมการพื้นฐานสำหรับกระบวนการถ่ายโอน”

การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในแบบต่าง ๆ “เมื่อมีเกรเดียนต์อุณหภูมิ (Temperature Gradient) เกิดขึ้นในตัวกลางที่อยู่นิ่ง เช่น ของแข็ง หรือของไหล เอมของการนำความร้อน (Conduction) จะเป็นการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นผ่านตัวกลาง ในขณะที่การพาความร้อน (Convection) จะเป็นการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างพื้นผิวและของไหลที่เคลื่อนที่ เมื่อมีอุณหภูมิแตกต่างกัน ส่วนการแผ่รังสีความร้อน (Radiation) จะเป็นการที่ทุกพื้นที่ผิวที่มีอุณหภูมิหนึ่ง จะปล่อยพลังงานในรูปของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าออกมา” ดังนั้น ในสภาวะที่ปราศจากตัวกลางใดๆ จะมีการถ่ายเทความร้อนสุทธิที่เกิดขึ้นเนื่องจากการแผ่รังสีระหว่างพื้นผิวสองพื้นผิวที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันได้ ดังนั้น การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนที่สมบูรณ์แบบจำเป็นจะต้องทราบถึงกลไกการถ่ายเทความร้อนทั้งสามแบบที่กล่าวไปแล้วข้างต้น

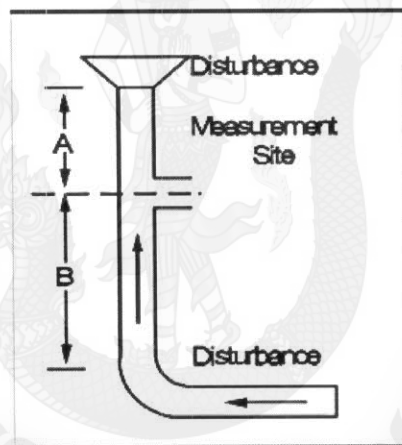


ภาพที่ 7 รูปแบบการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นโดยการนำ การพาและการแผ่รังสี

2.5 ทฤษฎีการกำหนดจุดเจาะปล่องสำหรับวัดค่าปล่องทิ้งอากาศ

US.EPA Method 1 “การกำหนดจุดเจาะปล่อง และตำแหน่งจุกซึกตัวอย่างอากาศ ในปล่องทิ้งอากาศเสียของแหล่งกำเนิดมลพิษประเภทอยู่กับที่ (Method of sample and velocity for stationary sources) การเลือกตำแหน่งเก็บตัวอย่างและจุดเก็บตัวอย่างบนพื้นที่หน้าตัดของ ปล่องที่เลือกสำหรับตรวจวัดจะทำให้ได้ตัวแทนของอากาศเสียทั้งหมดในปล่องได้อย่างใกล้เคียงที่สุด” (รจฤดี, 2558)

การกำหนดตำแหน่งเก็บตัวอย่างต้องอยู่ปลายทางการไหลของอากาศ (Downstream) “จาก จุตรบกวนการไหล เช่น ข้องอ ท่อขยาย ท่อลดหรือจุดที่มีการเผาไหม้ อย่างน้อย 8 เท่าของเส้นผ่าน ศูนย์กลางภายในปล่อง (A) และต้องอยู่ต้นทางการไหลของอากาศ (Upstream) จากจุดรบกวนการ ไหลอย่างน้อย 2 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในปล่อง (B)” ดังแสดงในภาพที่ 8



ภาพที่ 8 ตำแหน่งเก็บตัวอย่างอากาศ

“หากไม่สามารถเลือกตำแหน่งตามข้างต้นได้ก็อาจเลือกตำแหน่งเก็บตัวอย่างที่อยู่ ปลายทางการไหลของอากาศ (Downstream) จากจุดรบกวนอย่างน้อย 2 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลาง ภายในปล่องหรืออยู่ต้นทางการไหลของอากาศ (Upstream) จากจุดรบกวนอย่างน้อย 0.5 เท่าของ เส้นผ่านศูนย์กลางของปล่อง”

2.6 ปริมาณความชื้น

การหาปริมาณความชื้นของวัสดุที่ใช้ทดสอบด้วยตู้อบลมร้อน ยี่ห้อ BINDER รุ่น FED53 เป็นตู้อบลมร้อนที่มีระบบแพร่กระจายความร้อนเป็นแบบ Forced Convection โดย สามารถปรับความเร็วของพัดลมได้ ตั้งแต่ 0 ถึง 100 เปอร์เซ็นต์ ทำให้ความร้อนกระจายได้ทั่วถึง ตลอดทั้งตู้ ควบคุมอุณหภูมิด้วยระบบ Electronically controlled APT.lineTM (Advanced

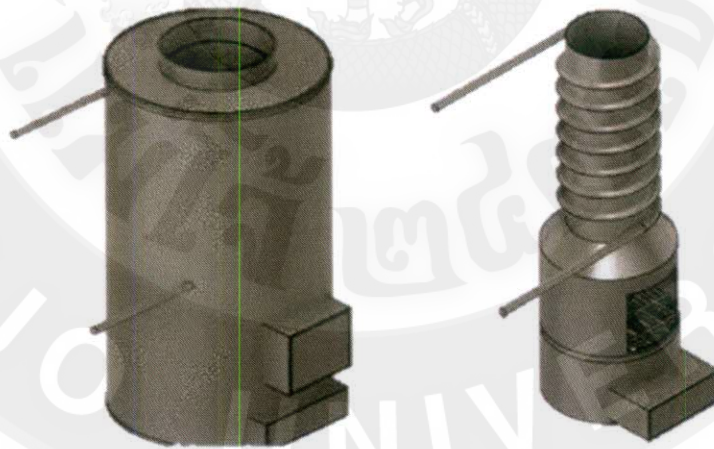
Preheating Camber Technology) (PromotionSci.com, ที่อุณหภูมิ 105 องศาเซลเซียส เป็นเวลา 24 ชั่วโมง (AOAC, 2005) สามารถคำนวณหาปริมาณความชื้นของวัสดุทดสอบ (Rittichai Assavarachan, 2012) ได้จาก

$$M_c (\% \text{ d.b.}) = (W_i - W_f) / W_f \quad \dots(1)$$

เมื่อ M_c = ค่าความชื้นของวัสดุทดสอบร้อยละฐานแห้ง (เปอร์เซ็นต์โดยน้ำหนักแห้ง)
 W_i = น้ำหนักของวัสดุทดสอบเวลาใดๆ (กิโลกรัม)
 W_f = น้ำหนักสุดท้ายของวัสดุทดสอบ (กิโลกรัม)

2.7 ปริมาณความร้อน

การเปรียบเทียบอุณหภูมิทำได้โดยการวัดอุณหภูมิตลอดช่วงของการทดสอบด้วย โดยใช้ Analog Input Module AI210 และเลือกใช้ Thermocouple Type K ในการทดสอบจะบันทึกค่าทุกๆ 15 นาที (ประภาทิพย์, 2559) โดยจะทำการวัดอุณหภูมิในส่วนที่สำคัญ เช่น อุณหภูมิแก๊สขาเข้าและออกเตาเผาซ้ำ อุณหภูมิน้ำที่ไ้แลกเปลี่ยนความร้อนและอุณหภูมิของเตาเผาซ้ำตลอดกระบวนการทดสอบ เพื่อนำค่าต่างๆที่ได้ไปคำนวณหา สมดุลพลังงานความร้อน



ภาพที่ 9 เตาเผาซ้ำ

2.8 พลังงานจากเชื้อเพลิงป้อน

พลังงานความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงในเตาเผาซ้ำและเตาไปโอซาร์จะขึ้นอยู่กับปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้และค่าความร้อนของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด โดยอ้างอิงสูตรคำนวณพลังงานจากเชื้อเพลิงป้อนได้จากคู่มือผู้รับผิดชอบด้านพลังงาน (โรงงาน) เกี่ยวข้องกับเตาอุตสาหกรรม (กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและการอนุรักษ์พลังงาน, 2553)

$$Q_c = m_F \cdot LHV \quad \dots(2)$$

เมื่อ Q_c = ปริมาณความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้ (เมกะจูลต่อชั่วโมง)
 m_F = อัตราการใช้เชื้อเพลิง (ลิตรต่อชั่วโมง หรือ กิโลกรัมต่อชั่วโมง)
 LHV = ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง (เมกะจูลต่อลิตร หรือ เมกะจูลต่อกิโลกรัม)

2.9 การสูญเสียความร้อนทางปล่อง

พลังงานความร้อนที่ได้จากการสูญเสียความร้อนทางปล่องเตาเผาซ้ำสามารถวิเคราะห์จากข้อมูลชนิดและปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ และอุณหภูมิจากปล่องคว้นโดยอ้างอิงสูตรคำนวณพลังงานจากการสูญเสียความร้อนทางปล่องได้จากคู่มือผู้รับผิดชอบด้านพลังงาน (โรงงาน) เกี่ยวข้องกับเตาอุตสาหกรรม (กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและการอนุรักษ์พลังงาน, 2553)

$$Q_g = \dot{V}_g \cdot \rho_g \cdot C_p \cdot (\Delta T) \quad \dots(3)$$

เมื่อ Q_g = ปริมาณความร้อนทั้งในก๊าซไอเสีย (กิโลวัตต์)
 \dot{V}_g = ปริมาณการไหลของก๊าซไอเสีย (ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที)
 ρ_g = ความหนาแน่นของก๊าซไอเสีย 1.19 (กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร)
 C_p = ค่าความจุความร้อนก๊าซไอเสีย (กิโลจูลต่อกิโลกรัม-องศาเซลเซียส)
 ΔT = ผลต่างอุณหภูมิ (องศาเซลเซียส)

2.10 การสูญเสียความร้อนผ่านผนังเตา

การสูญเสียความร้อนบริเวณผนังเตาเกิดจากการพาความร้อนโดยอากาศแวดล้อมและการแผ่รังสีความร้อนเนื่องจากผนังเตาที่มีอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม การคำนวณการสูญเสียความร้อนทางผนังเตาสามารถทำได้โดยการเขียนสมการสมดุลพลังงานที่บริเวณผนังเตา ซึ่งอ้างอิงสูตรคำนวณพลังงานจากการสูญเสียความร้อนทางผนังเตาได้จากคู่มือผู้รับผิดชอบด้านพลังงาน (โรงงาน) เกี่ยวข้องกับเตาอุตสาหกรรม (กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและการอนุรักษ์พลังงาน, 2553)



$$Q_{\text{Sur}} = Q_{\text{Conv}} + Q_{\text{Rad}} \quad \dots(4)$$

$$Q_{\text{Sur}} = hA(T_s - T_a) + \varepsilon\sigma A(T_s^4 - T_a^4) \quad \dots(5)$$

เมื่อ Q_{Conv} = การสูญเสียความร้อนจากการพา (วัตต์)

Q_{Rad} = การสูญเสียความร้อนจากการแผ่รังสี (วัตต์)

A = พื้นที่ผิวของผนังเตา (ตารางเมตร)

T_s = อุณหภูมิผิวของผนังเตา (เคลวิน)

T_a = อุณหภูมิอากาศแวดล้อม (เคลวิน)

ε = สัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อน

σ = ค่าคงที่ Stefan Boltzman = 5.67×10^{-8} (W/m²·K⁴)

h = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพา

$$= 1.42 \left[\frac{T_s - T_a}{H} \right]^{0.25} \quad (\text{วัตต์ต่อตารางเมตร-เคลวิน})$$

H = ความสูงของเตา พื้นที่ ที่ไม่ได้หุ้มฉนวน (เมตร)

2.11 การระบายความร้อนของน้ำ

การระบายความร้อนของน้ำเป็นการแลกเปลี่ยนพลังงานความร้อนโดยการใช้ น้ำเป็นตัวรับความร้อนการเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ภายในเตาเผาซ้ำ โดยปริมาณความร้อนที่ได้จะขึ้นอยู่กับอัตราการไหลที่เหมาะสม และความต่อเนื่องของอุณหภูมิภายในเตา อ้างอิงสูตรคำนวณพลังงานจากการระบายความร้อนของน้ำได้จากคู่มือผู้รับผิดชอบด้านพลังงาน (โรงงาน) เกี่ยวข้องกับเตาอุตสาหกรรม (กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและการอนุรักษ์พลังงาน, 2553)

$$Q = \dot{m}_w C_p (T_{\text{Wout}} - T_{\text{Win}}) \quad \dots(6)$$

เมื่อ Q = อัตราการระบายความร้อนของน้ำ (กิโลวัตต์)

\dot{m}_w = อัตราการไหลของน้ำระบายความร้อน (กิโลกรัมต่อนาที)

C_p = ความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ (กิโลจูลต่อกิโลกรัม-เคลวิน),

(น้ำบริสุทธิ์ = 4.187 กิโลจูลต่อกิโลกรัม-เคลวิน)

T_{Win} = อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนที่ป้อนเข้าเตา (องศาเซลเซียส)

T_{Wout} = อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนที่ออกจากเตา (องศาเซลเซียส)

2.12 ปริมาณการใช้พลังงาน

2.12.1 การใช้พลังงานไฟฟ้า

สูตรคำนวณปริมาณการใช้ไฟฟ้า (สุรียงค์และคณะ, 2561) ดังนี้

$$P = IV \quad \dots(7)$$

$$\text{หรือ } V = IR \quad \dots(8)$$

$$\text{ดังนั้น สามารถหาพลังงานไฟฟ้าได้จาก } E = P\Delta t \quad \dots(9)$$

$$\text{หรือ } E = P(t_f - t_i) \quad \dots(10)$$

เมื่อ	E	= พลังงานไฟฟ้า (จูล)
	P	= กำลังไฟฟ้า (วัตต์)
	Δt	= เวลาที่เปลี่ยนแปลง (วินาที)
	t_f	= เวลาสิ้นสุดการทดสอบ (วินาที)
	t_i	= เวลาเริ่มต้นการทดสอบ (วินาที)
	v	= แรงดันไฟฟ้า (โวลต์)
	I	= กระแสไฟฟ้า (แอมแปร์)
	R	= ความต้านทานไฟฟ้า (โอห์ม)

*หมายเหตุ: การวัดพลังงานไฟฟ้าที่ใช้นิยมใช้หน่วยใหญ่กว่าจูล โดยใช้เป็น กิโลวัตต์ - ชั่วโมง หรือ เรียกว่า หน่วย (unit: ยูนิต)

2.12.2 อัตราการใช้เชื้อเพลิง

เนื่องจากการวิจัย การหาประสิทธิภาพระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโogas ได้มุ่งเน้นไปยังส่วนสำคัญที่สุดคือ เตาเผาซ้ำ เพื่อให้ทราบข้อมูลอัตราการใช้เชื้อเพลิงในปริมาณที่แตกต่างรวมถึงระยะห่างของเวลาในการเติมเชื้อเพลิงในเตาเผาซ้ำ ดังนั้นจะสามารถพิจารณาอัตราการใช้เชื้อเพลิงตามการทดสอบดังกล่าว ซึ่งจะช่วยให้ทราบถึง ปริมาณและระยะห่างของเวลาในการเติมเชื้อเพลิงมีส่วนเกี่ยวข้องในการเปลี่ยนแปลงระดับอุณหภูมิน้ำขาออกเตาเผาซ้ำหรือไม่อย่างไร ช่วงที่มีอุณหภูมิสูงสุด-ต่ำสุดในการใช้เชื้อเพลิง อีกทั้งค่าเฉลี่ยปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ในหน่วย กิโลกรัม/ชั่วโมง



2.13 ประสิทธิภาพพลังงานความร้อนของระบบ

$$\eta = \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \times 100 \quad \dots (11)$$

เมื่อ η = ประสิทธิภาพพลังงานความร้อนของระบบ (เปอร์เซ็นต์)

Q_{in} = พลังงานความร้อนขาเข้า (กิโลวัตต์)

Q_{out} = พลังงานความร้อนขาออก (กิโลวัตต์)

2.14 ปริมาณมลพิษ

2.14.1 ปริมาณฝุ่นละออง

ทำการศึกษ ปริมาณฝุ่นละอองด้วยเครื่องมือวัดปริมาณฝุ่นละอองชนิดเซนเซอร์ที่เป็นสาเหตุที่ทำให้เกิดการเพิ่ม-ลดฝุ่นละอองตลอดช่วงของการทดสอบทั้งในส่วนของการเติมเชื้อเพลิงในเตาเผาซ้ำและส่วนอื่นๆในระบบ โดยใช้วิธี Dust fall มาตรฐาน ASTM D1739-98 (ASTM, 2004) Standard Test Method for Collection and Measurement of Dust fall (Settle able Particulate Matter) เช่น ตรวจจับฝุ่นละออง PM2.5 และ PM10 และตามวิธีมาตรฐานของกรมควบคุมมลพิษแห่งประเทศไทย

2.14.2 ปริมาณและชนิดของแก๊ส

การวิเคราะห์หาปริมาณแก๊สในกระบวนการเผาไหม้ เครื่องมือวัดควันเป็นไปตามข้อกำหนด ตามที่กำหนดไว้ในวิธีทดสอบความหนาแน่นของควันจากการเผาเชื้อเพลิง มาตรฐาน ASTM-D-2156-80 (ASTM, 1980) เช่น วัดปริมาณแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) และออกซิเจน (O₂) เป็นต้น

2.15 ความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์

การคำนวณความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์ของระบบก็เก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ จำเป็นต้องคำนึงถึงความสำคัญของตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับค่าใช้จ่ายต่างๆที่เกิดขึ้นการทดลอง ไม่ว่าจะเป็น ต้นทุนการผลิต ต้นทุนวัตถุดิบ ค่าแรงงาน ต้นทุนคงที่ ต้นทุนผันแปร รวมถึงรายรับที่ได้จากจากขายผลิตภัณฑ์ ซึ่งสามารถอธิบายได้ดังนี้

ต้นทุน (cost) หมายถึง มูลค่าของทรัพยากรที่สูญเสียไปเพื่อให้ได้สินค้าหรือบริการ โดยมูลค่านั้นจะต้องสามารถวัดได้เป็นหน่วยเงินตรา ซึ่งเป็นลักษณะของการลดลงในสินทรัพย์หรือเพิ่มขึ้นในหนี้สิน ต้นทุนที่เกิดขึ้นอาจจะให้ประโยชน์ในปัจจุบันหรือในอนาคตก็ได้ (อนุรักษ์, 2559)

การจำแนกประเภทของต้นทุน จำแนกได้หลายรูปแบบในแต่ละความหมายขึ้นอยู่กับลักษณะของกิจการ ความต้องการของผู้บริหารและวัตถุประสงค์ของการนำไปใช้ประโยชน์ในด้าน



ต่างๆซึ่งในที่นี้จะนำเสนอวิธีการจำแนกต้นทุนที่เกี่ยวข้องกับการผลิต สามารถแบ่งได้เป็น 3 ประเภทคือ

2.15.1 วัสดุดิบ (Materials)

วัสดุดิบนับว่าเป็นส่วนประกอบสำคัญของการผลิตสินค้าหรือผลิตภัณฑ์สำเร็จรูปโดยทั่วไป ซึ่งต้นทุนที่เกี่ยวข้องกับการใช้วัสดุดิบในการผลิตสินค้าจะถูกแบ่งออกเป็น 2 ลักษณะคือ

2.15.1.1 วัสดุดิบทางตรง (Direct Materials) หมายถึง “วัสดุดิบหลักที่ใช้ในการผลิต และสามารถระบุได้อย่างชัดเจนว่าใช้ในการผลิตสินค้าชนิดใดชนิดหนึ่งในปริมาณและต้นทุนเท่าใด รวมทั้งจัดเป็นวัสดุดิบส่วนใหญ่ที่ใช้ในการผลิตสินค้าชนิดนั้น ๆ”

2.15.1.2 วัสดุดิบทางอ้อม (Indirect Materials) หมายถึง “วัสดุดิบต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องโดยทางอ้อมกับการผลิตสินค้าแต่ไม่ใช่วัสดุดิบหลักหรือวัสดุดิบส่วนใหญ่ เช่น วัสดุ อุปกรณ์ที่ใช้ในการผลิต โดยปกติแล้ว วัสดุดิบทางอ้อมอาจจะถูกเรียกว่า “วัสดุโรงงาน” ซึ่งจะถือเป็นค่าใช้จ่ายการผลิตชนิดหนึ่ง”

2.15.2 ค่าแรงงาน (Labor)

ค่าแรงงาน หมายถึง ค่าจ้างหรือผลตอบแทนที่จ่ายให้แก่ลูกจ้างหรือคนงานที่ทำหน้าที่เกี่ยวข้องกับการผลิตสินค้าโดยปกติแล้วค่าแรงงานจะถูกแบ่งออกเป็น 2 ชนิด คือ ค่าแรงงานทางตรง (Direct Labor) และค่าแรงงานทางอ้อม (Indirect Labor)

2.15.2.1 ค่าแรงงานทางตรง (Direct Labor) หมายถึง ค่าแรงงานต่าง ๆ ที่จ่ายให้แก่คนงานหรือลูกจ้างที่ทำหน้าที่เกี่ยวข้องกับการผลิตสินค้าสำเร็จรูปโดยตรง และจัดเป็นค่าแรงงานส่วนสำคัญในการแปรรูปวัสดุดิบให้เป็นสินค้าสำเร็จรูป เช่น คนงานที่ทำงานเกี่ยวกับการควบคุมเครื่องจักรที่ใช้ในการผลิตก็ควรถือเป็นแรงงานทางตรง พนักงานในสายการประกอบ เป็นต้น

2.15.2.2 ค่าแรงงานทางอ้อม (Indirect Labor) หมายถึง “ค่าแรงงานที่ไม่เกี่ยวข้องกับค่าแรงงานทางตรงที่ใช้ในการผลิตสินค้า เช่น เงินเดือนผู้ควบคุมโรงงาน เงินเดือนพนักงานทำความสะอาดเครื่องจักรและโรงงาน พนักงานตรวจสอบคุณภาพ ช่างซ่อมบำรุง ตลอดจนต้นทุนที่เกี่ยวข้องกับคนงาน” เช่น ค่าภาษีที่ออกให้ลูกจ้างสวัสดิการต่าง ๆ เป็นต้น ซึ่งค่าแรงงานทางอ้อมเหล่านี้จะถือเป็นส่วนหนึ่งของค่าใช้จ่ายการผลิต

2.15.3 ค่าใช้จ่ายการผลิต (Manufacturing Overhead)

ค่าใช้จ่ายการผลิต หมายถึง แหล่งรวบรวมค่าใช้จ่ายต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องกับการผลิตสินค้าซึ่งนอกเหนือจากวัสดุดิบทางตรง ค่าแรงงานทางตรง เช่น วัสดุดิบทางอ้อม ค่าแรงงานทางอ้อม



366628345

ค่าใช้จ่ายในการผลิตทางอ้อมอื่น ๆ ได้แก่ ค่าน้ำ ค่าไฟ ค่าเช่า ค่าเสื่อมราคา ค่าประกันภัย ค่าภาษี เป็นต้น

นอกจากนี้สามารถจำแนกต้นทุนตามความสัมพันธ์กับระดับของกิจกรรมนี้ หรือเรียกว่า “การจำแนกต้นทุนตามพฤติกรรมของต้นทุน (Cost Behavior) ซึ่งมีลักษณะที่สำคัญ คือ เป็นการวิเคราะห์จำนวนของต้นทุนที่จะมีการเปลี่ยนแปลงไปตามปริมาณการผลิต หรือระดับของกิจกรรมที่เป็นตัวผลักดันให้เกิดต้นทุน (Cost Driver) ในการผลิตทั้งที่เกี่ยวกับการวางแผนการควบคุม การประเมิน และวัดผลการดำเนินงาน การจำแนกต้นทุนตามความสัมพันธ์กับระดับของกิจกรรม เราสามารถที่จำแนกต้นทุนได้ 2 ชนิด คือ ต้นทุนผันแปร ต้นทุนคงที่ ต้นทุนรวม (อนุรักษ์, 2559)

2.15.4 ต้นทุนผันแปร (Variable Costs) หมายถึง ต้นทุนที่จะมีต้นทุนรวมเปลี่ยนแปลงไปตามสัดส่วนของการเปลี่ยนแปลงในระดับกิจกรรมหรือปริมาณการผลิต ในขณะที่ต้นทุนต่อหน่วยจะคงที่เท่ากันทุก ๆ หน่วยโดยทั่วไปแล้วต้นทุนผันแปรนี้จะสามารถควบคุมได้โดยแผนกหรือหน่วยงานที่ทำให้เกิดต้นทุนผันแปร

2.15.5 ต้นทุนคงที่ (Fixed Costs) คือ ต้นทุนที่มีพฤติกรรมคงที่ หมายถึง ต้นทุนรวมที่ไม่ได้เปลี่ยนแปลงไปตามระดับของการผลิตในช่วงของการผลิตระดับหนึ่ง แต่ต้นทุนคงที่ต่อหน่วยก็จะเปลี่ยนแปลงในทางลดลงถ้าปริมาณการผลิตเพิ่มมากขึ้น นอกจากนี้ต้นทุนคงที่ยังแบ่งออกเป็นต้นทุนคงที่อีก 2 ลักษณะ คือ ต้นทุนคงที่ระยะยาว (Committed Fixed Cost) เป็นต้นทุนคงที่ที่ไม่สามารถเปลี่ยนแปลงได้ในระยะสั้น เช่น สัญญาเช่าระยะยาว ค่าเสื่อมราคา เป็นต้น (สุรัชย์ และคณะ, 2562)

2.15.6 ต้นทุนรวม ต้นทุนรวม (total cost) ประกอบด้วย ต้นทุนคงที่ และต้นทุนผันแปร

2.15.7 ระยะเวลาคืนทุน (discounted payback period, DPB) คือ ระยะเวลาที่กระแสเงินสดจากโครงการสามารถชดเชยกระแสเงินสดจ่ายลงทุนสุทธิตอนเริ่มโครงการพอดี

$$DPB = (\text{ค่าใช้จ่ายสุทธิเทียบเท่าปัจจุบัน}) / \dots(14)$$

(รายได้สุทธิหรือต้นทุนพลังงานที่ประหยัดได้สุทธิเทียบเท่าปัจจุบันต่อปี)

ระยะเวลาคืนทุนจะมีความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์ก็ต่อเมื่อมีระยะเวลาน้อยกว่าอายุของโครงการ (20 ปี)



366228345

2.16 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

วัชรารวรรณ (2551) ศึกษาการนำกลับความร้อนจากอากาศขาออกของหอบแห้งแบบพ่นฝอยที่มีฝุ่นผงซีกฟอกเจือปนโดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด “ซึ่งน้ำจะไหลอยู่ภายในท่อ ส่วนอากาศร้อนที่มีฝุ่นผงซีกฟอกขนาดเฉลี่ย 43 ไมโครเมตรไหลภายในเซลล์ โดยระยะห่างของท่อที่ใช้ในการทดลองมี 4 รูปแบบ ลักษณะการไหลที่ใช้เป็นแบบสวนทางกัน โดยได้ทำการทดลองทั้งหมด 400 ค่า เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านในและด้านนอกท่อของผิวแลกเปลี่ยนความร้อน โดยเป็นความสัมพันธ์ของค่านัสเซิลนัมเบอร์ ด้านในท่อและด้านนอกท่อ กับค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์, ค่าพรีนัมเบอร์, ค่าอัตราส่วนของอัตราการไหลเชิงมวลของปริมาณฝุ่นผงซีกฟอกต่ออัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อน และตัวแปรไร้นัยของระยะห่างท่อซึ่งความสัมพันธ์ที่พัฒนาขึ้นจะสามารถนำไปใช้ในการทำนายการถ่ายเทความร้อนระหว่างท่อและเซลล์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ และยังพบว่ามุมระยะห่างของท่อจะแปรผกผันกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านในท่อ แต่มุมระยะห่างของท่อมีผลกระทบต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านนอกท่อ”

สุรศักดิ์ (2557) ออกแบบสร้างชุดทดลองการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอยในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด “เพื่อศึกษาตัวแปรที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนที่สำคัญเช่น อัตราการไหล อุณหภูมิ พื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งต้องการนำผลที่ได้จากการทดลอง ใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับระบบบำบัดกลิ่นที่มีความร้อนเหลือทิ้งของบริษัท ไทยเพรซิเดนทึฟูดส์ การสร้างชุดทดลองระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด ประกอบด้วยการติดตั้งชุดวัดอุณหภูมิที่ทางเข้า, ทางออก และอุณหภูมิผิวท่อ โดยควบคุมอัตราการไหลภายในท่อ และภายนอกท่อ ให้คงที่ที่ค่า 0.066 กิโลกรัมต่อวินาที และ 1.1 กิโลกรัมต่อวินาที ตามลำดับ และทำการทดลองโดยเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนผสมของน้ำกับสารแขวนลอยสำหรับของไหลภายนอกท่อที่ 100:0.0, 99.2:0.8, 98.3:1.7, 97.5:2.5, 96.7:3.3, 95.8:4.2, 95.0:5.0, 94.2:5.8 และ 93.3:6.7 ตามลำดับ จากนั้นนำผลการทดลองมาคำนวณค่าสัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความร้อนรวม ผลการทดลองพบว่า การเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยที่เพิ่มขึ้นดังกล่าวส่งผลทำให้อัตราการไหลของของไหลภายนอกท่อลดลงอย่างต่อเนื่อง สาเหตุเกิดจากความหนืดที่เพิ่มขึ้น นอกจากนี้ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความร้อนรวมลดลง 84 วัตต์ต่อเมตรเคลวิน หรือ 5.3 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับน้ำบริสุทธิ์

พนม (2559) ได้ทำการปรับปรุงระบบเก็บพลังงานความร้อนทิ้งจากปล่องไอเสียของหม้อต้มน้ำมันร้อนในโรงกลั่นน้ำมันปาล์ม “พลังงานความร้อนเหลือทิ้งจากปล่องนี้สามารถนำกลับมาใช้ประโยชน์ได้โดยการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เรียกว่า อีโคโนไมเซอร์ การปรับปรุงโดยการออกแบบให้ก๊าซร้อนไหลภายนอกท่อและน้ำไหลภายในท่อ จากแบบเดิมซึ่งเป็นแบบก๊าซร้อนไหล



366228345

MJU-Thesis 6103309003 thesis / rev: 11062564 12:18:29 / seq: 27

ภายในท่อและน้ำไหลอยู่ภายนอกท่อ ซึ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ปรับปรุงใหม่มีพื้นที่รับความร้อนเท่ากับ 122 ตารางเมตร และมีค่าการถ่ายเทความร้อนรวมเท่ากับ 19.03 วัตต์ต่อตารางเมตรเคลวิน จากการทดลองพบว่า สามารถทำให้อุณหภูมิน้ำป้อนสูงขึ้นจาก 40 องศาเซลเซียส เป็น 104 องศาเซลเซียส ที่อัตราการไหล 1.267 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง”

มินกร (2559) “ศึกษาผลของความชื้นที่มีต่อประสิทธิภาพการถ่ายโอนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด โดยมีการถ่ายโอนความร้อนจากอากาศร้อนที่มีฝุ่นผงชักฟอกปนอยู่ ไปยังน้ำเย็นที่ไหลภายในท่อขดโดยรูปแบบการไหลเป็นแบบไหลสวนทางกัน ตัวแปรที่พิจารณาในการศึกษาครั้งนี้คือ มุมระยะห่างระหว่างขดท่อทั้งหมด 4 แบบ และอัตราส่วนระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของฝุ่นผงชักฟอก ต่ออัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อน โดยทดลองเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม จากการทดลองพบว่า เมื่อความชื้นของอากาศเพิ่มขึ้น ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่าเพิ่มขึ้น “แต่เมื่อมุมระยะห่างระหว่างขดท่อ และอัตราส่วนระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของฝุ่นผงชักฟอกต่ออัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนเพิ่มขึ้น ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่าลดลง นอกจากนี้ในงานวิจัยนี้ยังได้สร้างความสัมพันธ์อย่างง่าย ระหว่างตัวแปรที่เกี่ยวข้องได้แก่ เรย์โนลด์นัมเบอร์ทั้งในท่อและในเซลล์ פרันด์นัมเบอร์ทั้งในท่อและในเซลล์ นัสเซลนัมเบอร์ทั้งในท่อและในเซลล์ มุมระยะห่างระหว่างขดท่อ อัตราส่วนระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของฝุ่นผงชักฟอก” (มินกร, 2552) ต่ออัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนและความชื้นของอากาศ เพื่อใช้ทำนายการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดในสถานะซึ่งสายอากาศร้อนมีฝุ่นผงชักฟอกปนอยู่ เมื่อความชื้นในสายอากาศร้อนเปลี่ยนแปลงไปได้”

Gabriela Huminic et al. (2011) ศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดลวดสองท่อโดยใช้ของไหลนาโนภายใต้สภาวะการไหลแบบลามินาร์อนุภาคนาโน CuO และ TiO₂ ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 24 นาโนเมตรที่กระจายตัวในน้ำที่มีปริมาตรความเข้มข้น 0.5–3 โวลต์จะถูกใช้เป็นของไหลที่ใช้ในการทำงาน ผลการศึกษาอัตราการถ่ายเทความร้อนของนาโนฟลูอิดนั้นสูงกว่าน้ำบริสุทธิ์ประมาณ 14 เปอร์เซ็นต์ และอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำจากวงแหวนมากกว่าผ่านท่อของไหลที่ไหลภายในมีค่ามากกว่าสำหรับกรณีนี้ น้ำไหลผ่านท่อด้านในและด้านนอกประมาณ 19 เปอร์เซ็นต์ นอกจากนี้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบหมุนเวียนของของไหลนาโนและน้ำเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลของมวล

Changzhao Pan et al. (2014) ศึกษาการถ่ายโอนความร้อนและความดันตกสำหรับหลักการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดเกลียว โดยการใช้สมการ Navies–Stokes ในการเปรียบเทียบการไหลแบบ Oscillatory flow และ Steady flow ซึ่งสมการดังกล่าวผู้ทดสอบจำเป็นต้องรู้ค่าเฉลี่ยของ Nussle Number ค่าเฉลี่ยแรงเสียดทานภายในท่อ ความถี่และความเร็วขาเข้า ที่มีผลต่อการไหลและประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน พร้อมทั้งจำลองการถ่ายเทความร้อน



366228345

MTU 1Thesis 6103309003 thesis / rev: 11062564 12:18:29 / seq: 27

ร้อนภายในขดท่อด้วยโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์ โดยใช้การจำลองที่ช่วงเวลา 0.01-0.1 วินาที พบว่า การถ่ายเทความร้อนที่ดีที่สุดเกิดขึ้นประมาณ 0.03 วินาที

Allahyar H.R. et al. (2016) ศึกษาประสิทธิภาพการระบายความร้อนของแบบ ไฮบริดและนาโนฟลูอิดชนิดเดียวในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดที่อุณหภูมิผนังคงที่และสภาวะ การทำงานของการไหลแบบลามินาร์ ความเข้มข้นของอนุภาคนาโนอยู่ในช่วง 0.1–0.4 เปอร์เซ็นต์โดย ปริมาตร และองค์ประกอบของอนุภาคนาโนที่สังเคราะห์ขึ้นจากการทดลองของของเหลวนาโนเป็น สารผสม คืออะลูมินา 97.5 เปอร์เซ็นต์ และ เงิน 2.5 เปอร์เซ็นต์ อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด สามารถหาได้โดยใช้นาโนฟลูอิดไฮบริดที่ความเข้มข้น 0.4 เปอร์เซ็นต์โดยปริมาตร ซึ่งสูงกว่าน้ำกลั่น 31.58 เปอร์เซ็นต์

Kiatkamjon Intani et al. (2016) ศึกษาได้ผลิตไบโอชาร์จากกากข้าวโพด (ซัง, แกลบ, ใบไม้) โดยผลผลิตไบโอชาร์มีความสัมพันธ์กับอุณหภูมิซึ่งได้รับอิทธิพลอย่างมีนัยสำคัญจาก ปฏิริยาคายความร้อนในระหว่างการไพโรไลซิสของกากข้าวโพด พบว่าอัตราการให้ความร้อนมีผล น้อยที่สุดต่อผลผลิตไบโอชาร์ ภายใต้สภาวะที่เหมาะสมผลผลิตไบโอชาร์สูงสุดจากซังแกลบและใบไม้ เท่ากับ 33.42 30.69 และ 37.91 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ ผลผลิตไบโอชาร์สูงสุดจากใบข้าวโพดเลี้ยง สัตว์ได้ที่อุณหภูมิ 300 องศาเซลเซียส อัตราความร้อน 15 องศาเซลเซียสต่อนาทีและเวลาในการ ทดสอบ 30 นาที

Rafal and Tomasz (2016) ศึกษาผลของการปรับเปลี่ยนพื้นผิวคอยล์ภายนอกต่อ ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน พวกเขาทดสอบทั้งการไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบ ปั่นป่วน ผลการศึกษาพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของ จำนวนขดลวดภายใต้สภาวะอัตราการไหลคงที่

Qian Yin et al. (2016) ศึกษาความสัมพันธ์การถ่ายเทความร้อนผ่านขดท่อและ อุณหภูมิของน้ำขาออกที่มีอัตราการไหลของมวลต่างกัน พบว่าอุณหภูมิทางออกของน้ำมีอุณหภูมิ สูงสุดที่อัตราการไหล 0.25 ลิตรต่อนาที และจะลดลงอย่างต่อเนื่องเมื่ออัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้นถึง ค่าสุดท้ายของการทดสอบคือ 2.5 ลิตรต่อนาที

Majid Zarringhalam et al. (2016) ศึกษาผลกระทบของสัดส่วนปริมาณของแข็ง และจำนวน Reynolds Number ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและแรงดันตกของ Nano fluid ที่มีอัตราส่วนปริมาตร 0.0625, 0.125, 0.5, 1, 1.5 และ 2 เปอร์เซ็นต์ ที่เป็นของเหลว ทดสอบเพื่อเปรียบเทียบกับน้ำ ซึ่งจะไหลแบบปั่นป่วนภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ แนวนอน จำนวน Reynolds Number ของ Nano fluid ดังกล่าวจะถูกกำหนดให้มีค่าระหว่าง 2900 ถึง 18,500 ในระหว่างการทดสอบ ผลการทดสอบพบว่า ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของ Nano fluid มีค่าสูงกว่าของไหลพื้นฐาน (น้ำ) นอกจากนี้ยังพบว่า ค่า Nusselt Number ของ Nano



366923845

fluid มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อสัดส่วนปริมาณปริมาณของแข็งและจำนวน Reynolds Number เพิ่มขึ้น การวัดค่ายังแสดงให้เห็นว่าแรงดันตกของ Nano fluid มีค่าสูงกว่าของไหลพื้นฐาน (น้ำ) เล็กน้อย เมื่อนำมาคำนวณหาจุดที่เหมาะสมควรใช้ Nano fluid ที่อัตราส่วนปริมาตร 2 เปอร์เซ็นต์ โดยมีค่า Reynolds Number 3677 ส่งผลให้มีประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีที่สุดที่ 1.266

Amir Amini et al. (2017) ได้ศึกษาการใช้เทคโนโลยีที่ความร้อนในการแลกเปลี่ยนและกักเก็บพลังงานความร้อน ซึ่งเป็นการศึกษาปัญหาการปล่อยความร้อนเหลือทิ้งจากอุตสาหกรรม รวมถึงการลดการใช้พลังงาน โดยศึกษาความสามารถของระบบ Thermal Energy Storage โดยใช้ วัสดุเปลี่ยนสถานะ (PCM) เป็นตัวกลางในการปล่อยหรือกักเก็บพลังงานสู่ระบบ เช่น Paraffin, Non-paraffin, Salt Hydrates, Metallic และ Eutectics เป็นต้น งานวิจัยใช้เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบมีครีบ ซึ่งจะติดตั้งครีบความร้อนดังกล่าวระหว่าง คอยล์เย็นและคอนเดนเซอร์ ระบบแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ใช้ถังน้ำสแตนเลสขนาด 316 ลิตร เพื่อระบายความร้อน ผลการทดสอบพบว่า ความเป็นไปได้ของการใช้ PCM เป็นตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อน ขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพตัวแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งมีผลต่อการนำความร้อนที่สูงขึ้น นอกจากนี้ครีบแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ต้องมีความบางที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้

Gabriela Huminic et al. (2017) ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการสร้างเอนโทรปีภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในท่อขดตลอดในระบบการไหลแบบลามินาร์โดยใช้ของไหลนาโนสองประเภทที่แตกต่างกันโดยพิจารณาจากความเข้มข้นของอนุภาคนาโนระหว่าง 0 - 2.0 เปอร์เซ็นต์โดยปริมาตรผลการวิจัยพบว่าการใช้ของไหลนาโนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในท่อขดตลอดช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน ดังนั้นประสิทธิภาพสูงสุดคือ 91 เปอร์เซ็นต์ สำหรับอนุภาคนาโน CuO 2 เปอร์เซ็นต์ และ 80 เปอร์เซ็นต์ สำหรับอนุภาคนาโน TiO₂ 2 เปอร์เซ็นต์ นอกจากนี้การเพิ่มขึ้นของความเข้มข้นของอนุภาคนาโนยังนำไปสู่การเพิ่มจำนวน Nusselt และการลดลงของการสร้างเอนโทรปีเนื่องจากผลของการถ่ายเทความร้อนผลกระทบที่มีความหนืดต่อการสร้างเอนโทรปีมีน้อยมาก

Wen-Jing Du et al. (2018) ได้ศึกษาระบบการนำความร้อนกลับมาใช้ซ้ำที่ติดตั้งพร้อมกับเตาเผาแบบหมุน เพื่อตรวจสอบลักษณะการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งเก้าตัวในระบบการนำความร้อนกลับมาใช้ซ้ำ ผลการวัดแสดงให้เห็นว่าอุณหภูมิทางออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนส่วนใหญ่ต่างกันไปตามอุณหภูมิขาเข้าที่เพิ่มขึ้น นอกจากนี้ความดันขาออกของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนจะแตกต่างกันไปตามการเปลี่ยนแปลงความดันขาเข้า พารามิเตอร์การวัดของด้านขาเข้าและขาออกของแรงดันมีแนวโน้มความแตกต่างและการตอบสนองอย่างรวดเร็ว เมื่ออัตราการไหลโดยมวลเข้าของมวลแตกต่างกันจาก 0-6 กิโลกรัมต่อวินาทีที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยขดท่อที่มีประสิทธิภาพการกักเก็บความร้อนได้ดีกว่า



366228345

MTU 1Thesis 6103309003 thesis / rev: 11062564 12:18:29 / seq: 27

ประเภทการแผ่รังสี และแสดงให้เห็นว่าประสิทธิภาพการนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ของอุปกรณ์ แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีท่อขดสองชั้นนั้นดีกว่าขดท่อชนิดอื่น ๆ นอกจากนี้อัตราการถ่ายเทความร้อน ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีท่อขดสองชั้นเพิ่มขึ้น 15.3 เปอร์เซ็นต์

Saud Ghani et al. (2018) ศึกษาการใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ใน การใช้งานเครื่องปรับอากาศ ทำการทดลองเกี่ยวกับการใช้คอนเดนเซอร์แบบท่อคู่และเครื่องระเหยใน ระบบปรับอากาศที่ให้ปริมาณความร้อนที่สมดุล 45 ลูกบาศก์เมตร ของไหลความร้อน 2.24 กิโลวัตต์ ใช้ของเหลวทำงานการถ่ายเทความร้อน คือ น้ำปราศจากไอออน (DIW) และใช้ R-22 เป็น สารทำความเย็นระบบ AC ผลการทดลองพบว่าประสิทธิภาพของระบบขึ้นอยู่กับอัตราการไหล DIW ของเครื่องระเหยมากกว่าการไหล DIW ของคอนเดนเซอร์ การเพิ่มอัตราการไหลของ DIW ในเครื่อง ระเหยทำให้การทำงานของคอมเพรสเซอร์ลดลง เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องปรับอากาศที่ได้รับการจัด อันดับมาตรฐานการใช้เครื่องระเหยแบบท่อคู่และชุดคอนเดนเซอร์ที่มีอัตราการไหลของ DIW สูงสุด ส่งผลให้การทำงานของคอมเพรสเซอร์ลดลงประมาณ 53 เปอร์เซ็นต์

Rithy Kong et al. (2019) ศึกษาการถ่ายเทความร้อนของการไหลแบบลามินาร์ ของของไหลนาโนกราฟีนที่ใช้น้ำปราศจากไอออน (DI-water / GNPs) ในขดลวดแนวตั้งสำหรับการกัก ติ้นความร้อนของก๊าซสแต็กที่เผาไหม้ โดยใช้ขนาดขดลวดที่แตกต่างกัน การคำนวณข้อมูลการถ่ายเท ความร้อนทดลองใช้วิธี LMTD การไหลทวนกระแสภายใต้สภาวะของฟลักซ์ความร้อนที่ผนังคงที่ ด้วย การนำความร้อนที่สูงขึ้นและความจุความร้อนจำเพาะที่ต่ำลงทำให้ของไหลนาโนกราฟีนมี ประสิทธิภาพ ในการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่าเมื่อเทียบกับน้ำบริสุทธิ์โดยมีการเพิ่มขึ้นของค่าการนำ ความร้อน 13.36 เปอร์เซ็นต์ ที่ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น 21–25 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับของไหลนาโนกราฟีน ลักษณะการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเมื่อความเข้มข้นของอนุภาค มากขึ้น

Anitha S. et al. (2020) ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนแบบท่อคู่ที่ใช้ใช้นาโนฟลูอิดแบบไฮบริดเป็นสารหล่อเย็น ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ คู่ประกอบด้วยท่อสองท่อคือด้านในและด้านนอกและมีความยาว 1.39 และ 1.03 เมตร ตามลำดับ น้ำมันร้อนจะผ่านเข้าไปในท่อด้านนอกและสารหล่อเย็น (ไฮบริดนาโนฟลูอิด) จะผ่านเข้าไปในท่อด้าน ใน ใช้นาโนฟลูอิดไฮบริดสองประเภทสำหรับการตรวจสอบนี้ CNT- Al_2O_3 / น้ำ และ CNT- Fe_3O_4 / น้ำ ผลการศึกษาพบว่า การใช้นาโนฟลูอิดไฮบริดประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูงขึ้นและประสิทธิภาพ ที่ดีขึ้นเมื่อมีการเพิ่มจำนวน Reynolds

Mohammad Fares et al. (2020) ศึกษาผลกระทบของของไหลนาโนกราฟีนต่อ การถ่ายเทความร้อนแบบหมุนเวียนในตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อในแนวตั้ง โดยใช้ ร้อนกราฟีนเตรียมโดยใช้โฟมกราไฟท์ที่ได้จากน้ำตาลเป็นวัตถุดิบเป็นสารถ่ายเทความร้อน ผล



366228345

MTU 1Thesis 6103309003 thesis / recv: 11062564 12:18:29 / seq: 27

การศึกษาแสดงให้เห็นว่าการใช้นาโนฟลูอิดกราฟีน / น้ำช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการระบายความร้อนของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อในแนวตั้ง ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นสูงสุด 29 เปอร์เซ็นต์ ทำได้โดยใช้นาโนฟลูอิดกราฟีน / น้ำ 0.2 เปอร์เซ็นต์

Supin Sangsuk et al. (2020) ผลิตถ่านไบโอชาร์และน้ำส้มควันไม้ ประกอบด้วย ถังน้ำมัน 200 ลิตร มีปล่องระบายอากาศสี่ช่องสำหรับระบายควันและเก็บน้ำส้มควันไม้ ปล่องไฟถูกปกคลุมด้วยคอนเดนเซอร์สำหรับกลั่นน้ำส้มควันไม้ ชีวมวลสำหรับการทดลองนี้มี 2 ชนิดคือไม้มะขามและซังข้าวโพด สำหรับไม้มะขามเตาอบกลองบรรจุไม้ประมาณ 40 กิโลกรัม โดยมีความชื้น 20–24 เปอร์เซ็นต์ โดยใช้ฟืน 10–19 กิโลกรัม ผลิตภัณฑ์คือถ่านไม้มะขาม 11–12 กิโลกรัมและน้ำส้มควันไม้ 12–13 กิโลกรัม ไม้มีไม้ถ่านและซังข้าวโพดที่ไม่สมบูรณ์ คุณสมบัติค่าความร้อนของถ่านไม้มะขาม 30–31 เมกะจูลต่อกิโลกรัม ประสิทธิภาพการแปลงพลังงานของเตาเผาแบบดรัมพร้อมท่อกระจายความร้อนอยู่ที่ประมาณ 40–48 เปอร์เซ็นต์ สำหรับการผลิตไบโอชาร์เตาเผาแบบดรัมมีซังข้าวโพดประมาณ 20 กิโลกรัม โดยมีความชื้น 21–22 เปอร์เซ็นต์ ใช้ฟืนประมาณ 6 กิโลกรัม ผลิตภัณฑ์ประกอบด้วยซังข้าวโพดไบโอชาร์ 5 กิโลกรัม และน้ำส้มสายชูซังข้าวโพด 9.4 กิโลกรัม

Xiao Zhang et al (2020) ศึกษาอุณหภูมิของไพโรไลซิสมีผลต่อผลผลิตและคุณสมบัติทางเคมีกายภาพของไบโอชาร์ เราโดยการผลิตไบโอชาร์จากวัตถุดิบอาหารสัตว์ 4 ชนิด ได้แก่ ฟางข้าวสาลี ฟางข้าวโพด ฟางเรปและฟางข้าว ใช้อุณหภูมิการทดสอบที่ 300 400 500 และ 600 องศาเซลเซียส เป็นเวลา 1 ชั่วโมง ตามลำดับ ผลการวิจัยพบว่าผลผลิตไบโอชาร์ทั้งหมดลดลงอย่างสม่ำเสมอเมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้นในระหว่างการไพโรไลซิสและลดลงอย่างต่อเนื่องที่ 400 องศาเซลเซียส ไบโอชาร์ที่ได้จากฟางข้าวมีความสามารถในการให้ผลผลิตสูงกว่าเนื่องจากมีเถ้าสูงกว่า และอุณหภูมิไพโรไลซิสมีผลอย่างมีนัยสำคัญต่อคุณสมบัติของไบโอชาร์

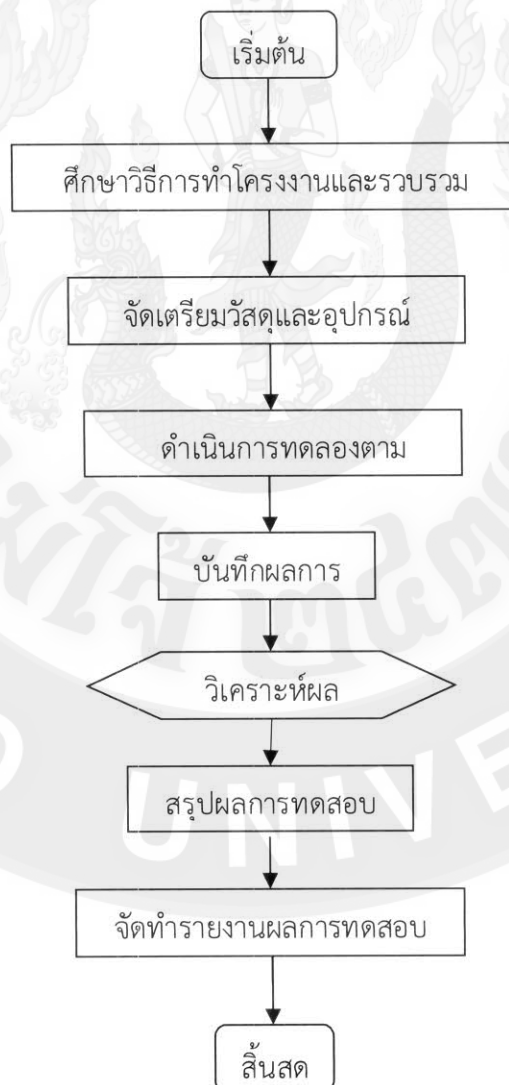


366228345

บทที่ 3 วิธีการวิจัย

3.1 แผนดำเนินงานวิจัย

การวิจัยครั้งนี้เพื่อศึกษา การเลือกใช้ปริมาณเชื้อเพลิงและอัตราการไหลของน้ำ รวมถึงการนำความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ไปปรับใช้เข้ากับหลักการแลกเปลี่ยนความร้อนของเตาเผา ขี้เพื่อหาพลังงานความร้อนที่เกิดขึ้นภายในกระบวนการทดสอบ เช่น ความร้อนขาเข้า ความร้อนขาออก และความร้อนสูญเสีย โดยข้อมูลที่ได้จากการทดสอบทั้งหมดเพื่อนำไปคำนวณหาประสิทธิภาพทางความร้อนของระบบ ตลอดจนคำนวณหาความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์



ภาพที่ 10 แผนดำเนินงานวิจัย



366228345

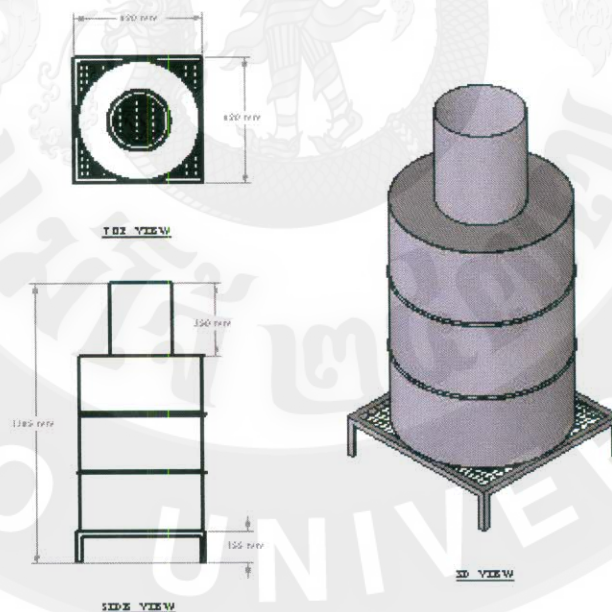
MTU :Thesis 6103309003 thesis / recv: 11062564 12:18:29 / seq: 27

3.2 การกำหนดตัวแปรศึกษา

การวิจัยในครั้งนี้ผู้วิจัยทำการศึกษาค้นคว้าหาประสิทธิภาพระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอดีเซล ซึ่งจำเป็นจะต้องนำความรู้จากรายวิชาต่าง ๆ ทั้งหลักการและทฤษฎีมาใช้ในการวางแผนการทดลอง มาประยุกต์ใช้ เพื่อให้ง่ายต่อการทำวิเคราะห์ผลและสรุปผล ภายใต้ตัวแปรต่างๆ ดังนี้

1. ตัวแปรต้น ได้แก่ ปริมาณแก๊สเข้าเตาเผาหรือจำนวนเตาไบโอดีเซลที่ใช้ในระบบ 3 4 และ 5 เต่า อัตราการไหลของน้ำ 5 10 15 และ 20 ลิตรต่อนาที และปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้สำหรับเตาเผา 5 6 และ 7 กิโลกรัม
2. ตัวแปรตาม ได้แก่ ปริมาณมลพิษ อัตราการใช้พลังงาน ประสิทธิภาพเตาเผา ประสิทธิภาพทางความร้อนของระบบและความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์
3. ตัวแปรควบคุม ได้แก่ ชนิดเชื้อเพลิง (ไม้ลำไย) ขนาดท่อน้ำร้อนเส้นผ่านศูนย์กลาง 3.8 เซนติเมตร ขนาดถังพักน้ำ 300 ลิตร และเวลาที่ใช้ในการทดสอบ 3 ชั่วโมง

3.3 ศึกษาโครงสร้างเตาไบโอดีเซลขนาด 200 ลิตร

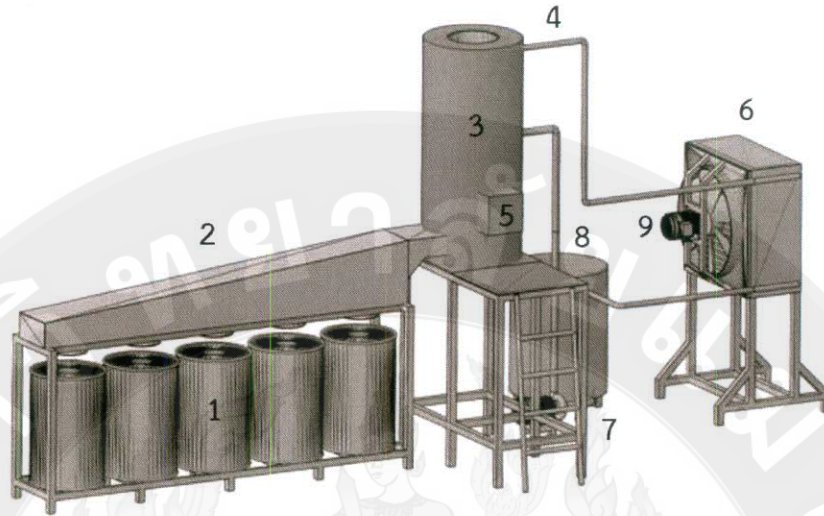


ภาพที่ 11 เตาไบโอดีเซลขนาด 200 ลิตร



366228345

3.4 ศึกษาโครงสร้างและการทำงานของระบบ



ภาพที่ 12 โครงสร้างและการทำงานของระบบ

- หมายเลข 1 เต้าใบโอซาร์
- หมายเลข 2 ปล่องรวบรวมควัน
- หมายเลข 3 เต้าเผาอากาศซ้ำ
- หมายเลข 4 ท่อลำเลียงน้ำร้อนของระบบ
- หมายเลข 5 ช่องเติมเชื้อเพลิง
- หมายเลข 6 พัดลมแลกเปลี่ยนความร้อนขาเข้าห้องอบแห้ง
- หมายเลข 7 บั๊มน้ำ
- หมายเลข 8 ถังเก็บน้ำ
- หมายเลข 9 พัดลมดูดอากาศ

จากภาพที่ 12 แสดงองค์ประกอบของระบบ ซึ่งมีกระบวนการทำงานคือ เริ่มจากการเผาไหม้หรือการผลิตใบโอซาร์จากเต้าโอโอซาร์ขนาด 200 ลิตร ความร้อนและควันที่ออกจากปล่องควันของเต้าจะถูกบังคับให้ส่งผ่านมายังเต้าเผาอากาศซ้ำหมายเลข 3 โดยจะทำหน้าที่เผาอากาศซ้ำเพื่อนำความร้อนที่ได้ไปต้มน้ำที่ถูกบั๊มน้ำสูบส่งจากถังเก็บน้ำให้ไหลผ่านไปตามขดท่อของระบบ ในขณะที่เผาอากาศนั้นสามารถเติมเชื้อเพลิงช่วยในการเผาไหม้ได้ที่ช่องเติมเชื้อเพลิงด้านหน้าของเต้า น้ำร้อนที่ได้จะไหลตามอัตราการไหลของบั๊มน้ำและส่งไปผ่านยังจุดแลกเปลี่ยนความร้อนหมายเลข 6 ซึ่งจะมีพัดลมทำหน้าที่ดูดอากาศร้อนจากขดท่อ ส่งผ่านไปยังห้องอบแห้งผลิตภัณฑ์เพื่อใช้อบแห้งวัสดุ

3.5 วัสดุและอุปกรณ์

3.5.1 วัสดุ

3.5.1.1 เชื้อเพลิงทดสอบ(ไม้ลำไย) 5 6 7 กิโลกรัมต่อ 15 นาทีของการทดสอบ

3.5.1.2 ชีวมวล(ซังข้าวโพด) 30 กิโลกรัมต่อเตาไปโอซาร์

3.5.2 เครื่องมือทดสอบ

3.5.2.1 เทอร์โมคัปเปิล (K Type Thermocouple) ช่วงการวัด (-)250.0 – 1300.0 C ความละเอียด 0.1 C ความแม่นยำ (%FS) ที่ 25 C $\pm 0.2\%$ (2.6 C)

3.5.2.2 เครื่องบันทึกข้อมูลอัตโนมัติ ยี่ห้อ Wisco analog input module AI 210 ขนาด 8 ช่องสัญญาณ เริ่มการวัดค่าได้ตั้งแต่ 1-18 ชั่วโมง แสดงผลข้อมูลเป็นไฟล์ Microsoft Excel ความละเอียดทศนิยม 1 ตำแหน่ง

3.5.2.3 ตู้อบความร้อน ยี่ห้อ Memmert รุ่น 30-1060 ควบคุมอุณหภูมิได้ตั้งแต่ 10-300 องศาเซลเซียส ความละเอียด 0.1 องศาเซลเซียส ตั้งเวลาได้ตั้งแต่ 1 นาที ถึง 99 วัน

3.5.2.4 ครอบอคูมิเนียมใส่ตัวอย่าง (Moisture Can)

3.5.2.5 ปั๊มน้ำ ยี่ห้อ Wilo Model DA-43 ทนน้ำร้อน 110 องศาเซลเซียส

3.5.2.6 อินเวอร์เตอร์ ยี่ห้อ JADEN รุ่น DLM1 ทำงานได้ในช่วง 0.0-50.0 Hz

3.5.2.7 มิเตอร์วัดอัตราการไหล ยี่ห้อ Blue point (read float at top Sp. Gr. 1.0 calibrated with water)

3.5.2.8 เครื่องวัดปริมาณฝุ่นและแก๊ส ยี่ห้อ Testo รุ่น 380 สามารถวัดปริมาณของก๊าซไอเสียต่างๆเช่น O₂ CO₂ CO NO วัดปริมาณฝุ่นที่มีขนาดได้ตั้งแต่ 2.5-10 ไมครอน ย่านการวัด 0-300 มิลลิกรัมต่อตารางเมตร ทนอุณหภูมิไม่เกิน 500 องศาเซลเซียส

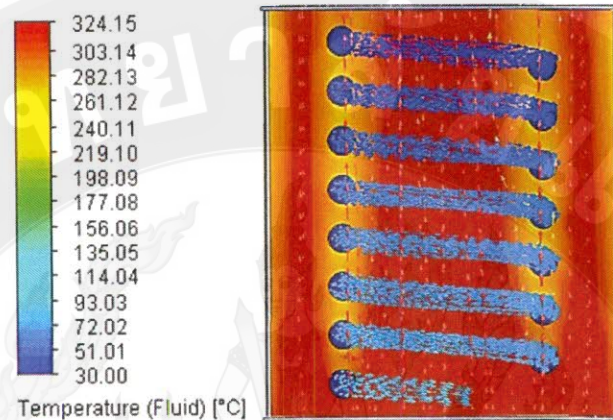
3.5.2.9 เครื่องวัดความเร็วลม ยี่ห้อ DIGICON (Anemometer Model DA-43) ย่านการวัด 0.4-30.0 เมตรต่อนาที ความละเอียด 0.1 เมตรต่อนาที ความแม่นยำ $\pm 2\%$ 1 หลักร



366228345

3.6 จำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนก่อนการทดสอบด้วยโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์

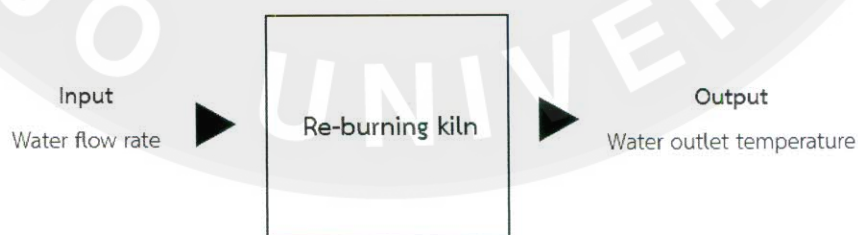
การจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนก่อนการทดสอบด้วยโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์จะจำลองดังภาพที่ 13 โดยการกำหนด อุณหภูมิน้ำขาเข้า อุณหภูมิน้ำขาออก อุณหภูมิแก๊สขาเข้า อุณหภูมิแก๊สขาออกอุณหภูมิภายในเตาเผาซ้ำ เพื่อเป็นแนวทางและนำไปปรับใช้ในการทดสอบจริง



ภาพที่ 13 การกระจายอุณหภูมิในเตาเผาซ้ำ

3.7 การทดสอบหาอัตราการไหล

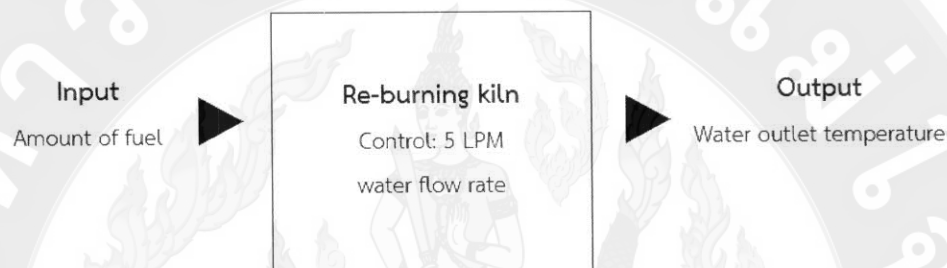
การทดสอบหาอัตราการไหลที่ดีที่สุด ในการทดสอบแบ่งอัตราการไหลของสารทดสอบ หรือน้ำ เป็น 4 ระดับ คือ 5 10 15 20 ลิตรต่อนาที ทำการทดสอบที่อัตราการเติมเชื้อเพลิงในปริมาณที่เท่ากัน ที่ 5 กิโลกรัมต่อรอบการเติมเชื้อเพลิง (15 นาที) เพื่อเปรียบเทียบการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำที่ไหลภายในชุดท่อเตาเผาซ้ำและความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิง ที่ส่งผลให้อุณหภูมิของน้ำขาออกเตาเผาซ้ำอุณหภูมิสูงที่สุด และผลทดสอบที่ได้มีความสอดคล้องกับการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยด้วยโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์



ภาพที่ 14 ทดสอบหาอัตราการไหลที่ดีที่สุด

3.8 การทดสอบหาปริมาณเชื้อเพลิง

การทดสอบหาปริมาณเชื้อเพลิงที่ดีที่สุด เป็นขั้นตอนการทดสอบโดยการเปรียบเทียบการใช้เชื้อเพลิง 3 ระดับ คือ 5 6 และ 7 กิโลกรัม ต่อรอบของการเติมเชื้อเพลิง ซึ่งจะเติมเชื้อเพลิงทุก 15 นาที ตลอดจนถึงสิ้นสุดการทดสอบที่ 3 ชั่วโมง และควบคุมการทดสอบด้วยการใช้อัตราการไหลของน้ำที่ดีที่สุด 5 ลิตรต่อนาที เพื่อเปรียบเทียบการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำที่ไหลภายในขดท่อเตาเผาซ้ำและความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิงที่ปริมาณแตกต่างกัน ที่ส่งผลให้อุณหภูมิของน้ำขาออกเตาเผาซ้ำอุณหภูมิสูงสุด



ภาพที่ 15 ทดสอบหาอัตราการไหลที่ดีที่สุด

3.9 การทดสอบหาปริมาณความชื้นเชื้อเพลิงทดสอบ

การหาปริมาณความชื้นเป็นการควบคุมปัจจัยที่สำคัญอีกปัจจัยหนึ่ง เนื่องจากกรณีที่มีความชื้นในวัสดุสูงเกินกว่า 14 เปอร์เซ็นต์โดยน้ำหนักแห้ง จะทำให้เกิดควันและอุณหภูมิภายในเตาเผาซ้ำและเตาไปโอชาร์ลดลง โดยขั้นตอนหรือวิธีการทดสอบหาปริมาณความชื้นสามารถทำตามขั้นตอนต่อไปนี้

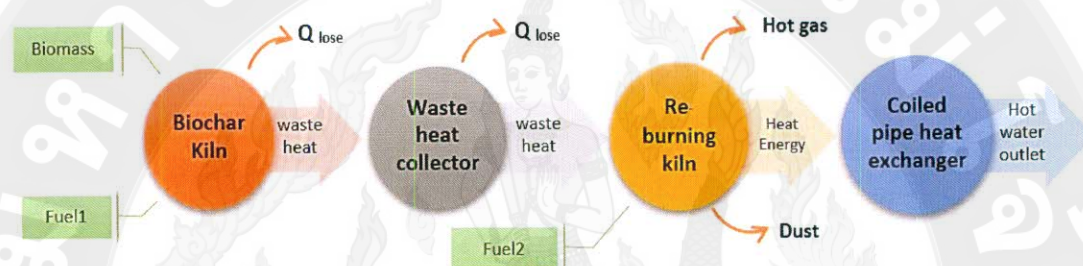
1. บรรจุตัวอย่างลงในกระป๋องอลูมิเนียมใส่ตัวอย่าง (moisture can) พร้อมด้วยฝาปิดและชั่งน้ำหนักก่อนนำไปอบ พร้อมบันทึกค่า
2. อบตัวอย่างด้วยตู้อบลมร้อนที่อุณหภูมิ 105 องศาเซลเซียส เป็นเวลา 24 ชั่วโมง
3. นำตัวอย่างที่อบเสร็จไปชั่งน้ำหนักหลังอบ พร้อมบันทึกค่า
4. คำนวณปริมาณร้อยละความชื้นของตัวอย่าง (% moisture content)



366228345

3.10 กระบวนการทดสอบ

การทดสอบเริ่มจากการเตรียมเตาไบโอชาร์ที่บรรจุชีวมวลภายในตัวถังจำนวน 30 กิโลกรัม เชื้อเพลิงต่อเตาไบโอชาร์ที่ 12 กิโลกรัม ในส่วนของเตาเผาจะใช้เชื้อเพลิง(ไม้ลำไย)ในการทดสอบ 84 กิโลกรัม โดยจะแบ่งเติมเชื้อเพลิงทุกๆ 15 นาที ซึ่งจะใช้เชื้อเพลิง 7 กิโลกรัม เมื่อเตรียมวัสดุและอุปกรณ์แล้วเสร็จจึงจะเริ่มกระบวนการเผาไหม้ โดยการทดสอบนี้จะใช้เวลาทั้งหมด 3 ชั่วโมง ซึ่งผลที่ได้จากกระบวนการทดสอบแต่ละขั้นตอน รวมถึงการวัดค่าฝุ่น ปริมาณแก๊ส และค่าความร้อนสูญเสีย แสดงดังภาพที่ 16



ภาพที่ 16 กระบวนการทดสอบ

3.11 การทดสอบหาปริมาณการใช้เชื้อเพลิง

การใช้เชื้อเพลิงในงานวิจัยนี้ได้จำแนกเป็น 2 ประเภท ได้แก่ ปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้า และอัตราการใช้เชื้อเพลิงสำหรับการเผาไหม้ ซึ่งสามารถอธิบายได้ ดังนี้

3.11.1 อัตราการใช้เชื้อเพลิงสำหรับการเผาไหม้ เป็นการบันทึกปริมาณการใช้เชื้อเพลิงในขั้นตอนการทดสอบระบบที่เก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ โดยอัตราการใช้เชื้อเพลิงส่วนใหญ่จะเป็นการเติมเชื้อเพลิงเข้าสู่เตาเผาชำ และเตาไบโอชาร์ ซึ่งข้อมูลจากการบันทึกค่าจะอยู่ในรูปแบบของหน่วย กิโลกรัม/ชั่วโมง เพื่อง่ายต่อการนำไปคำนวณหาประสิทธิภาพระบบต่อไป

3.11.2 ปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้า เป็นการตรวจสอบลักษณะการใช้พลังงานไฟฟ้าของแต่ละอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องในการทดสอบระบบ เช่น กำลังไฟฟ้า เวลา แรงดันไฟฟ้า และกระแสไฟฟ้า เป็นต้น เพื่อนำข้อมูลดังกล่าวไปคำนวณหาค่ากำลังไฟฟ้า และค่าใช้จ่ายที่เกิดขึ้นตลอดช่วงการทดสอบระบบ

3.12 การทดสอบหาปริมาณมลพิษ

ทดสอบหาปริมาณมลพิษด้วยเครื่องมือวัดฝุ่นที่สามารถทำการวัดบริเวณที่มีการปลดปล่อยมลพิษหรือก๊าซไอเสียตามจุดปล่อยต่างๆ รวมถึงที่ปล่อยระบายในทุกขนาดด้วยเครื่อง testo 380 สามารถทำการวัดปริมาณฝุ่นที่มีขนาดตั้งแต่ 10 ไมครอนลงมาจนถึง 2.5 ไมครอน ผ่านหลักการของ Impactor-Oscillating crystal-Principle ซึ่งใช้หลักการดูดฝุ่นผ่านหัวคัตขนาด (nozzle) ที่ใช้หลักการตกกระทบด้วยแรงเฉื่อย (Inertial Impaction) เพื่อให้ได้ฝุ่นที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตามที่กำหนด โดยมีอุปกรณ์ประกอบหลัก 3 อุปกรณ์ด้วย ได้แก่

- 1) Testo 330-2 LL
- 2) Probe และ
- 3) Measuring box

นอกจากนี้ตัวอุปกรณ์ testo 330-2 LL ยังเป็นอุปกรณ์ที่เรียกว่า Flue Gas Analyzer ซึ่งเป็นเครื่องวัดประสิทธิภาพการเผาไหม้ ที่มีการติดตั้ง sensor สำหรับวัดปริมาณของก๊าซไอเสียต่างๆ ไว้ภายในตัวเครื่อง ทำให้สามารถใช้วัดปริมาณของก๊าซไอเสียต่างๆ ได้ อันประกอบไปด้วย ก๊าซ O_2 CO และ NO รวมถึงสามารถคำนวณค่าประสิทธิภาพการเผาไหม้ของตัวอุปกรณ์ต่างๆ ได้



ภาพที่ 17 Testo 380

ที่มา : <https://www.google.co.th/url?sa=i&url=https%2Fwww.kleinschmidtgbmh.com>

3.13 การคำนวณพลังงานความร้อนและประสิทธิภาพระบบ

การทดสอบระบบก็เก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ สามารถวัดอุณหภูมิตลอดช่วงของการทดสอบด้วยโดยใช้ Analog Input Module AI210 และเลือกใช้ Thermocouple Type K ในการทดสอบจะบันทึกค่าทุกๆ 15 นาที (ประสิทธิภาพ, 2556) โดยจะทำการวัดอุณหภูมิในส่วนที่สำคัญ เช่น อุณหภูมิแก๊สขาเข้าและออกเตาเผาเข้า อุณหภูมิน้ำที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนและอุณหภูมิของเตาเผาเข้าตลอดกระบวนการทดสอบ เพื่อนำค่าต่างๆที่ได้ไปคำนวณหา

3.13.1 พลังงานจากเชื้อเพลิงป้อน

พลังงานความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงในเตาเผาเข้าและเตาไบโอชาร์จะขึ้นอยู่กับปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้และค่าความร้อนของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด

$$Q_c = m_F \cdot LHV \quad \dots(15)$$

เมื่อ Q_c = ปริมาณความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้ (เมกะจูลต่อชั่วโมง)

m_F = อัตราการใช้เชื้อเพลิง (ลิตรต่อชั่วโมง)

LHV = ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง (จูลต่อกิโลกรัม)

3.13.2 การสูญเสียความร้อนทางปล่อง

พลังงานความร้อนที่ได้จากการสูญเสียความร้อนทางปล่องเตาเผาเข้าสามารถวิเคราะห์จากข้อมูลชนิดและปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ และอุณหภูมิจากปล่องคว้น

$$Q_g = \dot{V}_g \cdot \rho_g \cdot C_p \cdot (\Delta T) \quad \dots(16)$$

เมื่อ Q_g = ปริมาณความร้อนทิ้งในก๊าซไอเสีย (กิโลวัตต์)

\dot{V}_g = ปริมาณการไหลของก๊าซไอเสีย (ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที)

ρ_g = ความหนาแน่นของก๊าซไอเสีย 1.19 (กิโลกรัมต่อตารางเมตร)

C_p = ค่าความจุความร้อนก๊าซไอเสีย (กิโลจูลต่อกิโลกรัม-องศาเซลเซียส)

ΔT = ผลต่างอุณหภูมิ (องศาเซลเซียส)



366228345

3.13.3 การสูญเสียความร้อนทางผิวน้ำ

ผิวน้ำเป็นอีกช่องทางหนึ่งของการสูญเสียความร้อนและส่งผลให้ประสิทธิภาพพลังงานโดยรวมลดลง การสูญเสียที่ผิวน้ำเกิดจากการพาความร้อนโดยอากาศ แวดล้อมและการแผ่รังสีความร้อนเนื่องจากผิวน้ำที่มีอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิตั้งแวดล้อม การคำนวณการสูญเสียความร้อนทางผิวน้ำสามารถทำได้โดยการเขียนสมการสมดุลพลังงานที่บริเวณผิวน้ำ

$$Q_{\text{Sur}} = Q_{\text{Conv}} + Q_{\text{Rad}} \quad \dots(17)$$

$$Q_{\text{Sur}} = hA(T_s - T_a) + \epsilon\sigma A(T_s^4 - T_a^4) \quad \dots(18)$$

เมื่อ Q_{Conv} = การสูญเสียความร้อนจากการพา (วัตต์)
 Q_{Rad} = การสูญเสียความร้อนจากการแผ่รังสี (วัตต์)
 A = พื้นที่ผิวของผิวน้ำ (ตารางเมตร)
 T_s = อุณหภูมิผิวของผิวน้ำ (เคลวิน)
 T_a = อุณหภูมิอากาศแวดล้อม (เคลวิน)
 ϵ = สัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อน
 σ = ค่าคงที่ Stefan Boltzman = 5.67×10^{-8} (W/m²·K⁴)
 h = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพา
 $= 1.42 \left[\frac{T_s - T_a}{H} \right]^{0.25}$ (วัตต์ต่อตารางเมตร-เคลวิน)
 H = ความสูงของเตา พื้นที่ที่ไม่ได้หุ้มฉนวน (เมตร)

3.13.4 การระบายความร้อนของน้ำ

การระบายความร้อนของน้ำเป็นการแลกเปลี่ยนพลังงานความร้อนโดยการใช้ น้ำเป็นตัวรับความร้อนการเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ภายในเตาเผา ซึ่งโดยปริมาณความร้อนที่ได้จะขึ้นอยู่กับอัตราการไหลที่เหมาะสม และความต่อเนื่องของอุณหภูมิภายในเตา

$$Q = \dot{m}_w C_p (T_{\text{Wout}} - T_{\text{Win}}) \quad \dots(19)$$

เมื่อ Q = อัตราการระบายความร้อนของน้ำ (กิโลวัตต์)
 \dot{m}_w = อัตราการไหลของน้ำระบายความร้อน (กิโลกรัมต่อวินาที)
 C_p = ความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ (กิโลจูลต่อกิโลกรัม-เคลวิน),
 (น้ำบริสุทธิ์ = 4.187 กิโลจูลต่อกิโลกรัม-เคลวิน)

T_{Win} = อุณหภูมิระบายความร้อนที่ป้อนเข้าเตา (องศาเซลเซียส)

T_{Wout} = อุณหภูมิระบายความร้อนที่ออกจากเตา (องศาเซลเซียส)

3.13.5 ประสิทธิภาพพลังงานความร้อนของระบบ

$$\eta = \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \times 100 \quad \dots (20)$$

เมื่อ η = ประสิทธิภาพพลังงานความร้อนของระบบ (เปอร์เซ็นต์)

Q_{in} = พลังงานความร้อนขาเข้าระบบ (กิโลวัตต์)

Q_{out} = พลังงานความร้อนขาออกระบบ (กิโลวัตต์)

3.14 การคำนวณความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์

การคำนวณความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์ของระบบก็เก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ จำเป็นต้องคำนึงถึงความสำคัญของตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับค่าใช้จ่ายต่างๆที่เกิดขึ้นการทดลอง ไม่ว่าจะเป็น ต้นทุนการผลิต ต้นทุนวัตถุดิบ ค่าแรงงาน ต้นทุนคงที่ ต้นทุนผันแปร รวมถึงรายรับที่ได้จากจากขายผลิตภัณฑ์ เพื่อนำไปคำนวณหาระยะเวลาคืนทุน (discounted payback period, DPB) หรือ ระยะเวลาที่กระแสเงินรับจากโครงการสามารถชดเชยกระแสเงินสดจ่ายลงทุนสุทธิตอนเริ่มโครงการพอดี

$$DPB = (\text{ค่าใช้จ่ายสุทธิเทียบเท่าปัจจุบัน}) / \dots (21)$$

(รายได้สุทธิหรือต้นทุนพลังงานที่ประหยัดได้สุทธิเทียบเท่าปัจจุบันต่อปี)



366228345

บทที่ 4

ผลการวิจัยและวิจารณ์

การทดสอบหาประสิทธิภาพระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์โดยมีการควบคุมสภาวะหรือตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง ดังนี้ ชนิดเชื้อเพลิง ขนาดท่อน้ำร้อน ขนาดถังพักน้ำและเวลาที่ใช้ในการทดสอบ ซึ่งการทดลองนี้จึงต้องมีลำดับขั้นตอน มีการเตรียมการทั้งเครื่องมือและอุปกรณ์การตรวจวัดค่าพารามิเตอร์ทุกอย่างให้พร้อมตั้งแต่การเริ่มทดลองตลอดจนสิ้นสุดการทดลอง

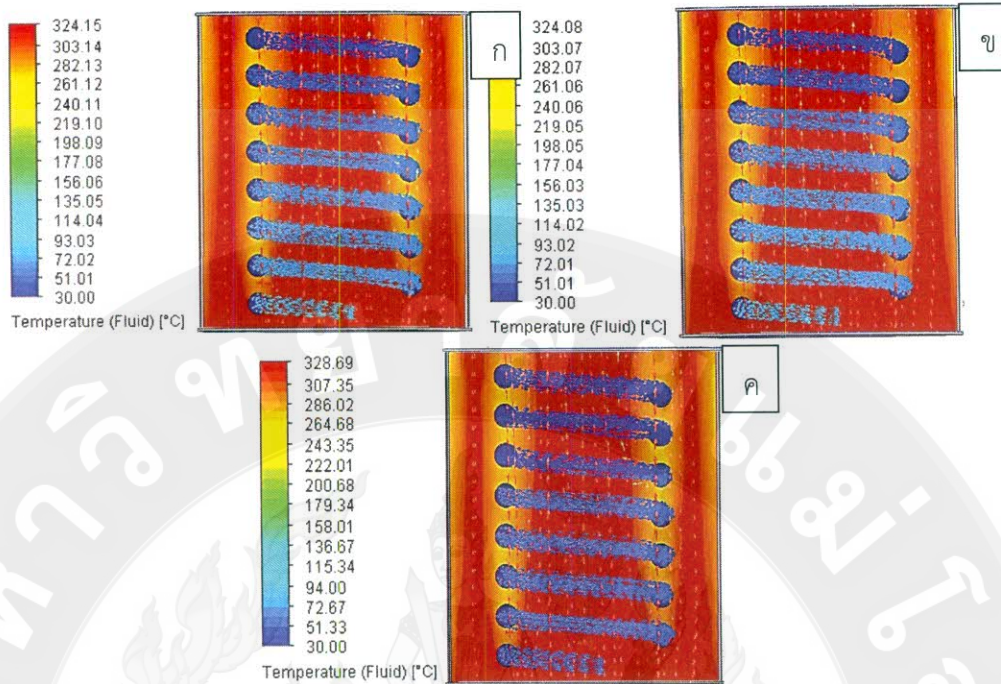
4.1 จำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนก่อนการทดสอบด้วยโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์

4.1.1 การเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำขาออกของผลการจำลองด้วยโปรแกรมและผลการทดลอง ผลการทดสอบด้วยโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์เปรียบเทียบกับข้อมูลการทดลองโดยเน้นให้ความสำคัญกับอุณหภูมิของน้ำออกเตาเผาเข้าตลอดขั้นตอนการทดลองภายใน 3 ชั่วโมงที่อัตราการไหลที่แตกต่างกัน คือ 10 15 และ 20 ลิตรต่อนาที พบว่ามีการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิในช่วงเวลาที่ต่างกันแสดงในภาพที่ 18 และอุณหภูมิสูงสุดจากการจำลองและจากการทดสอบแสดงในตารางที่ 1 ซึ่งเป็นไปตามงานวิจัยของ (Wen-Jing Du et al, 2018) คืออัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยท่อขดส่วนใหญ่ขึ้นอยู่กับพื้นที่การถ่ายเทความร้อนของท่อขด รวมถึงเวลาที่ใช้ในการทดสอบ

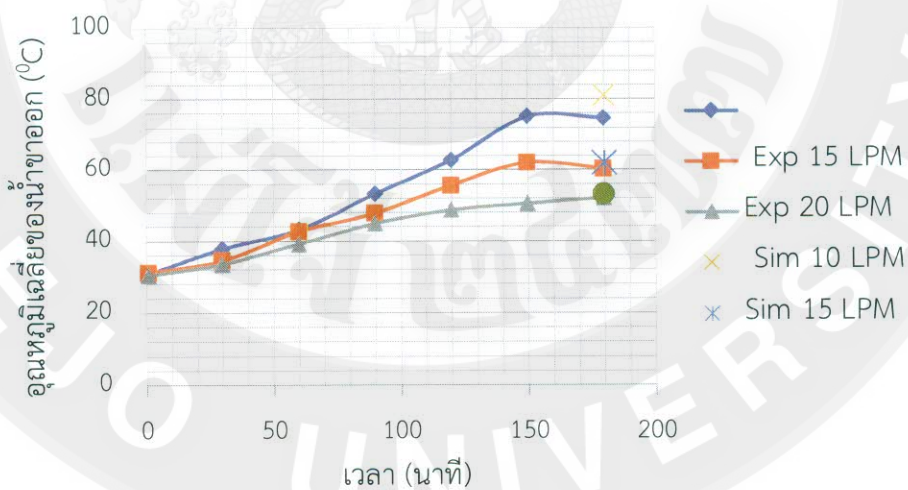
การกระจายอุณหภูมิของน้ำที่ไหลภายในขดท่อที่อัตราการไหลแตกต่างกันถูกจำลองขึ้นด้วยโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์ โดยเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิภายในเตาเผาเข้า 300 องศาเซลเซียส ขึ้นไป จะส่งผลให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ระหว่างน้ำภายในท่อขดและอุณหภูมิภายในเตาเผาเข้าแสดงดังภาพที่ 18 ซึ่งน้ำร้อนที่ได้สามารถนำไปใช้ในระบอบแห้งซึ่งต้องศึกษาขนาดความยาวและของเหลวภายในท่อขดต่อไป รวมทั้งติดตั้งพัดลมแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับระบบอบแห้ง



366228345



ภาพที่ 18 อุณหภูมิภายในเตาเผาซ้ำที่อัตราการไหลของน้ำ (ก) 10 (ข) 15 (ค) 20 ลิตรต่อนาที



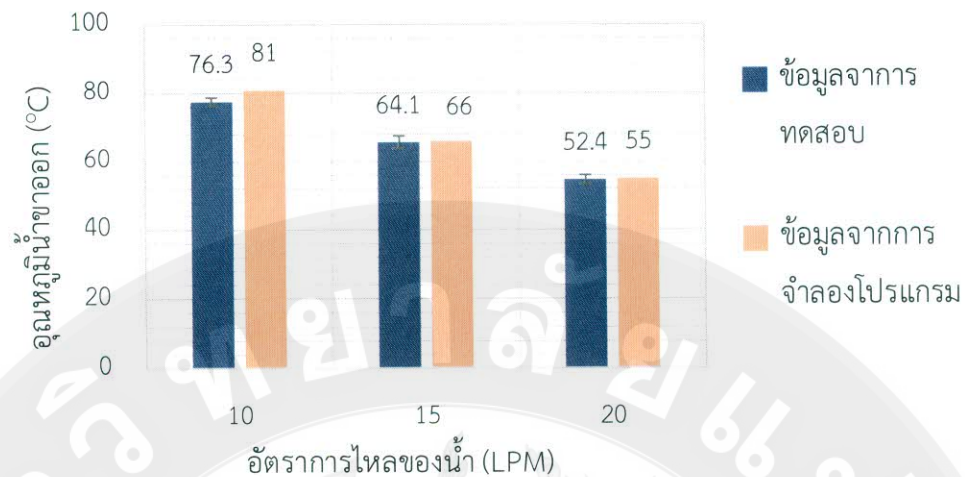
ภาพที่ 19 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิน้ำขาออกที่อัตราการไหลต่างกันตลอดช่วงการทดสอบ

ตารางที่ 1 เปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำขาออกจากการทดสอบจริงและการจำลองด้วยโปรแกรม

อัตราการไหล ของน้ำ (LPM)	อุณหภูมิน้ำขาออกจากการ ทดสอบจริง (C)	อุณหภูมิน้ำขาออกจากการ จำลองด้วยโปรแกรม (C)
10	76.3	81
15	64.1	66
20	52.4	55

4.1.2 อัตราการไหลของน้ำต่ออุณหภูมิน้ำขาออก

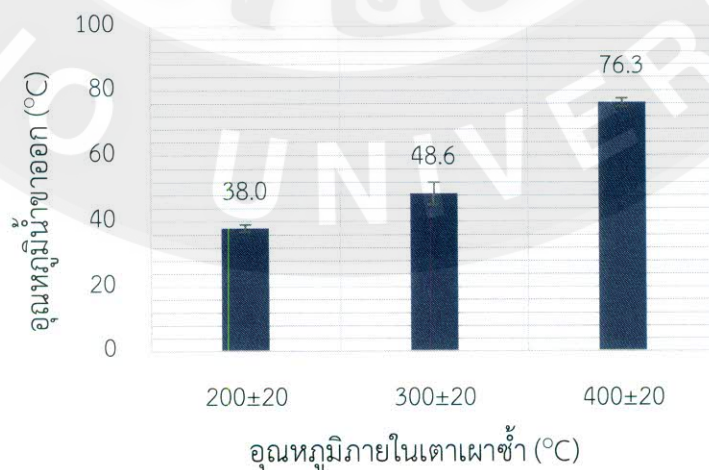
จากข้อมูลการทดลองพบว่าเมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้นอุณหภูมิของน้ำจะลดลงดังแสดงในภาพที่ 20 เนื่องจากการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศร้อนภายในเตาเผาซึ่งที่ไหลผ่านท่อชุดและอัตราการไหลของน้ำภายในชุดท่อ โดยทั่วไปเมื่ออัตราการไหลของน้ำเกิดการเปลี่ยนแปลงจะส่งผลต่ออุณหภูมิของน้ำอย่างมาก ที่อัตราการไหลของน้ำ 10 ลิตรต่อนาที อุณหภูมิน้ำออกสูงสุดคือ 76.3 ± 1.2 องศาเซลเซียส และมีอุณหภูมิลดลงเหลือ 64.1 ± 1.8 องศาเซลเซียส และ 52.4 ± 1.3 องศาเซลเซียส เมื่ออัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้นที่ 15 และ 20 ลิตรต่อนาที ตามลำดับ อาจสรุปได้ว่าอุณหภูมิของน้ำที่ออกจากเตาเผาซึ่งแปรผกผันกับอัตราการไหลของน้ำภายในชุดท่อ จากการเปรียบเทียบกับอุณหภูมิของน้ำขาออกที่ได้จากการจำลองด้วยโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์ซึ่งสอดคล้องกับการวิจัยของ (Qian Yin et al, 2016) ได้ศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเกี่ยวกับท่อชุดและอุณหภูมิน้ำร้อนขาออกที่มีอัตราการไหลที่แตกต่างกัน พบว่าอุณหภูมิทางออกของน้ำมีอุณหภูมิสูงสุดที่อัตราการไหล 0.25 ลิตรต่อนาที และจะลดลงอย่างต่อเนื่องเมื่ออัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้นจนถึงค่าสุดท้ายของการทดสอบคือ 2.5 ลิตรต่อนาที



ภาพที่ 20 อัตราการไหลของน้ำที่ส่งผลต่ออุณหภูมิของน้ำขาออก

4.1.3 อุณหภูมิของน้ำขาออกที่อัตราการไหล 10 ลิตรต่อนาที

จากผลการทดลองด้วยโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์พบว่าที่อัตราการไหลของน้ำ 10 ลิตรต่อนาที ให้ผลลัพธ์ที่ดีที่สุดเมื่อเทียบกับอัตราการไหลที่ 15 และ 20 ลิตรต่อนาที โดยอุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาเผาจะมีการเปลี่ยนแปลงจะส่งผลกระทบต่ออุณหภูมิของน้ำขาออกด้วย โดยช่วงอุณหภูมิของน้ำขาออกที่เกิดการเปลี่ยนแปลงมากที่สุดคือที่อุณหภูมิ 200 ± 20 300 ± 20 และ 400 ± 20 องศาเซลเซียส ดังแสดงในภาพที่ 21 อุณหภูมิเตาเผาที่นำกลับมาใช้ใหม่ 200 ± 20 องศาเซลเซียสอุณหภูมิทางออกของน้ำ คือ 38.0 ± 1.05 องศาเซลเซียส และเพิ่มขึ้นเป็น 48.6 ± 3.3 และ 76.3 ± 1.2 องศาเซลเซียส เมื่ออุณหภูมิภายในเตาเผาใหม่เพิ่มขึ้นเป็นประมาณ 300 ± 20 และ 400 ± 20 องศาเซลเซียส สาเหตุที่ทำให้อุณหภูมิภายในเตาเผาเปลี่ยนไป



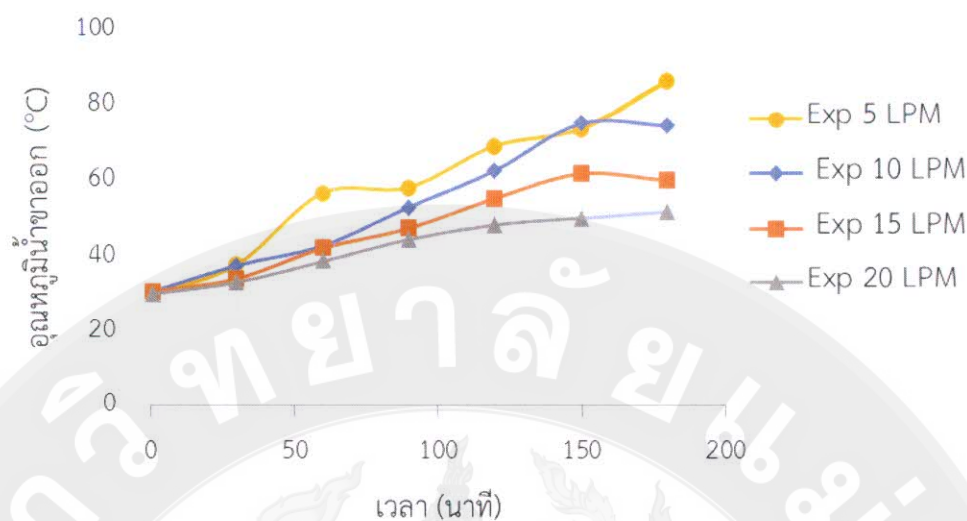
ภาพที่ 21 ความแตกต่างของอุณหภูมิภายในเตาเผาซ้ำต่ออุณหภูมิน้ำขาออก

จากการจำลองสภาพทางความร้อนของระบบที่อัตราการไหล 10 15 และ 20 ลิตรต่อนาที พบว่าผลการจำลองทางคอมพิวเตอร์มีแนวโน้มของการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างพลังงานความร้อนภายในเตาเผาซ้ำที่เกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง(ไม้ลำไย)และสารทำงานหรือน้ำที่ไหลภายในชุดท่อได้ดียิ่งขึ้นหรือเพิ่มขึ้นเมื่อปรับอัตราการไหลของน้ำลดลง ซึ่งเป็นไปในทิศทางเดียวกันกับผลการทดสอบจริงด้วยระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ และควบคุมอุณหภูมิภายในเตาเผาซ้ำให้มีอุณหภูมิ 500-1000 องศาเซลเซียส ตลอดช่วงเวลาของการทดสอบโดยพบว่าอุณหภูมิของน้ำออกเตาเผาซ้ำสูงสุดที่ 77.8 องศาเซลเซียสที่อัตราการไหล 10 ลิตรต่อนาที

4.2 อัตราการไหลของน้ำที่เหมาะสมสำหรับการทดลอง

จากการทดสอบเบื้องต้นที่อัตราการไหลของน้ำ 3 ระดับ ได้แก่ 10 15 และ 20 ลิตรต่อนาที เพื่อเปรียบเทียบความสอดคล้องกับการจำลองสภาพการทดลองด้วยระบบทางคอมพิวเตอร์ พบว่าการแลกเปลี่ยนความร้อนของน้ำและอุณหภูมิภายในเตาเผาซ้ำจะเป็นไปในทิศทางที่ดีเมื่อรักษาอุณหภูมิภายในเตาเผาซ้ำให้มีความคงที่ ตั้งแต่ 300 องศาเซลเซียส ขึ้นไป โดยผลของอุณหภูมิน้ำร้อนขาออกพบว่า ที่อัตราการไหลของน้ำ 10 ลิตรต่อนาที มีอุณหภูมิน้ำขาออกอยู่ที่ดีที่สุดที่ 76.3 องศาเซลเซียส แต่ทั้งนี้ยังไม่เหมาะสมต่อการนำไปปรับใช้กับระบบบ่อแห้งจึงจำเป็นต้องมีการทดลองอัตราการไหลของน้ำที่ 5 ลิตรต่อนาที เพิ่มเติม ดังแสดงในภาพที่ 22 ซึ่งสามารถอธิบายได้ว่าอุณหภูมิน้ำร้อนขาออกของอัตราการไหล 5 ลิตรต่อนาที มีอุณหภูมิสูงกว่าอัตราการไหลอื่นๆ เกือบตลอดช่วงการทดลอง ยกเว้นที่เวลา 150 นาทีของการทดลองจะมีอุณหภูมิต่ำกว่าอัตราการไหล 10 ลิตรต่อนาที เพียงเล็กน้อย เมื่อสิ้นสุดการทดลองทำให้สามารถสรุปผลการทดลองได้ดังตารางที่ 2 กล่าวคือ สมมุติฐานของการเป็นไปตามความคาดหมาย เนื่องจาก เมื่อเพิ่มการทดลองโดยการเพิ่มอัตราการไหลของน้ำที่ 5 ลิตรต่อนาที ทำให้ได้อุณหภูมิน้ำร้อนขาออกสูงที่ 86.2 องศาเซลเซียส





ภาพที่ 22 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำขาออกที่อัตราการไหล 4 ระดับ

ตารางที่ 2 การเปรียบเทียบอุณหภูมิของน้ำขาออกที่อัตราการไหล 4 ระดับ

อัตราการไหลของน้ำ (LPM)	อุณหภูมิของน้ำขาออก (°C)
5	86.2
10	76.3
15	64.1
20	52.4

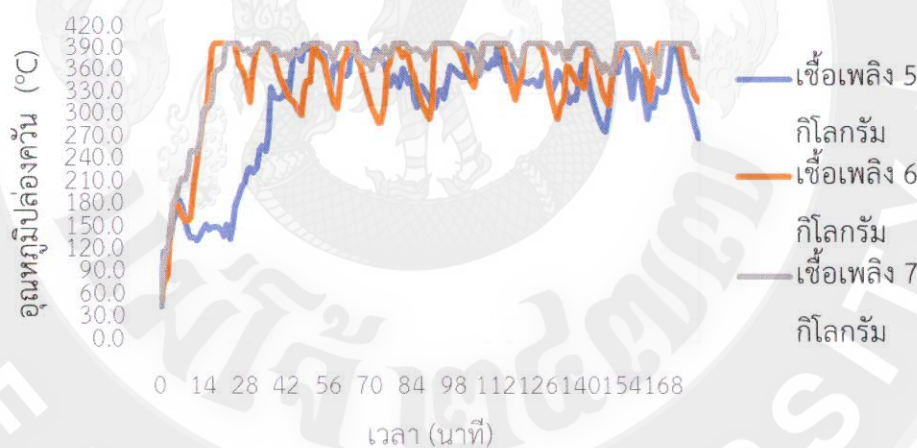
4.3 ปริมาณเชื้อเพลิงที่เหมาะสมสำหรับการทดลอง

จากหัวข้อที่ 4.2 การหาอัตราการไหลของน้ำที่เหมาะสมสำหรับการทดสอบ พบว่า ที่อัตราการไหลของน้ำ 5 ลิตรต่อนาที ส่งผลให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำภายในท่อและความร้อนภายในเตาเผาได้ดีที่สุด ซึ่งมีอุณหภูมิ 86.2 องศาเซลเซียส หากกล่าวถึงคุณสมบัติของน้ำเกี่ยวกับจุดเดือด น้ำจะมีอุณหภูมิสูงถึง 100 องศาเซลเซียส ด้วยคุณสมบัตินี้ทำให้ผู้ทำการทดลองตั้งข้อสมมติฐานเกี่ยวกับการเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ในการเผาทดลองส่งผลต่อการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำในท่อและความร้อนภายในห้องเผาในเตาเผาจะเพิ่มอุณหภูมิสูงขึ้น คงที่ หรือลดลง ดังนั้นจึงมีการเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงเป็น 3 ระดับ ได้แก่ 5 6 และ 7 กิโลกรัม ทั้งนี้ยังคงควบคุมอัตราการไหลของน้ำที่ 5 ลิตรต่อนาที เพื่อให้การทดลองเป็นไปในทิศทางเดียวกันและสามารถเปรียบเทียบค่าการทดลองได้ จากการทดลองพบว่าอุณหภูมิภายในเตาเผาที่เชื้อเพลิง 5 กิโลกรัม มีความแตกต่าง



366628345

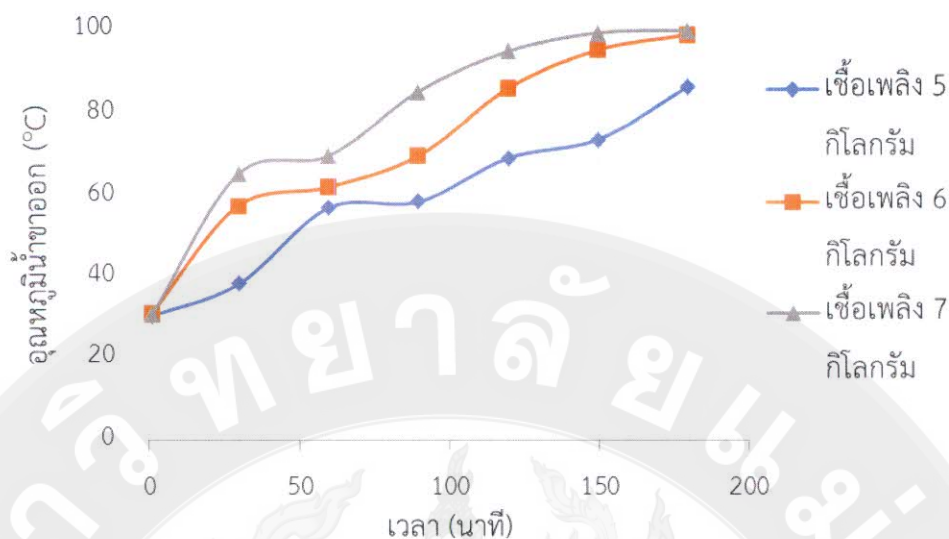
กับปริมาณเชื้อเพลิง 6 และ 7 กิโลกรัม โดยอุณหภูมิเฉลี่ยจะอยู่ในช่วง 200-320 องศาเซลเซียส ในขณะที่เชื้อเพลิง 6 และ 7 กิโลกรัม มีอุณหภูมิเฉลี่ยสูงถึง 350-400 องศาเซลเซียส แต่ก็ยังมีบางช่วงของการเติมเชื้อเพลิงที่ทำให้อุณหภูมิลดลงบ้าง ทั้งนี้อุณหภูมิและปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ส่งผลอย่างมากต่อการทดลอง พบว่า เมื่อมีการเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงจะส่งผลให้ให้อุณหภูมิน้ำร้อนขาออกเพิ่มสูงขึ้นตามเช่นกัน โดยที่เชื้อเพลิง 5 กิโลกรัม สามารถแลกเปลี่ยนความร้อนและทำให้น้ำขาออกมีอุณหภูมิสูงถึง 80 องศาเซลเซียส ในนาที่ที่ 156 ของการทดลอง และมีอุณหภูมิสูงสุดที่ 86.2 องศาเซลเซียส ในขณะที่เชื้อเพลิง 6 กิโลกรัม สามารถทำให้อุณหภูมิของน้ำขาออกสูงถึง 80 องศาเซลเซียส ในนาที่ที่ 97 ของการทดสอบ จากนั้นเพิ่มสูงขึ้นถึง 90 องศาเซลเซียส ในนาที่ที่ 112 และและมีอุณหภูมิสูงสุดที่ 98.6 องศาเซลเซียส ส่วนการใช้ปริมาณเชื้อเพลิง 7 กิโลกรัม สามารถผลิตน้ำร้อนขาออกได้ถึง 80 องศาเซลเซียส ที่เวลา 82 นาทีของการทดสอบ และเพิ่มสูงขึ้นเป็น 90 องศาเซลเซียส ที่เวลา 101 นาทีของการทดสอบ โดยอุณหภูมิสูงสุดมีค่าเป็น 99.7 องศาเซลเซียส ถึงแม้ว่าอุณหภูมิสูงสุดไม่แตกต่างกันมากกับปริมาณเชื้อเพลิงที่ 6 กิโลกรัม ในการผลิตน้ำร้อนให้มีอุณหภูมิมากกว่า 80 องศาเซลเซียส จะใช้เวลาน้อยกว่า



ภาพที่ 23 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิปล่องควันที่ปริมาณเชื้อเพลิงต่างกัน

ตารางที่ 3 การเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำขาออกที่ปริมาณเชื้อเพลิงต่างกัน

ปริมาณเชื้อเพลิง (kg)	อุณหภูมิน้ำขาออก (°C)
5	86.2
6	98.6
7	99.7



ภาพที่ 24 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิน้ำชาออกที่ปริมาณเชื้อเพลิงต่างกัน

จากการทดสอบระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ พบว่าเมื่อมีการเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้สำหรับเตาเผาจะส่งผลให้มีปริมาณความร้อนและอุณหภูมิภายในเตาเผาเพิ่มขึ้น เนื่องจากเกิดการเผาไหม้ได้ดี อีกทั้งพลังงานความร้อนดังกล่าวยังส่งผลให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำงานหรือน้ำที่ไหลภายในชุดท่อได้ดียิ่งขึ้น โดยที่อัตราการไหล 5 ลิตรต่อนาที พบว่ามีอุณหภูมิความร้อนของน้ำชาออกเตาเผาสูงที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับที่อัตราการไหลอื่นๆ ทั้งนี้การใช้เชื้อเพลิงที่ 7 กิโลกรัมยังส่งผลให้เกิดพลังงานความร้อนหรืออุณหภูมิภายในเตาเผาสูงกว่าที่ใช้เชื้อเพลิงที่ 5 และ 6 กิโลกรัม

4.4 ปริมาณความชื้นของเชื้อเพลิง

การหาปริมาณความชื้นเป็นการควบคุมปัจจัยที่สำคัญอีกปัจจัยหนึ่ง เนื่องจากกรณีที่มีความชื้นในวัสดุสูงเกินกว่า 14 เปอร์เซ็นต์โดยน้ำหนักแห้ง จะทำให้เกิดควันและอุณหภูมิภายในเตาเผาและเตาไบโอชาร์ลดลง โดยสามารถแบ่งการหาปริมาณความชื้นตามลักษณะการทดสอบ ดังแสดงในตารางที่ 4 การทดสอบหาระดับการไหลของน้ำ ในส่วนนี้จะอธิบายถึงปริมาณความชื้นเชื้อเพลิงที่ใช้ภายในเตาเผาซึ่งเตาเดียว ซึ่งจะใช้ปริมาณเชื้อเพลิง 5 กิโลกรัม ที่อัตราการไหล 4 ระดับ ปริมาณความชื้นสูงสุด 9.29 ± 0.48 เปอร์เซ็นต์โดยน้ำหนักแห้ง จากการทดสอบที่อัตราการไหล 10 ลิตรต่อนาที ตารางที่ 5 แสดงค่าความชื้นจากการทดสอบหาปริมาณเชื้อเพลิงทดสอบเตาเผาซึ่งเตาเดียว ซึ่งจะใช้เชื้อเพลิง 5 6 และ 7 กิโลกรัม โดยใช้อัตราการไหลเดียวกันที่ 5 ลิตรต่อนาที ปริมาณความชื้นสูงสุด 9.74 ± 0.26 เปอร์เซ็นต์โดยน้ำหนักแห้ง จากการทดสอบที่ปริมาณเชื้อเพลิง 6 กิโลกรัม และในตารางที่ 6 แสดงค่าความชื้นจากการทดสอบประสิทธิภาพระบบรวม ซึ่งจะแบ่งได้เป็น 2 ส่วนคือเตาไบโอชาร์และเตาเผา พบว่ามีปริมาณความชื้นสูงสุดของเชื้อเพลิงจากเตาเผา 10.21 ± 0.96



3666228345

เปอร์เซ็นต์โดยน้ำหนักแห้งที่การทดสอบเตาไปโอชาร์จำนวน 4 เตา มีปริมาณความชื้นสูงสุดของชีวมวลจากเตาไปโอชาร์ 11.88 ± 1.54 เปอร์เซ็นต์โดยน้ำหนักแห้ง ที่การทดสอบเตาไปโอชาร์จำนวน 3 เตา และมีปริมาณความชื้นสูงสุดของชีวมวลจากเตาไปโอชาร์ 9.65 ± 1.17 เปอร์เซ็นต์โดยน้ำหนักแห้ง ที่การทดสอบเตาไปโอชาร์จำนวน 5 เตา

ตารางที่ 4 ปริมาณความชื้นจากการทดสอบหาอัตราการไหลของน้ำ

อัตราการไหล (LPM)	ปริมาณ เชื้อเพลิง (kg)	ปริมาณความชื้น (% d.b.)
5	5	9.05 ± 0.15
10	5	9.29 ± 0.48
15	5	8.21 ± 1.43
20	5	8.49 ± 1.05

ตารางที่ 5 ปริมาณความชื้นจากการทดสอบหาทดสอบหาปริมาณเชื้อเพลิงเตาเผาซ้ำ

อัตราการไหล (LPM)	ปริมาณเชื้อเพลิง (kg)	ปริมาณความชื้น (% d.b.)
5	5	9.05 ± 0.15
5	6	9.74 ± 0.26
5	7	9.13 ± 0.43

ตารางที่ 6 ปริมาณความชื้นระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไปโอชาร์

จำนวน เตาไปโอชาร์ (เตา)	ความชื้นเชื้อเพลิง จากเตาเผาซ้ำ (% d.b.)	ความชื้นชีวมวล จากเตาไปโอชาร์ (% d.b.)	ความชื้นเชื้อเพลิง จากเตาไปโอชาร์ (% d.b.)
3	9.91 ± 1.32	11.88 ± 1.54	9.63 ± 0.96
4	10.21 ± 0.96	9.53 ± 1.02	9.39 ± 0.56
5	9.82 ± 1.91	7.79 ± 0.62	9.65 ± 1.17



4.5 อัตราการใช้เชื้อเพลิง

การใช้เชื้อเพลิงในงานวิจัยนี้ได้จำแนกเป็น 2 ประเภท ได้แก่ อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าและ อัตราการใช้เชื้อเพลิงสำหรับการเผาไหม้ ซึ่งสามารถอธิบายได้ ดังนี้

4.5.1 อัตราการใช้เชื้อเพลิงสำหรับการเผาไหม้

การใช้เชื้อเพลิงเผาไหม้ที่เกิดขึ้นภายใต้กระบวนการทดลองจะใช้เชื้อเพลิงแบ่งเป็น 2 ส่วนของอุปกรณ์ คือ เตาเผาซ้ำและเตาไปโอซาร์ ซึ่งจะมีความแตกต่างกันทั้งในด้านปริมาณและระยะเวลาของการเติมเชื้อเพลิง กล่าวคือ เตาเผาซ้ำจะมีการเติมเชื้อเพลิง 5 กิโลกรัม ทุกๆ 15 นาทีในการหาอัตราการไหลของน้ำที่ต่ำที่สุดซึ่งจะใช้เพียงเตาเผาซ้ำในการทำการทดลองดังแสดงในตารางที่ 7 พบว่าการหาอัตราการไหลของน้ำที่ต่ำที่สุดมีการใช้ปริมาณเชื้อเพลิงเท่ากันทุกการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหล 60 กิโลกรัม ในขณะที่ทำการทดสอบหาปริมาณเชื้อเพลิงสำหรับเตาเผาซ้ำที่ต่ำที่สุดจะใช้ปริมาณเชื้อเพลิง ที่ 5 6 และ 7 กิโลกรัม ในทุกๆ 15 นาทีของการทดสอบ ดังแสดงในตารางที่ 8 ที่อัตราการไหลเดียวกัน 5 ลิตรต่อนาที เมื่อเปลี่ยนแปลงปริมาณเชื้อเพลิงสำหรับเผาไหม้เพิ่มขึ้นทำให้ผลรวมของปริมาณเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเช่นกัน ในส่วนของการหาประสิทธิภาพระบบก็เก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไปโอซาร์ โดยใช้เชื้อเพลิงสำหรับเตาเผาซ้ำที่ 7 กิโลกรัม ทุกๆ 15 นาทีของการทดลอง และใช้เชื้อเพลิง 12 กิโลกรัมต่อเตา สำหรับเตาไปโอซาร์ตลอดสิ้นสุดการทดลอง ดังแสดงในตารางที่ 9 พบว่า มีการใช้ปริมาณเชื้อเพลิงสูงสุดที่การทดลองเตาไปโอซาร์ 5 เตา ปริมาณ 144 กิโลกรัม ในหนึ่งรอบของการทดลอง

ตารางที่ 7 อัตราการใช้เชื้อเพลิงในการทดสอบหาอัตราการไหลของน้ำที่ต่ำที่สุด

อัตราการไหลของน้ำ (LPM)	เชื้อเพลิงสำหรับ เตาเผาซ้ำ (kg)
5	60
10	60
15	60
20	60



366228345

ตารางที่ 8 อัตราการใช้เชื้อเพลิงในการทดสอบหาเชื้อเพลิงสำหรับเตาเผาซ้ำที่ดีที่สุด

อัตราการไหลของน้ำ (LPM)	ปริมาณเชื้อเพลิงต่อ รอบการเติม (kg)	เชื้อเพลิงสำหรับ เตาเผาซ้ำ(kg)
5	5	60
5	6	72
5	7	84

ตารางที่ 9 อัตราการใช้เชื้อเพลิงของระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์

จำนวนเตาไบโอชาร์ (เตา)	เชื้อเพลิงสำหรับ เตาไบโอชาร์ (kg)	เชื้อเพลิงสำหรับ เตาเผาซ้ำ (kg)	ปริมาณเชื้อเพลิง รวมที่ใช้ (kg)
3	36	84	120
4	48	84	132
5	60	84	144

4.5.2 การใช้พลังงานไฟฟ้า

การใช้พลังงานไฟฟ้าในการทดลองหาประสิทธิภาพของระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ มีอุปกรณ์ที่ใช้ทดลอง ดังนี้ อุปกรณ์แปลงไฟ (Invertor) 1 แรงแม้, ปั๊มน้ำ 0.5 แรงแม้, Wisco Analog และคอมพิวเตอร์ เป็นต้น โดยอุปกรณ์ทั้งหมดจะมีหน้าที่การใช้งานแตกต่างกันไป โดยจะใช้ร่วมกันทุกอุปกรณ์ตลอดช่วงเวลาในการทดลอง 3 ชั่วโมง ซึ่งสามารถคำนวณค่าพลังงานไฟฟ้าดังแสดงในตารางที่ 10 พบว่าอุปกรณ์แปลงไฟมีการใช้พลังงานไฟฟ้ามากที่สุด 8,053.56 กิโลจูล เนื่องจากต้องแปลงไฟเพื่อให้ปั๊มน้ำสามารถใช้งานได้ในการทดลอง

ตารางที่ 10 การใช้พลังงานไฟฟ้า

ชนิดอุปกรณ์	กำลังไฟฟ้า (kW)	พลังงานไฟฟ้า (kJ)
อุปกรณ์แปลงไฟ	745.69	8,053.56
ปั๊มน้ำ	370	3,996
Wisco analog	77	831.6
คอมพิวเตอร์	330	3,564



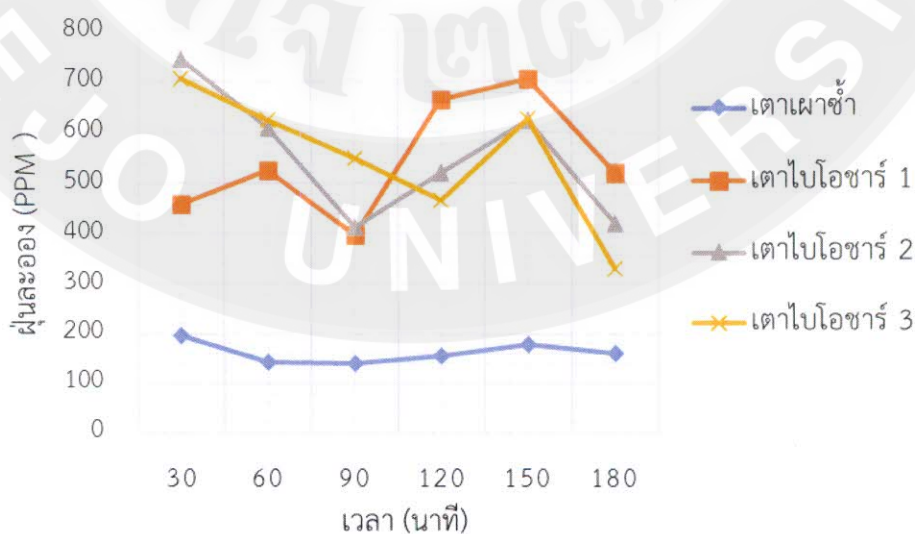
3666228345

4.6 ปริมาณมลพิษ

ในการทดสอบระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ สามารถจำแนกการทดสอบหาปริมาณมลพิษได้เป็น 2 รูปแบบ คือ ปริมาณฝุ่นละออง ปริมาณและชนิดของแก๊ส โดยขั้นตอนการวัดค่าหรือทดสอบด้วยการใช้เครื่อง testo 380 จะทำการวัดค่าทุกๆ 30 นาที จนสิ้นสุดการทดลอง เนื่องจากเครื่องมือวัดค่าสามารถทนความร้อนได้ไม่เกิน 500 องศาเซลเซียส และไม่ควรรอยู่ในจุดวัดที่เป็นเปลวไฟ ซึ่งจะส่งผลให้เกิดการชำรุดของเครื่องมือทดสอบ ทั้งนี้การเว้นระยะห่างหรือช่วงเวลาการวัดค่ายังต้องคำนึงถึงการเติมเชื้อเพลิง เช่น เตาเผาชำเติมเชื้อเพลิงทุก 15 นาที ดังนั้นเวลา 30 นาทีของการใช้เครื่องมือวัดค่า ถือว่าเป็นเวลาที่เหมาะสม และได้ข้อมูลที่เพียงพอ โดยสามารถแบ่งการวัดค่าฝุ่นและแก๊สจากการทดลองเป็น 3 การทดลองตามปริมาณแก๊สเข้าหรือตามจำนวนเตาไบโอชาร์ในระบบ

4.6.1 ระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ ที่การใช้เตาไบโอชาร์จำนวน 3 เตา

ระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ ที่การใช้เตาไบโอชาร์จำนวน 3 เตา พบว่าค่าฝุ่นละอองที่วัดได้ในระบบ ในส่วนของเตาเผาชำ มีค่าสูงสุด 197 ppm 30 นาที หลังจากเริ่มกระบวนการทดลอง และมีค่าต่ำสุดที่ 141 ppm ที่เวลา 90 นาที เตาไบโอชาร์เตาที่ 1 มีค่าฝุ่นละอองสูงสุด 706 ppm ที่เวลา 150 นาที และมีค่าต่ำสุด 398 ppm ที่เวลา 90 นาทีของการทดลอง เตาไบโอชาร์เตาที่ 2 มีค่าฝุ่นละอองสูงสุด 744 ppm ที่เวลา 30 นาที ค่าต่ำสุด 413 ppm ที่เวลา 90 ส่วนเตาไบโอชาร์เตาที่ 3 มีค่าฝุ่นละอองสูงสุดที่ 30 นาทีของการทดลอง โดยมีค่าเป็น 706 ppm และมีค่าต่ำสุดที่ 331 ppm ที่เวลา 180 ของการทดลอง



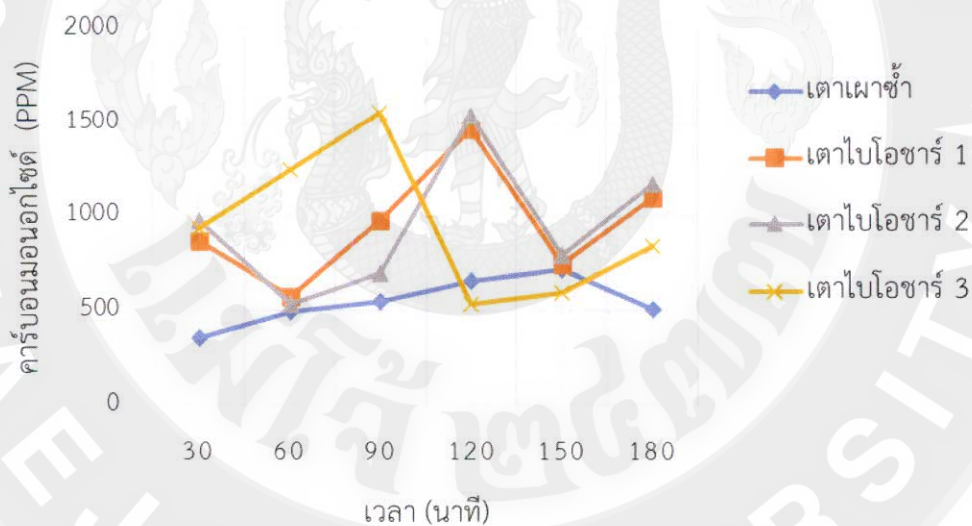
ภาพที่ 25 ปริมาณฝุ่นละอองจากการทดสอบระบบโดยใช้เตาไบโอชาร์จำนวน 3 เตา



366628345

MJU iThesis 6103309003 thesis / rev: 11062564 12:18:29 / seq: 27

ปริมาณแก๊สที่วัดได้จากการทดสอบระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ ที่การใช้เตาไบโอชาร์จำนวน 3 เตา สามารถวัดแก๊สได้ 3 ประเภท ได้แก่ CO NO และ O₂ พบว่า ปริมาณแก๊ส CO จะมีการเปลี่ยนแปลงเมื่อเกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ กล่าวคือช่วงเวลาของการทดสอบระบบที่มีการเผาไหม้เชื้อเพลิงที่สมบูรณ์ มีเปลวไฟหรือจุดติดไฟตลอดเวลา จะส่งผลให้ปริมาณ CO ลดลง รวมถึง เมื่อมีปริมาณ O₂ เพิ่มขึ้น ทำให้ค่า CO เพิ่มขึ้น เนื่องจากเมื่อ O₂ เป็นแก๊สที่มีสถานะติดไฟ จึงทำให้กระบวนการเผาไหม้ สามารถเผาเชื้อเพลิงได้ดียิ่งขึ้น จากการทดลองพบว่า เตาเผาซ้ำมีปริมาณ CO สูงที่สุดที่เวลา 150 นาทีของการทดลอง โดยมีค่า 714 ppm ค่าต่ำสุด 358 ppm ที่ 30 นาทีของการทดลอง เตาไบโอชาร์เตาที่ 1 มีค่า CO สูงสุด 1469 ppm ที่ 120 นาที มีค่าต่ำสุด 577 ppm ที่ 60 นาทีของการทดลอง เตาไบโอชาร์เตาที่ 2 มีค่า CO สูงสุด 1546 ppm ที่ 120 นาที มีค่าต่ำสุด 534 ppm ที่ 60 นาที ส่วนเตาไบโอชาร์เตาที่ 3 มีค่า CO ที่วัดได้จากการทดลอง มีค่าสูงสุด 1559 ppm ที่ 90 นาที และมีค่าต่ำสุดที่ 536 ppm ที่ 120 ของการทดลอง ดังแสดงในภาพที่ 26



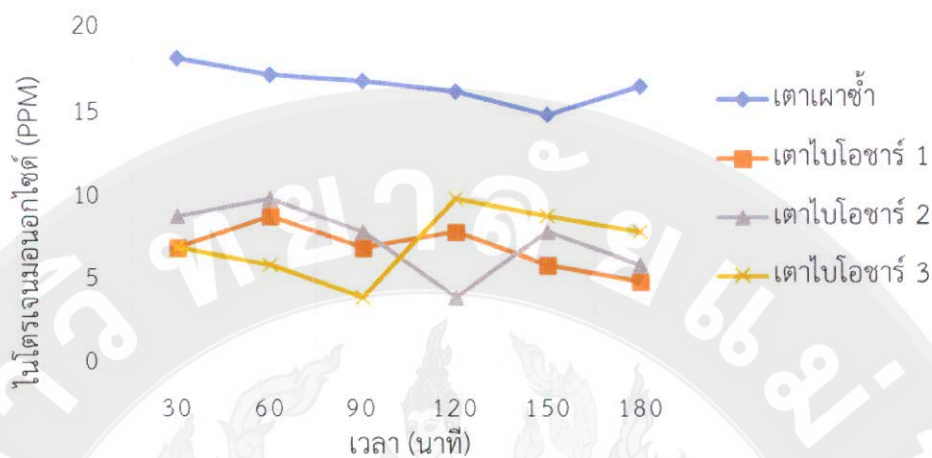
ภาพที่ 26 ปริมาณแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์ด้วยเตาใช้เตาไบโอชาร์ 3 เตา

ปริมาณไนโตรเจนมอนอกไซด์ (NO) จากกระบวนการทดสอบระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ ที่การใช้เตาไบโอชาร์จำนวน 3 เตา พบว่าที่การวัดค่า NO จากเตาเผาซ้ำ มีปริมาณ NO สูงสุดที่เวลา 30 นาทีของการทดลอง โดยมีค่า 18 ppm ค่าต่ำสุด 15 ppm ที่เวลา 150 ของการทดลอง เตาไบโอชาร์เตาที่ 1 พบปริมาณ NO สูงสุด 9 ppm ที่เวลา 60 นาที ค่าต่ำสุด 5 ppm ที่เวลา 180 นาทีหรือเมื่อสิ้นสุดการทดลอง เตาไบโอชาร์เตาที่ 2 พบค่าสูงสุด 10 ppm ที่เวลา 60 นาที และมีค่าต่ำสุด 4 ppm ที่เวลา 120 นาที ส่วนเตาไบโอชาร์เตาที่ 3 มีค่า NO



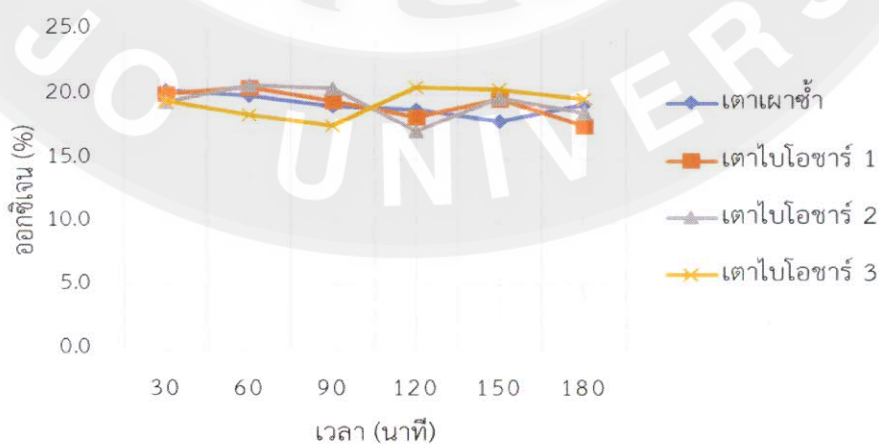
366628345

สูงสุด 10 ppm ที่เวลา 120 นาที และมีค่าต่ำสุด 4 ppm ที่เวลา 90 นาทีของการทดสอบดังแสดงในภาพที่ 27



ภาพที่ 27 ปริมาณแก๊สไนโตรเจนนอกไซด์ด้วยการใช้เตาไบโอชาร์ 3 เตา

ปริมาณออกซิเจน (O_2) จากกระบวนการทดสอบระบบก็เก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ ที่การใช้เตาไบโอชาร์จำนวน 3 เตา พบว่าที่การวัดค่า O_2 จากเตาเผาซ้ำมีปริมาณ O_2 สูงสุดที่เวลา 30 นาทีของการทดลอง โดยมีค่า 20.4 เปอร์เซ็นต์ ค่าต่ำสุด 17.9 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 150 ของการทดลอง เตาไบโอชาร์เตาที่ 1 พบปริมาณ O_2 สูงสุด 20.6 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 60 นาที ค่าต่ำสุด 17.6 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 180 นาทีหรือเมื่อสิ้นสุดการทดลอง เตาไบโอชาร์เตาที่ 2 พบค่าสูงสุด 20.8 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 60 นาที และมีค่าต่ำสุด 17.2 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 120 นาที ส่วนเตาไบโอชาร์เตาที่ 3 มีค่า O_2 สูงสุด 20.6 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 120 นาที และมีค่าต่ำสุด 17.6 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 90 นาทีของการทดสอบ ดังแสดงในภาพที่ 28



ภาพที่ 28 ปริมาณแก๊สออกซิเจนจากการทดสอบระบบโดยใช้เตาไบโอชาร์จำนวน 3 เตา



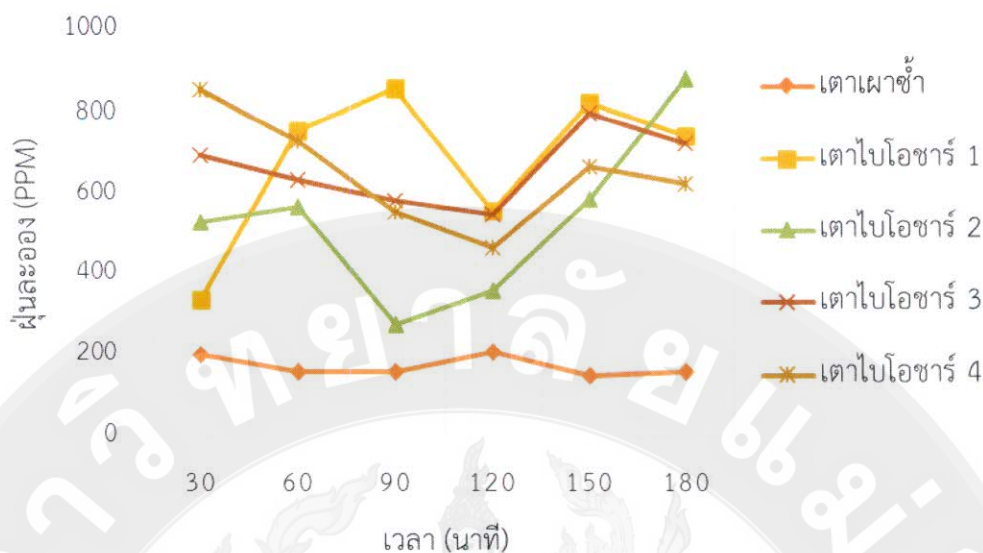
จากกระบวนการทดสอบระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ ที่การใช้เตาไบโอชาร์จำนวน 3 เตา สามารถสรุปค่าเฉลี่ยของปริมาณฝุ่นละอองและปริมาณแก๊สแต่ละชนิดที่เกิดขึ้นภายในกระบวนการทดลองทั้งหมดโดยจำแนกเป็น 2 ประเภท คือ เตาเผาซ้ำและเตาไบโอชาร์ ดังแสดงในตารางที่ 11

ตารางที่ 11 เปรียบเทียบปริมาณฝุ่นละอองและแก๊สด้วยการใช้เตาไบโอชาร์ 3 เตา

ชนิดของเตา	ฝุ่นละออง (ppm)	คาร์บอนมอนอกไซด์ (ppm)	ไนโตรเจนมอนอกไซด์ (ppm)	ออกซิเจน (%)
เตาเผาซ้ำ	156.3±4.08	557.7±8.89	17.7±0.57	19.8±0.41
เตาไบโอชาร์	566.1±12.47	962.2±9.87	7.7±0.46	19.3±0.52

4.6.2 ระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ ที่การใช้เตาไบโอชาร์จำนวน 4 เตา

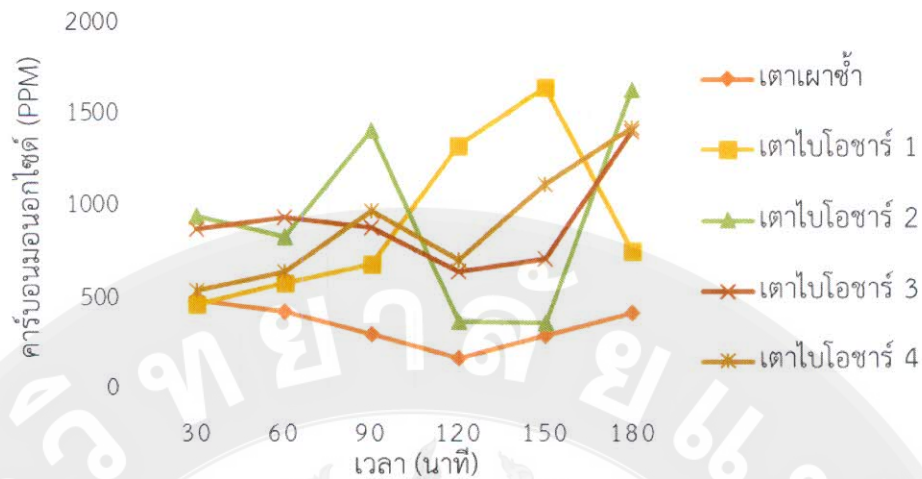
ระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ ที่การใช้เตาไบโอชาร์จำนวน 4 เตา พบว่าค่าฝุ่นละอองที่วัดได้ในระบบ ดังแสดงในภาพที่ 29 ส่วนของเตาเผาซ้ำ มีค่าสูงสุด 208 ppm 120 นาทีหลังจากเริ่มกระบวนการทดลอง และมีค่าต่ำสุดที่ 148 ppm ที่เวลา 150 นาที เตาไบโอชาร์เตาที่ 1 มีค่าฝุ่นละอองสูงสุด 859 ppm ที่เวลา 90 นาที และมีค่าต่ำสุด 335 ppm ที่เวลา 30 นาทีของการทดลอง เตาไบโอชาร์เตาที่ 2 มีค่าฝุ่นละอองสูงสุด 884 ppm ที่เวลา 180 นาที ค่าต่ำสุด 276 ppm ที่เวลา 90 ส่วนเตาไบโอชาร์เตาที่ 3 มีค่าฝุ่นละอองสูงสุดที่ 150 นาทีของการทดลอง โดยมีค่าเป็น 798 ppm และมีค่าต่ำสุดที่ 547 ppm ที่เวลา 120 ของการทดลอง เตาไบโอชาร์เตาที่ 4 มีค่าฝุ่นละอองสูงสุด 856 ppm ที่เวลา 30 นาที และมีค่าฝุ่นละอองต่ำสุด 465 ppm ที่เวลา 120 นาทีของการทดลอง



ภาพที่ 29 ปริมาณฝุ่นละอองด้วยการใช้เตาไปโอซาร์ 4 เตา

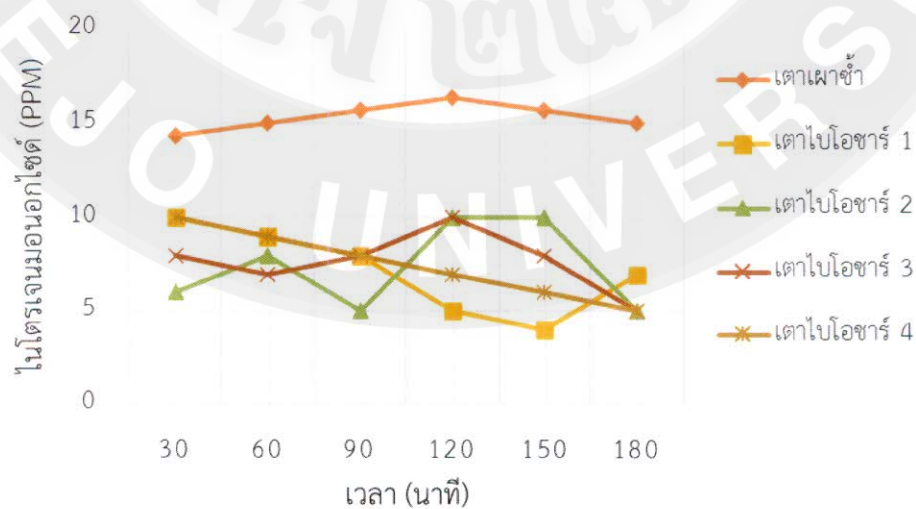
ปริมาณแก๊สที่วัดได้จากการทดสอบระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไปโอซาร์ ที่การใช้เตาไปโอซาร์จำนวน 4 เตา สามารถวัดแก๊สได้ 3 ประเภท ได้แก่ CO NO และ O₂ พบว่า ปริมาณแก๊ส CO จะมีการเปลี่ยนแปลงเมื่อเกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ กล่าวคือช่วงเวลาของการทดสอบระบบที่มีการเผาไหม้เชื้อเพลิงที่สมบูรณ์ มีเปลวไฟหรือจุดติดไฟตลอดเวลา จะส่งผลให้ปริมาณ CO ลดลง รวมถึง เมื่อมีปริมาณ O₂ เพิ่มขึ้น ทำให้ค่า CO เพิ่มขึ้น เนื่องจากเมื่อ O₂ เป็นแก๊สที่มีสถานะติดไฟ จึงทำให้กระบวนการเผาไหม้ สามารถเผาเชื้อเพลิงได้ดียิ่งขึ้น จากการทดลองพบว่าเตาเผาชำมีปริมาณ CO สูงที่สุดที่เวลา 30 นาทีของการทดลอง โดยมีค่า 501 ppm ค่าต่ำสุด 182 ppm ที่ 120 นาทีของการทดลอง เตาไปโอซาร์เตาที่ 1 มีค่า CO สูงสุด 1653 ppm ที่ 150 นาที มีค่าต่ำสุด 479 ppm ที่ 30 นาทีของการทดลอง เตาไปโอซาร์เตาที่ 2 มีค่า CO สูงสุด 1645 ppm ที่ 180 นาที มีค่าต่ำสุด 376 ppm ที่ 150 นาที ส่วนเตาไปโอซาร์เตาที่ 3 มีค่า CO ที่วัดได้จากการทดลอง มีค่าสูงสุด 1412 ppm ที่ 180 นาที และมีค่าต่ำสุดที่ 658 ppm ที่ 120 ของการทดลอง เตาไปโอซาร์เตาที่ 4 มีค่าคาร์บอนมอนอกไซด์สูงสุด 1436 ppm ที่เวลา 180 นาที และมีค่าต่ำสุด 552 ppm ที่เวลา 30 นาทีของการทดลอง ดังแสดงในภาพที่ 30





ภาพที่ 30 ปริมาณแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์ด้วยการใช้เตาใบโหระพา 4 เตา

ปริมาณไนโตรเจนมอนอกไซด์ (NO) จากกระบวนการทดสอบระบบก็เก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตใบโหระพา ที่การใช้เตาใบโหระพาจำนวน 4 เตา พบว่าที่การวัดค่า NO จากเตาเผาซ้ำ มีปริมาณ NO สูงสุดที่เวลา 90 120 และ 150 นาทีของการทดลอง โดยมีค่า 16 ppm ค่าต่ำสุด 14 ppm ที่เวลา 30 ของการทดลอง เตาใบโหระพาเตาที่ 1 พบปริมาณ NO สูงสุด 10 ppm ที่เวลา 30 นาที ค่าต่ำสุด 4 ppm ที่เวลา 150 นาที เตาใบโหระพาเตาที่ 2 พบค่าสูงสุด 10 ppm ที่เวลา 120 และ 150 นาที และมีค่าต่ำสุด 5 ppm ที่เวลา 90 และ 180 นาที เตาใบโหระพาเตาที่ 3 มีค่า NO สูงสุด 10 ppm ที่เวลา 120 นาที และมีค่าต่ำสุด 5 ppm ที่เวลา 180 นาทีของการทดลอง เตาใบโหระพาเตาที่ 4 มีค่าไนโตรเจนมอนอกไซด์สูงสุด 10 ppm ที่เวลา 30 นาที และมีค่าต่ำสุด 5 ppm ที่เวลา 180 นาทีของการทดลองดังแสดงในภาพที่ 31

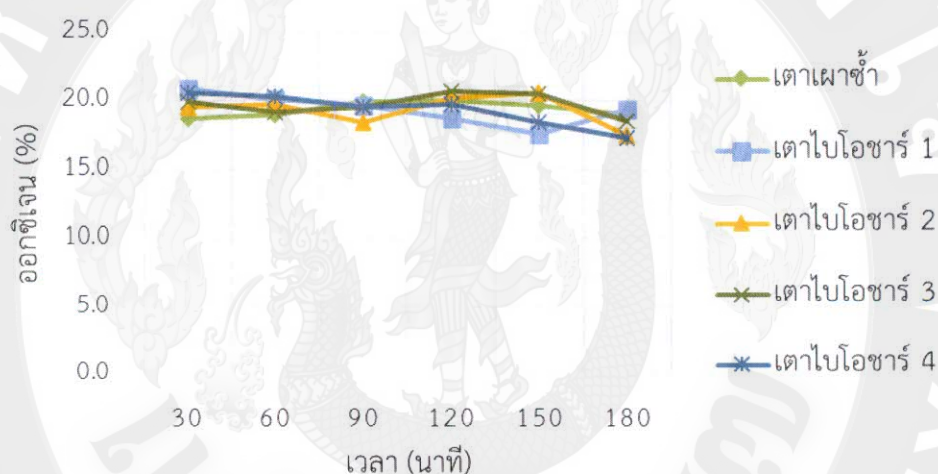


ภาพที่ 31 ปริมาณแก๊สไนโตรเจนมอนอกไซด์ด้วยการใช้เตาใบโหระพา 4 เตา



3666228345

ปริมาณออกซิเจน (O_2) จากกระบวนการทดสอบระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ ที่การใช้เตาไบโอชาร์จำนวน 4 เตา พบว่าที่การวัดค่า O_2 จากเตาเผาซ้ำมีปริมาณ O_2 สูงสุดที่เวลา 120 นาทีของการทดลอง โดยมีค่า 20 เปอร์เซ็นต์ ค่าต่ำสุด 18.7 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 30 ของการทดลอง เตาไบโอชาร์เตาที่ 1 พบปริมาณ O_2 สูงสุด 20.8 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 30 นาที ค่าต่ำสุด 17.6 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 150 นาที เตาไบโอชาร์เตาที่ 2 พบค่าสูงสุด 20.6 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 150 นาที และมีค่าต่ำสุด 17.5 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 180 นาที ส่วนเตาไบโอชาร์เตาที่ 3 มีค่า O_2 สูงสุด 20.7 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 120 นาที และมีค่าต่ำสุด 18.5 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 180 นาทีของการทดลอง เตาไบโอชาร์เตาที่ 4 มีค่าออกซิเจนสูงสุด 20.6 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 30 นาที และมีค่าออกซิเจนต่ำสุด 17.3 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 180 นาทีของการทดลอง ดังแสดงในภาพที่ 32



ภาพที่ 32 ปริมาณแก๊สออกซิเจนด้วยการใช้เตาไบโอชาร์ 4 เตา

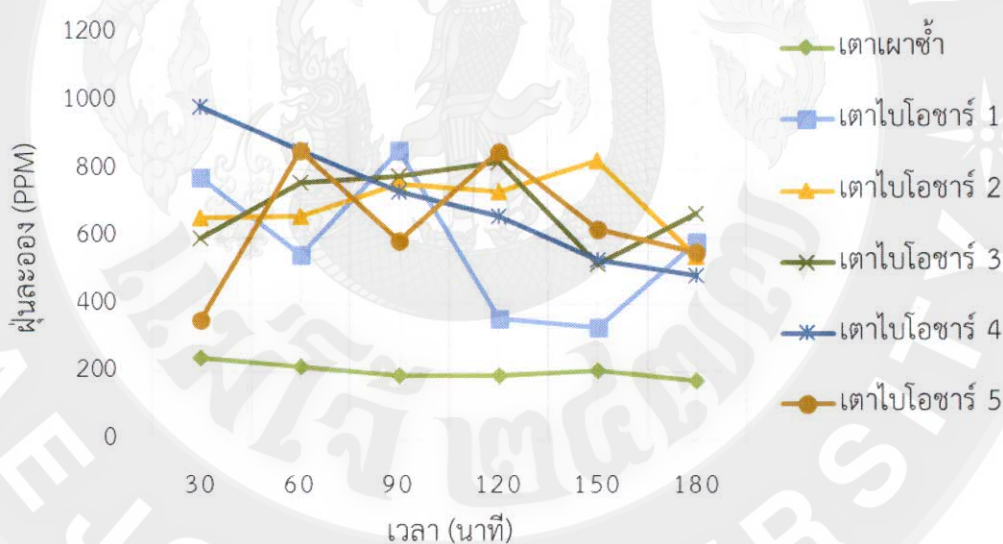
จากกระบวนการทดสอบระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ ที่การใช้เตาไบโอชาร์จำนวน 4 เตา สามารถสรุปค่าเฉลี่ยของปริมาณฝุ่นละอองและปริมาณแก๊สแต่ละชนิดที่เกิดขึ้นภายในกระบวนการทดลองทั้งหมดโดยจำแนกเป็น 2 ประเภท คือ เตาเผาซ้ำและเตาไบโอชาร์ ดังแสดงในตารางที่ 12

ตารางที่ 12 เปรียบเทียบปริมาณฝุ่นละอองและแก๊สด้วยการใช้เตาไบโอชาร์จำนวน 4 เตา

ชนิดของเตา	ฝุ่นละออง (ppm)	คาร์บอนมอนอกไซด์ (ppm)	ไนโตรเจนมอนอกไซด์ (ppm)	ออกซิเจน (%)
เตาเผาซ้ำ	171.9±5.29	588.2±7.99	15.7±0.28	19.9±0.40
เตาไบโอชาร์	638.2±6.37	962.1±8.69	8±0.59	19.6±0.24

4.6.3 ระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ ที่การใช้เตาไบโอชาร์จำนวน 5 เตา

ระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ ที่การใช้เตาไบโอชาร์จำนวน 5 เตา พบว่าค่าฝุ่นละอองที่วัดได้ในระบบ ดังแสดงในภาพที่ 33 ส่วนของเตาเผาซ้ำ มีค่าสูงสุด 241 ppm 30 นาทีหลังจากเริ่มกระบวนการทดลอง และมีค่าต่ำสุดที่ 175 ppm ที่เวลา 180 นาที เตาไบโอชาร์เตาที่ 1 มีค่าฝุ่นละอองสูงสุด 856 ppm ที่เวลา 90 นาที และมีค่าต่ำสุด 334 ppm ที่เวลา 150 นาทีของการทดลอง เตาไบโอชาร์เตาที่ 2 มีค่าฝุ่นละอองสูงสุด 826 ppm ที่เวลา 150 นาที ค่าต่ำสุด 544 ppm ที่เวลา 180 ส่วนเตาไบโอชาร์เตาที่ 3 มีค่าฝุ่นละอองสูงสุดที่ 120 นาทีของการทดลอง โดยมีค่าเป็น 824 ppm และมีค่าต่ำสุดที่ 521 ppm ที่เวลา 150 ของการทดลอง ไบโอชาร์เตาที่ 4 มีค่าฝุ่นละอองสูงสุดที่ 30 นาทีของการทดลอง โดยมีค่าเป็น 985 ppm และมีค่าต่ำสุดที่ 488 ppm ที่เวลา 180 ของการทดลอง เตาไบโอชาร์เตาที่ 5 มีค่าฝุ่นละอองสูงสุด 856 ppm ที่เวลา 60 นาที และมีค่าฝุ่นละอองต่ำสุด 357 ppm ที่เวลา 30 นาทีของการทดลอง



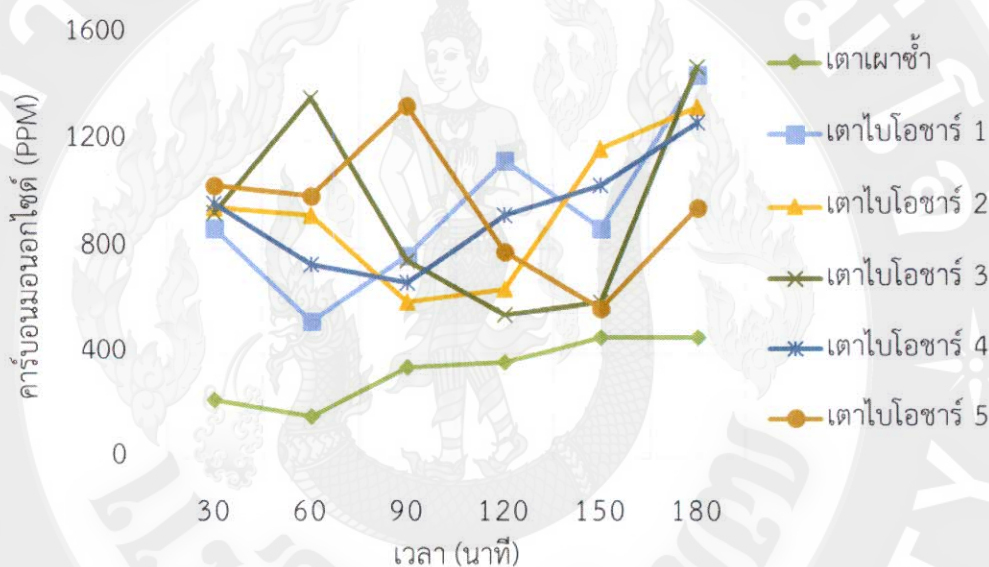
ภาพที่ 33 ปริมาณฝุ่นละอองด้วยการใช้เตาไบโอชาร์ 5 เตา

ปริมาณแก๊สที่วัดได้จากการทดสอบระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ ที่การใช้เตาไบโอชาร์จำนวน 5 เตา สามารถวัดแก๊สได้ 3 ประเภท ได้แก่ CO NO และ O₂ พบว่า ปริมาณแก๊ส CO จะมีการเปลี่ยนแปลงเมื่อเกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ กล่าวคือช่วงเวลาของการทดสอบระบบที่มีการเผาไหม้เชื้อเพลิงที่สมบูรณ์ มีเปลวไฟหรือจุดติดไฟตลอดเวลา จะส่งผลให้ปริมาณ CO ลดลง รวมถึง เมื่อมีปริมาณ O₂ เพิ่มขึ้น ทำให้ค่า CO เพิ่มขึ้น เนื่องจากเมื่อ O₂ เป็นแก๊สที่มีสถานะติดไฟ จึงทำให้กระบวนการเผาไหม้ สามารถเผาเชื้อเพลิงได้ดียิ่งขึ้น จากการทดลอง



3666228345

พบว่า เต่าเผาซ้ำมีปริมาณ CO สูงที่สุดที่เวลา 150 นาทีของการทดลอง โดยมีค่า 465 ppm ค่าต่ำสุด 156 ppm ที่ 60 นาทีของการทดลอง เต่าไปไอซาร์เตาที่ 1 มีค่า CO สูงสุด 1448 ppm ที่ 180 นาที มีค่าต่ำสุด 526 ppm ที่ 60 นาทีของการทดลอง เต่าไปไอซาร์เตาที่ 2 มีค่า CO สูงสุด 1326 ppm ที่ 180 นาที มีค่าต่ำสุด 598 ppm ที่ 90 นาที ส่วนเต่าไปไอซาร์เตาที่ 3 มีค่า CO ที่วัดได้จากการทดลอง มีค่าสูงสุด 1476 ppm ที่ 180 นาที และมีค่าต่ำสุดที่ 551 ppm ที่ 120 ของการทดลอง เต่าไปไอซาร์เตาที่ 4 มีค่า CO ที่วัดได้จากการทดลอง มีค่าสูงสุด 1269 ppm ที่ 180 นาที และมีค่าต่ำสุดที่ 671 ppm ที่ 90 ของการทดลอง เต่าไปไอซาร์เตาที่ 5 มีค่าคาร์บอนมอนอกไซด์สูงสุด 1329 ppm ที่เวลา 90 นาที และมีค่าต่ำสุด 573 ppm ที่เวลา 150 นาทีของการทดลอง แสดงในภาพที่ 34



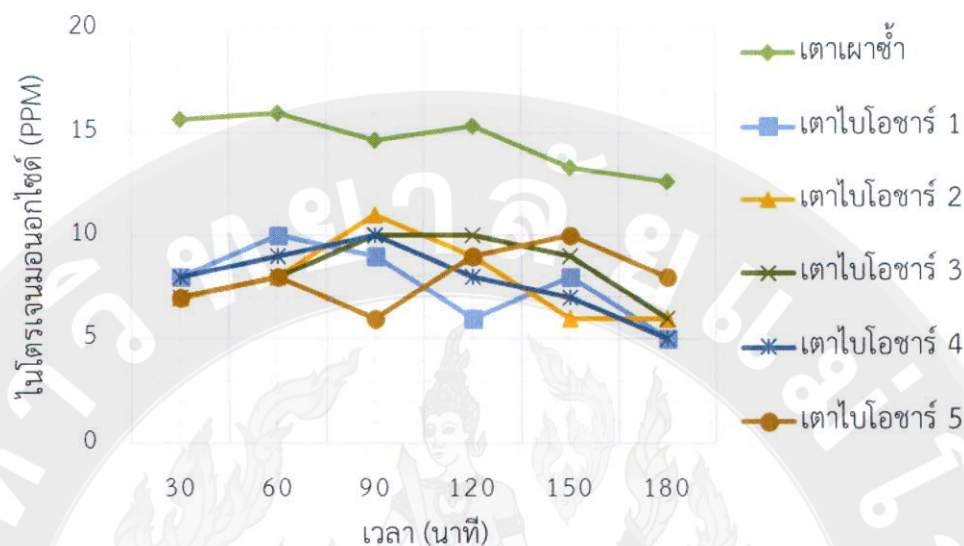
ภาพที่ 34 ปริมาณแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์ด้วยการใช้เต่าไปไอซาร์ 5 เต่า

ปริมาณไนโตรเจนมอนอกไซด์ (NO) จากกระบวนการทดสอบระบบกักเก็บความร้อน จากกระบวนการผลิตไปไอซาร์ ที่การใช้เต่าไปไอซาร์จำนวน 5 เต่า พบว่าที่การวัดค่า NO จากเต่าเผาซ้ำ มีปริมาณ NO สูงสุดที่เวลา 30 และ 60 นาทีของการทดลอง โดยมีค่า 16 ppm ค่าต่ำสุด 13 ppm ที่เวลา 150 และ 180 นาทีของการทดลอง เต่าไปไอซาร์เตาที่ 1 พบปริมาณ NO สูงสุด 10 ppm ที่เวลา 60 นาที ค่าต่ำสุด 5 ppm ที่เวลา 180 นาที เต่าไปไอซาร์เตาที่ 2 พบค่าสูงสุด 11 ppm ที่เวลา 90 นาที และมีค่าต่ำสุด 6 ppm ที่เวลา 150 และ 180 นาที เต่าไปไอซาร์เตาที่ 3 มีค่า NO สูงสุด 10 ppm ที่เวลา 90 และ 120 นาที และมีค่าต่ำสุด 6 ppm ที่เวลา 180 นาทีของการทดสอบ เต่าไปไอซาร์เตาที่ 4 มีค่า NO สูงสุด 10 ppm ที่เวลา 90 นาที และมีค่าต่ำสุด 5 ppm ที่เวลา 180



366623345

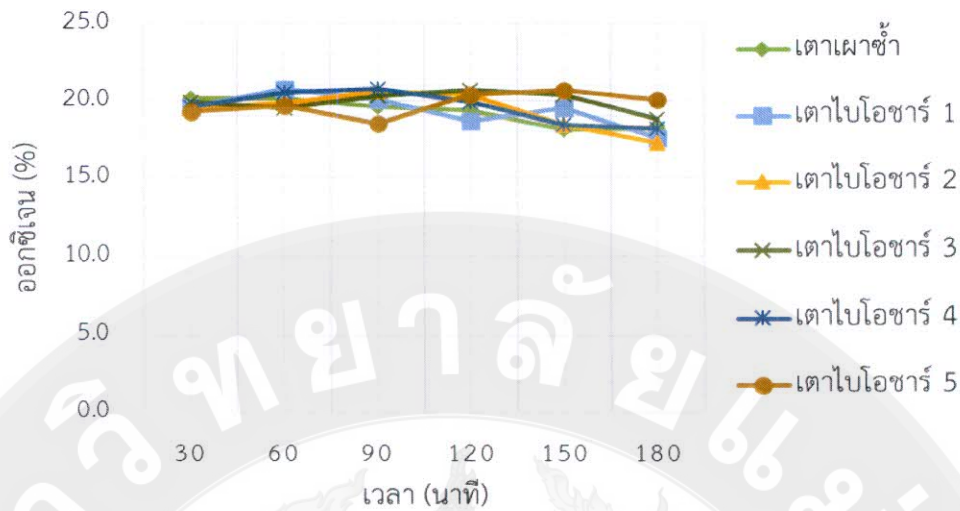
นาที่ของการทดสอบ เต่าไปโอซาร์เต่าที่ 5 มีค่าไนโตรเจนนอกไซด์สูงสุด 10 ppm ที่เวลา 150 นาที และมีค่าต่ำสุด 6 ppm ที่เวลา 90 นาทีของการทดลองดังแสดงในภาพที่ 35



ภาพที่ 35 ปริมาณแก๊สไนโตรเจนนอกไซด์ด้วยการใช้เต่าไปโอซาร์ 5 เต่า

ปริมาณออกซิเจน (O_2) จากกระบวนการทดสอบระบบก็เก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไปโอซาร์ ที่การใช้เต่าไปโอซาร์จำนวน 5 เต่า พบว่าที่การวัดค่า O_2 จากเต่าเผ่าช้ามีปริมาณ O_2 สูงสุดที่เวลา 60 นาทีของการทดลอง โดยมีค่า 20.2 เปอร์เซ็นต์ ค่าต่ำสุด 18.1 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 150 ของการทดลอง เต่าไปโอซาร์เต่าที่ 1 พบปริมาณ O_2 สูงสุด 20.8 % ที่เวลา 60 นาที ค่าต่ำสุด 17.6 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 180 นาที เต่าไปโอซาร์เต่าที่ 2 พบค่าสูงสุด 20.6 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 90 นาที และมีค่าต่ำสุด 17.3 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 180 นาที ส่วนเต่าไปโอซาร์เต่าที่ 3 มีค่า O_2 สูงสุด 20.7 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 120 นาที และมีค่าต่ำสุด 18.8 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 180 นาทีของการทดลอง เต่าไปโอซาร์เต่าที่ 4 มีค่า O_2 สูงสุด 20.8 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 90 นาที และมีค่าต่ำสุด 18.2 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 180 นาทีของการทดลอง เต่าไปโอซาร์เต่าที่ 5 มีค่าออกซิเจนสูงสุด 20.7 เปอร์เซ็นต์ที่เวลา 150 นาที และมีค่าออกซิเจนต่ำสุด 18.5 เปอร์เซ็นต์ ที่เวลา 90 นาทีของการทดลองดังแสดงในภาพที่ 36





ภาพที่ 36 ปริมาณแก๊สออกซิเจนด้วยการใช้เตาไบโอชาร์ 5 เตา จากกระบวนการทดสอบระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ ที่การใช้เตาไบโอชาร์จำนวน 5 เตา สามารถสรุปค่าเฉลี่ยของปริมาณฝุ่นละอองและปริมาณแก๊สแต่ละชนิดที่เกิดขึ้นภายในกระบวนการทดลองโดยจำแนกเป็น 2 ประเภท คือ เตาเผาซ้ำและเตาไบโอชาร์ ดังแสดงในตารางที่ 13

ตารางที่ 13 เปรียบเทียบปริมาณฝุ่นละอองและแก๊สด้วยการใช้เตาไบโอชาร์ 5 เตา

ชนิดของเตา	ฝุ่นละออง (ppm)	คาร์บอนมอนอกไซด์ (ppm)	ไนโตรเจนมอนอกไซด์ (ppm)	ออกซิเจน (%)
เตาเผาซ้ำ	219.4±12.34	343.9±8.55	15.5±0.65	19.8±0.37
เตาไบโอชาร์	654.1±7.62	952.6±9.71	9.3±1.21	20.1±0.45

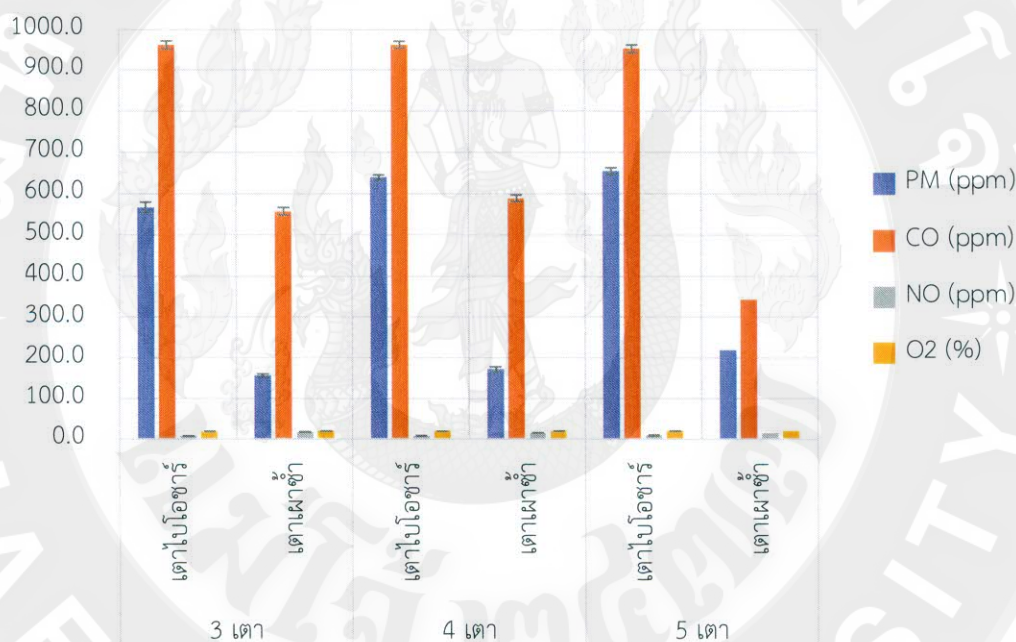
จากการทดสอบระบบกักเก็บความร้อนด้วยกระบวนการผลิตไบโอชาร์ ในส่วนของการทดสอบหาปริมาณมลพิษ ซึ่งสามารถจำแนกได้ 2 ประเภทของมลพิษ คือ ฝุ่นละอองและแก๊สที่เกิดขึ้นจากกระบวนการเผาไหม้เชื้อเพลิง(ไม้ลำไย) ได้แก่ คาร์บอนมอนอกไซด์ ไนโตรเจนมอนอกไซด์ และออกซิเจน พบว่า เมื่อเพิ่มจำนวนเตาไบโอชาร์ในกระบวนการทดสอบจะส่งผลให้เกิดปริมาณฝุ่นละอองเพิ่มขึ้น ปริมาณแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์และไนโตรเจนมอนอกไซด์ลดลง แต่ปริมาณแก๊สไนโตรเจนยังคงมีปริมาณใกล้เคียงกัน 19-20% ทั้งสามรูปแบบของการเพิ่มจำนวนเตาไบโอชาร์



3666228345

ตารางที่ 14 เปรียบเทียบปริมาณฝุ่นละอองและแก๊สด้วยการใช้เตาไบโอชาร์ 5 เตา

		PM (ppm)	CO (ppm)	NO (ppm)	O ₂ (%)
3 เตา	เตาไบโอชาร์	566.1±12.47	962.2±9.87	7.7±0.46	19.3±0.52
	เตาเผาซ้า	156.3±4.08	557.7±8.89	17.7±0.57	19.8±0.41
4 เตา	เตาไบโอชาร์	638.2±6.37	962.1±8.69	8.0±0.0.59	19.6±0.24
	เตาเผาซ้า	171.9±5.29	588.2±7.99	15.7±0.28	19.9±0.40
5 เตา	เตาไบโอชาร์	654.1±7.62	952.6±9.71	9.3±1.21	20.1±0.45
	เตาเผาซ้า	219.4±12.34	343.9±8.54	15.5±0.65	19.8±0.37



ภาพที่ 37 ปริมาณมลพิษจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์

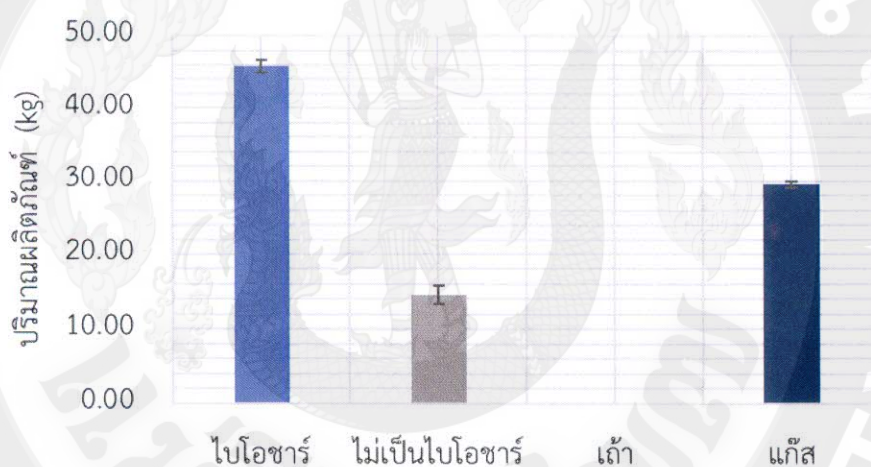
4.7 ปริมาณไบโอชาร์

การทดสอบระบบก็เก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ ด้วยการใส่เตาไบโอชาร์ขนาด 200 ลิตร สามารถแบ่งการทดลองได้ 3 รูปแบบขึ้นอยู่กับ การควบคุมปริมาณแก๊สเข้าระบบ หรือการเพิ่มจำนวนเตาไบโอชาร์เข้าไปในการทดลอง ได้แก่ 3 เตา 4 เตา และ 5 เตา เป็นต้น โดยทำการวัดอุณหภูมิ 2 จุด คือ อุณหภูมิบริเวณเปลวไฟ และอุณหภูมิผนังเตา รวมถึงปริมาณไบโอชาร์เพื่อนำไปคำนวณหาค่าพลังงานความร้อนที่เกิดขึ้นภายในกระบวนการทดสอบ ทั้งนี้สามารถอธิบายได้ว่า เมื่ออุณหภูมิเปลวไฟคงที่ หรือมีการติดไฟตลอดเวลา เนื่องการคายแก๊สของชีวมวล ซึ่งอุณหภูมิที่



สำหรับการผลิตไบโอชาร์อยู่ที่ 500-600 องศาเซลเซียส และไม่เกิน 800 องศาเซลเซียส อีกทั้งยังส่งผลต่อปริมาณการเป็นไบโอชาร์ การเก็บข้อมูลจากผลิตภัณฑ์ที่ได้จากกระบวนการผลิตไบโอชาร์สามารถ เก็บค่าได้ 4 ประเภท ได้แก่ ไบโอชาร์ ส่วนที่ไม่เป็นไบโอชาร์ เถ้า และแก๊ส เป็นต้น โดยการเก็บตัวอย่างผลิตภัณฑ์จากเตาไบโอชาร์จะมีส่วนที่เรียกว่าเถ้า แต่ในการทดลองเลือกใช้วิธีการทำให้เตาไบโอชาร์เย็นลงด้วยการฉีดน้ำเข้าไปในตัวถังโดยตรง จึงไม่สามารถเก็บปริมาณเถ้าได้

จากการทดลองพบว่า ปริมาณไบโอชาร์ที่ได้จากการทดสอบเตาไบโอชาร์ขนาด 200 ลิตร จำนวน 3 เตา ดังแสดงในภาพที่ 38 จะมีส่วนที่เป็นไบโอชาร์ 45.83 ± 0.86 กิโลกรัม ไม่เป็นไบโอชาร์ 14.61 ± 1.25 กิโลกรัม และส่วนที่เป็นแก๊ส 29.56 ± 0.47 กิโลกรัม ซึ่งปริมาณไบโอชาร์ดังที่กล่าวมาคิดเป็น 30.55 เปอร์เซ็นต์ ส่วนที่ไม่เป็นไบโอชาร์ 9.74 เปอร์เซ็นต์ และปริมาณแก๊ส 19.70 เปอร์เซ็นต์ ดังแสดงในตารางที่ 15



ภาพที่ 38 ผลิตภัณฑ์จากการบวนการผลิตไบโอชาร์ขนาด 200 ลิตร จำนวน 3 เตา

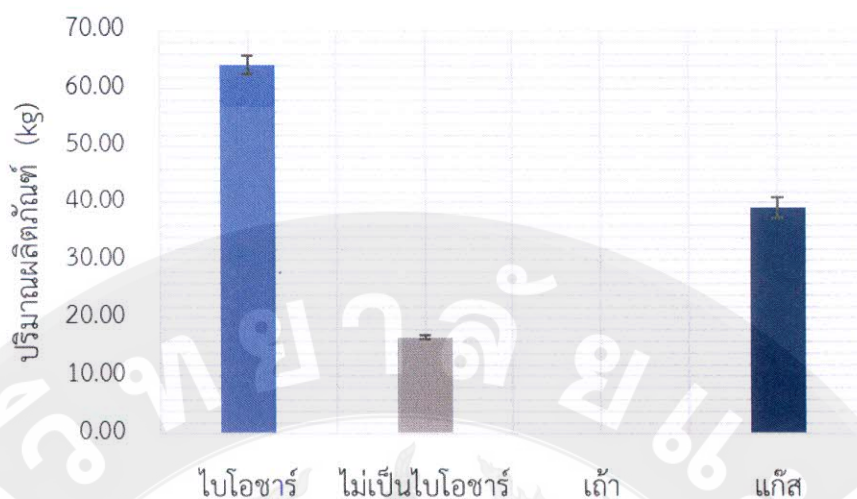
ตารางที่ 15 เปรียบเทียบผลิตภัณฑ์จากการบวนการผลิตไบโอชาร์ขนาด 200 ลิตร จำนวน 3 เตา

ไบโอชาร์ (kg)	ไม่เป็นไบโอชาร์ (kg)	เถ้า (kg)	แก๊ส (kg)
45.83 ± 0.86	14.61 ± 1.25	0.00	29.56 ± 0.47

ปริมาณไบโอชาร์ที่ได้จากการทดสอบเตาไบโอชาร์ขนาด 200 ลิตร จำนวน 4 เตา ดังแสดงในภาพที่ 39 จะมีส่วนที่เป็นไบโอชาร์ 64.11 ± 1.56 กิโลกรัม ไม่เป็นไบโอชาร์ 16.76 ± 0.30 กิโลกรัม และส่วนที่เป็นแก๊ส 39.13 ± 1.84 กิโลกรัม ซึ่งปริมาณไบโอชาร์ดังที่กล่าวมาคิดเป็น 42.74 เปอร์เซ็นต์ ส่วนที่ไม่เป็นไบโอชาร์ 11.17 เปอร์เซ็นต์ และปริมาณแก๊ส 26.09 เปอร์เซ็นต์ ดังแสดงในตารางที่ 16



3666228345

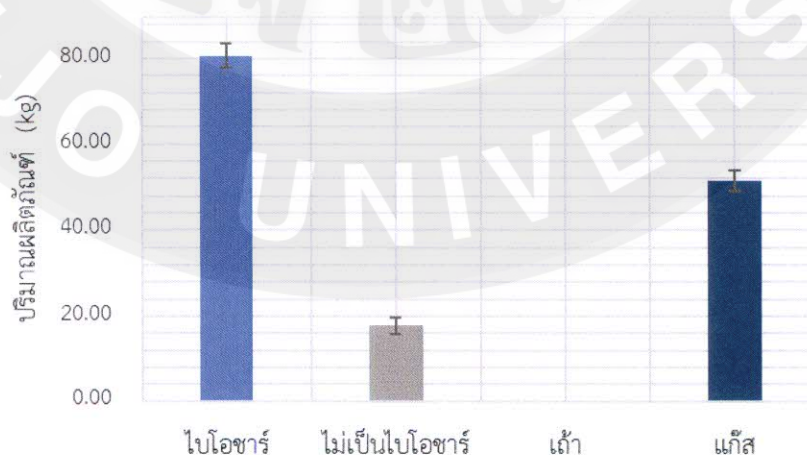


ภาพที่ 39 ผลผลิตภัณฑจากการบวนการผลิตไบโอชาร์ขนาด 200 ลิตร จำนวน 4 เตา

ตารางที่ 16 เปรียบเทียบผลผลิตภัณฑจากการบวนการผลิตไบโอชาร์ขนาด 200 ลิตร จำนวน 4 เตา

ไบโอชาร์ (kg)	ไม่เป็นไบโอชาร์ (kg)	เถ้า (kg)	แก๊ส (kg)
64.11±1.56	16.76±0.30	0.00	39.13±1.84

ปริมาณไบโอชาร์ที่ได้จากการทดสอบเตาไบโอชาร์ขนาด 200 ลิตร จำนวน 5 เตา ดังแสดงในภาพที่ 40 จะได้ส่วนที่เป็นไบโอชาร์ 80.73 ± 2.92 กิโลกรัม ไม่เป็นไบโอชาร์ 17.76 ± 2.04 กิโลกรัม และส่วนที่เป็นแก๊ส 51.51 ± 2.40 กิโลกรัม ซึ่งปริมาณไบโอชาร์ตั้งที่กล่าวมาคิดเป็น 53.82 เปอร์เซ็นต์ ส่วนที่ไม่เป็นไบโอชาร์ 11.84 เปอร์เซ็นต์ และปริมาณแก๊ส 34.34 เปอร์เซ็นต์ดังแสดงในตารางที่ 17



ภาพที่ 40 ผลผลิตภัณฑจากการบวนการผลิตไบโอชาร์ขนาด 200 ลิตร จำนวน 5 เตา

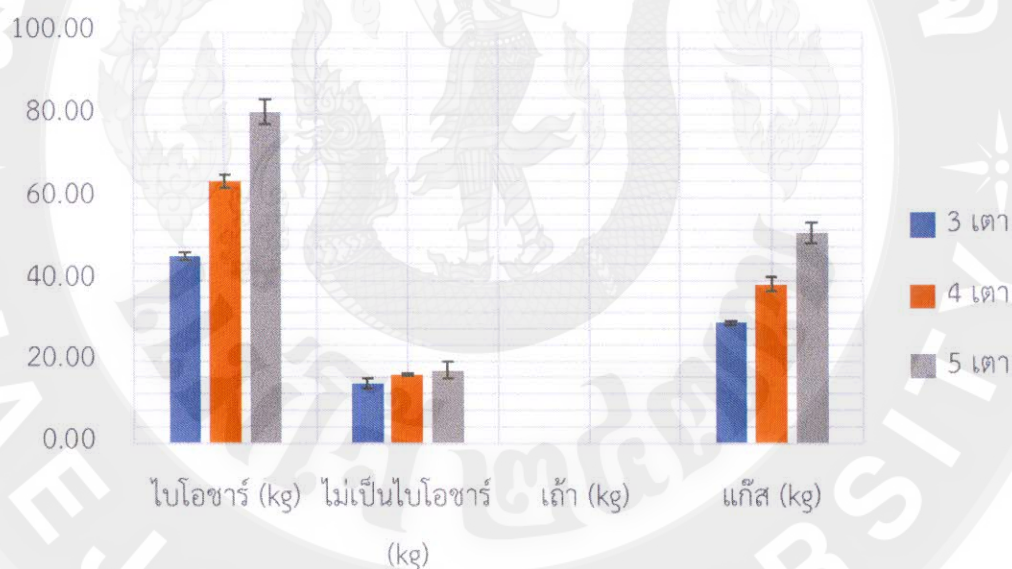


3666228345

ตารางที่ 17 เปรียบเทียบผลิตภัณฑ์จากการบวนการผลิตไบโอชาร์ขนาด 200 ลิตร จำนวน 5 เต

ไบโอชาร์ (kg)	ไม่เป็นไบโอชาร์ (kg)	เถ้า (kg)	แก๊ส (kg)
80.73±2.92	17.76±2.04	0.00	51.51±2.40

จากการทดสอบระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ พบว่าความสามารถของการผลิตไบโอชาร์ขึ้นอยู่กับจำนวนเตไบโอชาร์ที่เพิ่มเข้าไปในระบบ กล่าวคือเมื่อเพิ่มจำนวนเตส่งผลให้สามารถผลิตไบโอชาร์ได้ในปริมาณมากขึ้น แต่ทั้งนี้ความชื้นของชีวมวลยังคงมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงทางกายภาพ การคายแก๊สภายใต้กระบวนการไพโรไลซิสแบบช้าอีกด้วย รวมถึงการควบคุมอุณหภูมิภายในเตไบโอชาร์ให้มีอุณหภูมิ 500-800 องศาเซลเซียสจะทำให้เกิดกระบวนการไพโรไลซิสได้ไวขึ้นและเพื่อให้ได้คุณภาพของไบโอชาร์ที่เหมาะสมกับการนำไปใช้ปรับปรุงดิน



ภาพที่ 41 ผลิตภัณฑ์จากการบวนการผลิตไบโอชาร์ขนาด 200 ลิตร

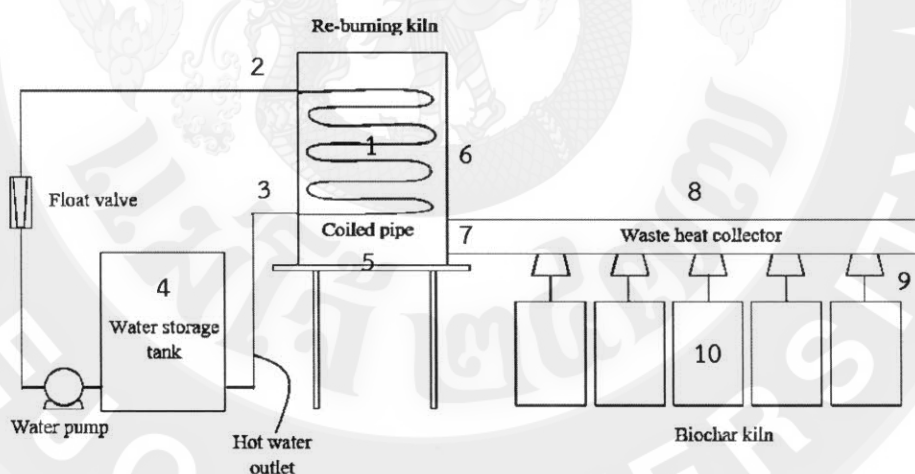
ตารางที่ 18 เปรียบเทียบผลิตภัณฑ์จากการบวนการผลิตไบโอชาร์ขนาด 200 ลิตร

	ไบโอชาร์ (kg)	ไม่เป็นไบโอชาร์ (kg)	เถ้า (kg)	แก๊ส (kg)
3 เต	45.83±0.86	14.61±1.25	0.00	29.56±0.47
4 เต	64.11±1.56	16.76±0.30	0.00	39.13±1.84
5 เต	80.73±2.92	17.76±2.04	0.00	51.51±2.40

4.8 อุณหภูมิการทดสอบระบบ

ปริมาณความร้อนที่เกิดขึ้นตลอดช่วงการทดสอบระบบก็เก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ ในหัวข้อนี้จะนำเสนอถึงอุณหภูมิในแต่ละจุดการวัดค่าของแต่ละอุปกรณ์ทั้งหมด 10 จุด ดังนี้

1. ปล่องควันเตาเผาซ้ำ (Smokestack)
2. น้ำเข้า (Water inlet)
3. น้ำออก (Water outlet)
4. ถังพักน้ำ (Water storage)
5. ช่องเติมเชื้อเพลิงเตาเผาซ้ำ (Fuel refilled channel)
6. ผนังเตาเผาซ้ำ (Re-burning kiln surface)
7. อากาศเข้าเตาเผาซ้ำ (Air intake)
8. ผนังอุปกรณ์รวบรวมแก๊ส (Gas collection surface)
9. เปลวไฟเตาไบโอชาร์ (Flame of biochar kiln)
10. ผนังเตาไบโอชาร์ (Biochar kiln surface)



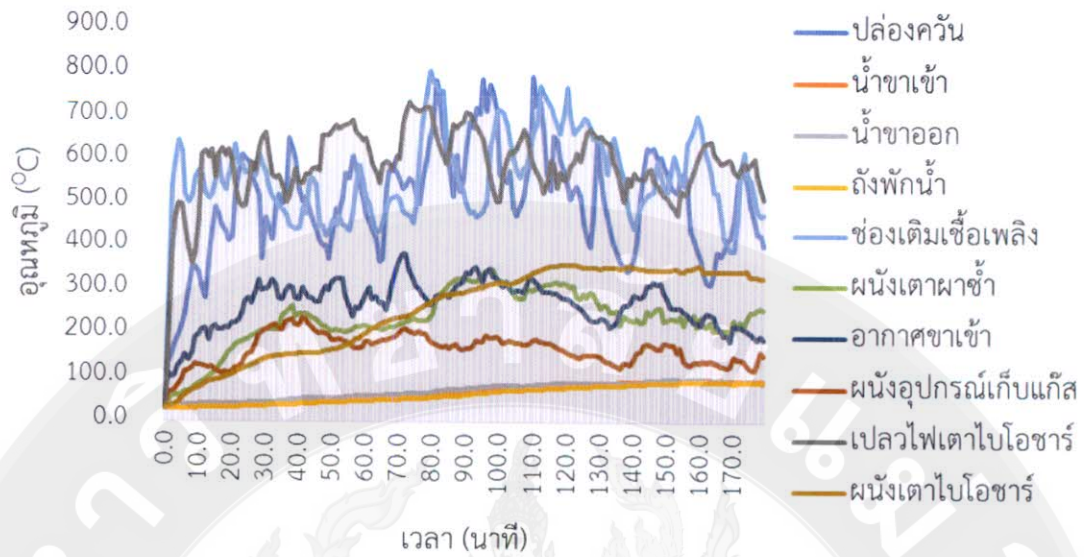
ภาพที่ 42 ผลลัพธ์จากการบวกรวมการผลิตไบโอชาร์ขนาด 200 ลิตร จำนวน 5 เตา

โดยการวัดค่าอุณหภูมิแบ่งเป็น 3 ประเภท คือ การทดสอบระบบโดยใช้เตาไบโอชาร์ 3 เตา การทดสอบระบบ การทดสอบระบบโดยใช้เตาไบโอชาร์ 4 เตา และการทดสอบระบบโดยใช้เตาไบโอชาร์ 5 เตา พบว่าปัจจัยสำคัญที่ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิเกิดจาก สภาพอากาศ ความชื้น ขนาดของเชื้อเพลิง ความชื้นในวัสดุที่ใช้ในการทดสอบ ซึ่งอุณหภูมิสูงสุดในแต่ละจุดวัดแสดงในตารางที่ 19

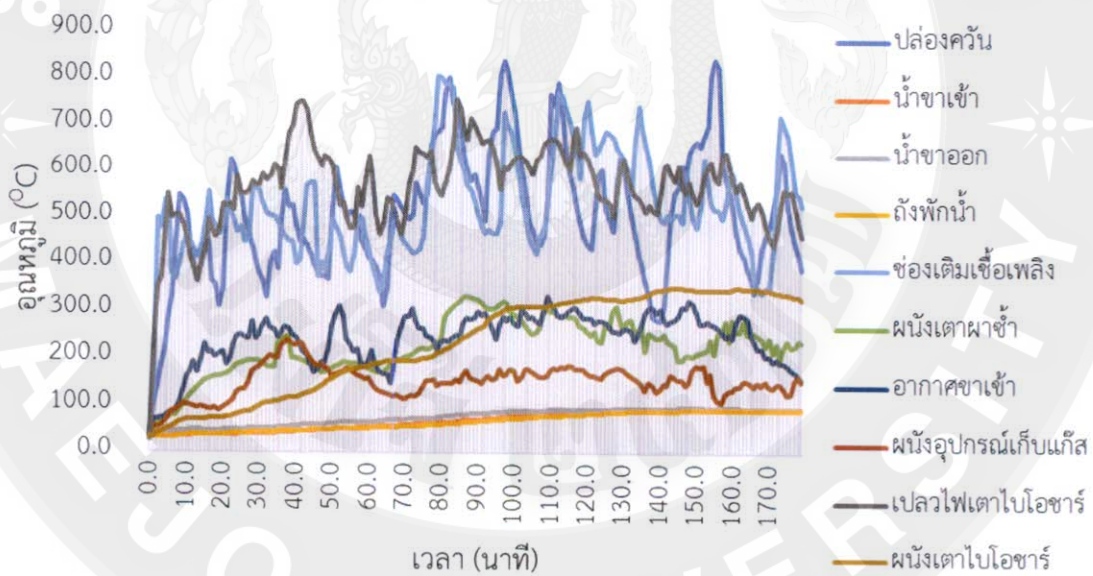


366228345

MJU-1Thesis 6103309003 thesis / recv: 11062564 12:18:29 / seq: 27



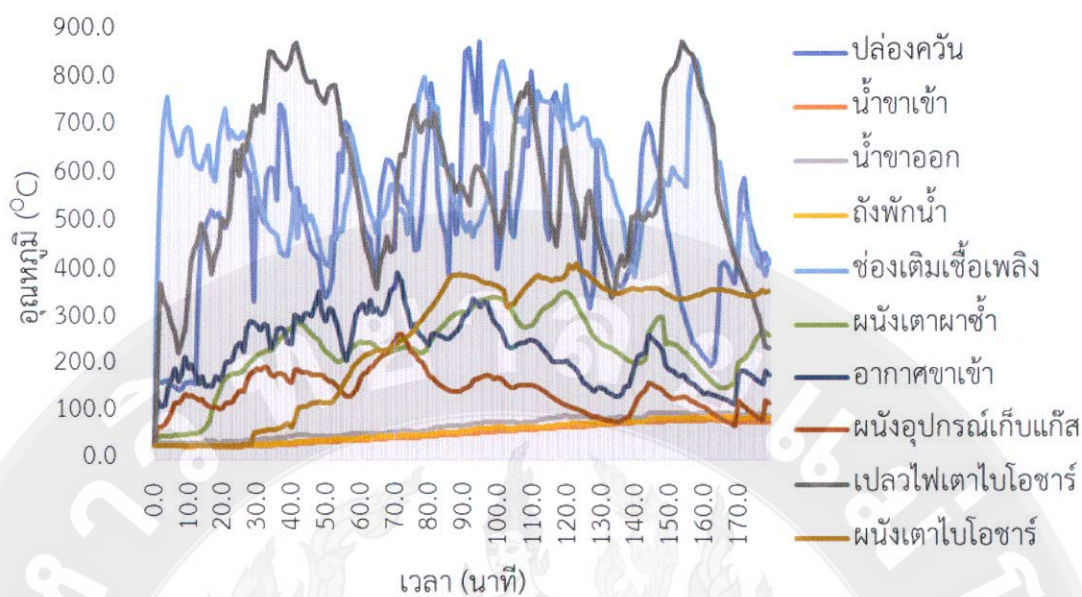
ภาพที่ 43 อุณหภูมิแต่ละจุดในการทดสอบระบบโดยใช้เตาไบโอชาร์ 3 เต้า



ภาพที่ 44 อุณหภูมิแต่ละจุดในการทดสอบระบบโดยใช้เตาไบโอชาร์ 4 เต้า



366228345



ภาพที่ 45 อุณหภูมิแต่ละจุดในการทดสอบระบบโดยการใช้เตาไบโอชาร์ 5 เตา

ตารางที่ 19 อุณหภูมิสูงสุดในแต่ละจุดวัดค่าอุณหภูมิการทดสอบระบบ 3 แบบ

ตำแหน่งจุดวัด	อุณหภูมิสูงสุด (°C)		
	ทดสอบ	ทดสอบ	ทดสอบ
	ระบบ	ระบบ	ระบบ
	แบบ 3 เตา	แบบ 4 เตา	แบบ 5 เตา
ปล่องควันเตาเผาซ้ำ	789.6	840.6	877.7
น้ำขาเข้า	97.7	95.7	84.2
น้ำขาออก	98.4	97.7	99.8
ถังพักน้ำ	92.5	93.8	90.3
ช่องเติมเชื้อเพลิงเตาเผาซ้ำ	802.6	804.1	839.4
ผนังเตาเผาซ้ำ	347.0	330.8	364.3
อากาศขาเข้าเตาเผาซ้ำ	382.7	331.6	398.7
ผนังอุปกรณ์รวบรวมแก๊ส	235.3	239.1	267.5
เพลวไฟเตาไบโอชาร์	734.1	500.4	878.5
ผนังเตาไบโอชาร์	358.8	350.4	418.7

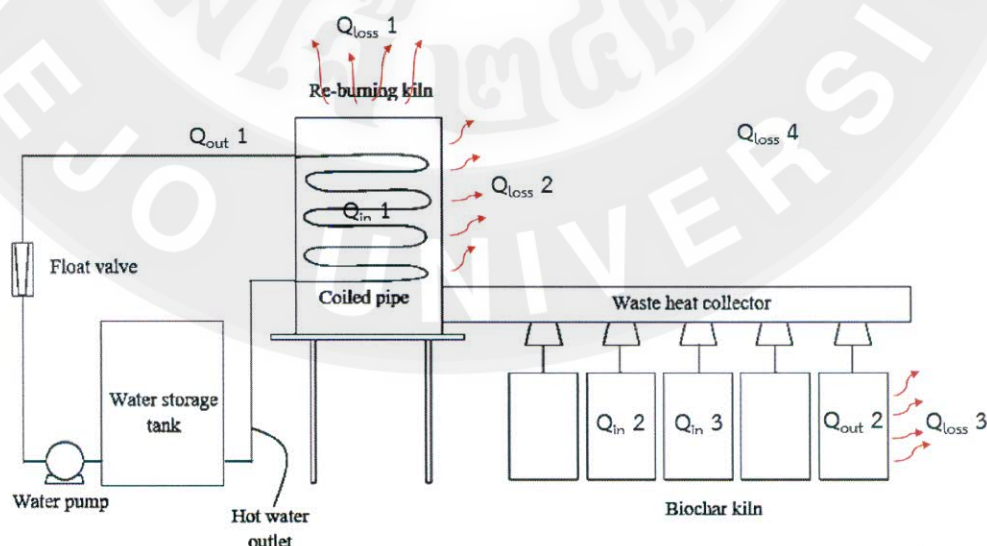


3666228345

4.9 พลังงานความร้อน

พลังงานความร้อนจากระบบกักเก็บความร้อนจากระบวนการผลิตไบโอชาร์สามารถแบ่งได้เป็น 3 ประเภท คือ พลังงานความร้อนขาเข้า ซึ่งจะได้จากเชื้อเพลิงและชีวมวล พลังงานความร้อนขาออก ได้จาก ความร้อนที่ระบบผลิตได้ในแต่ละส่วนของอุปกรณ์ การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำและอุณหภูมิภายในเตาเผาซ้ำ รวมไปถึงปริมาณไบโอชาร์ที่เตาไบโอชาร์ผลิตได้ ส่วนพลังงานความร้อนสูญเสีย จะเป็นพลังงานความร้อนที่สูญเสียไปโดยเปล่าประโยชน์ เช่น ความร้อนที่ปล่อยทิ้งออกจากปล่องควัน ผนังเตา ผนังอุปกรณ์เก็บรวบรวมแก๊สจากเตาไบโอชาร์ เป็นต้น โดยในหัวข้อนี้จะนำเสนอพลังงานความร้อนที่คำนวณมาจากค่าอุณหภูมิและค่าพารามิเตอร์ต่างๆในกระบวนการทดลอง ทั้งหมด 8 ค่าพลังงานความร้อน ดังนี้

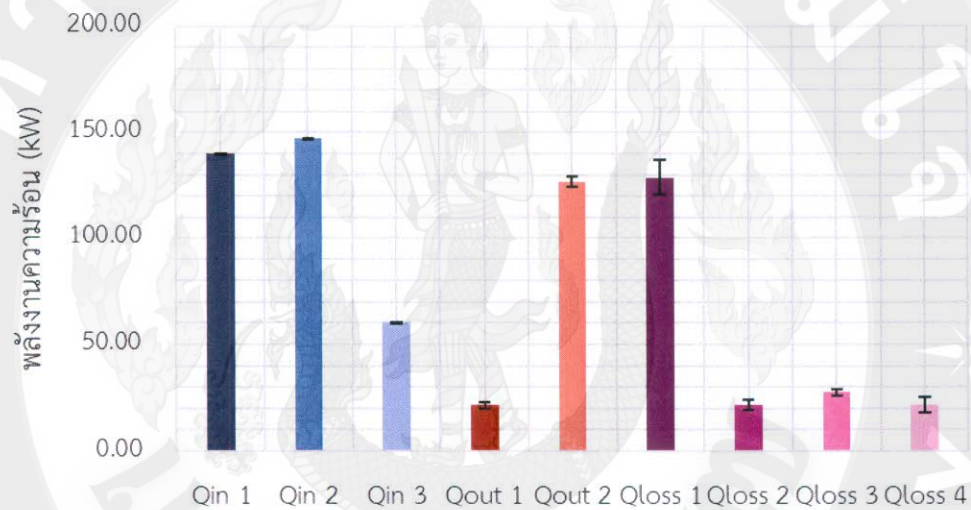
1. พลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงเตาเผาซ้ำ ($Q_{in\ 1}$)
2. พลังงานความร้อนจากชีวมวลเตาไบโอชาร์ ($Q_{in\ 2}$)
3. พลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงเตาไบโอชาร์ ($Q_{in\ 3}$)
4. พลังงานความร้อนจากการแลกเปลี่ยนความร้อนของน้ำในขดท่อ ($Q_{out\ 1}$)
5. พลังงานความร้อนจากปริมาณไบโอชาร์ ($Q_{out\ 2}$)
6. พลังงานงานความร้อนสูญเสียจากปล่องควัน ($Q_{loss\ 1}$)
7. พลังงานความร้อนสูญเสียบริเวณผนังเตาเผาซ้ำ ($Q_{loss\ 2}$)
8. พลังงานความร้อนสูญเสียบริเวณผนังเตาไบโอชาร์ ($Q_{loss\ 3}$)
9. พลังงานความร้อนสูญเสียที่ไม่สามารถวัดค่าได้ ($Q_{loss\ 4}$)



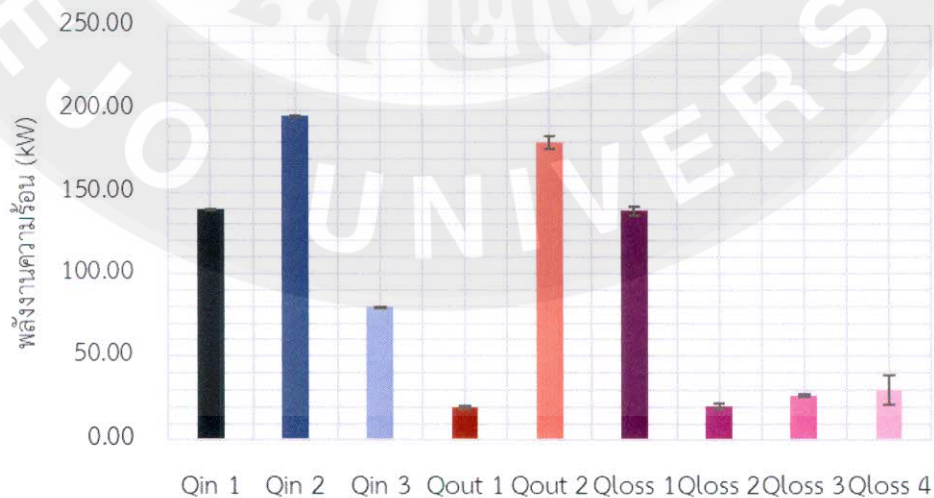
ภาพที่ 46 ตำแหน่งวัดค่าพารามิเตอร์

ตารางที่ 20 พลังงานความร้อนของระบบกักเก็บความร้อน

จำนวน เตา	พลังงานความร้อน (kW)								
	Q _{in} 1	Q _{in} 2	Q _{in} 3	Q _{out} 1	Q _{out} 2	Q _{loss} 1	Q _{loss} 2	Q _{loss} 3	Q _{loss} 4
3	139.87	147.37	60.07	21.30	126.76	128.77	21.57	27.51	21.40
4	139.80	196.47	79.93	19.78	180.10	138.61	20.82	27.75	29.98
5	140.07	245.72	100.03	23.10	223.29	143.56	22.22	35.15	38.50



ภาพที่ 47 พลังงานความร้อนของระบบกักเก็บความร้อนแบบใช้เตาไปโอชาร์ 3 เตา

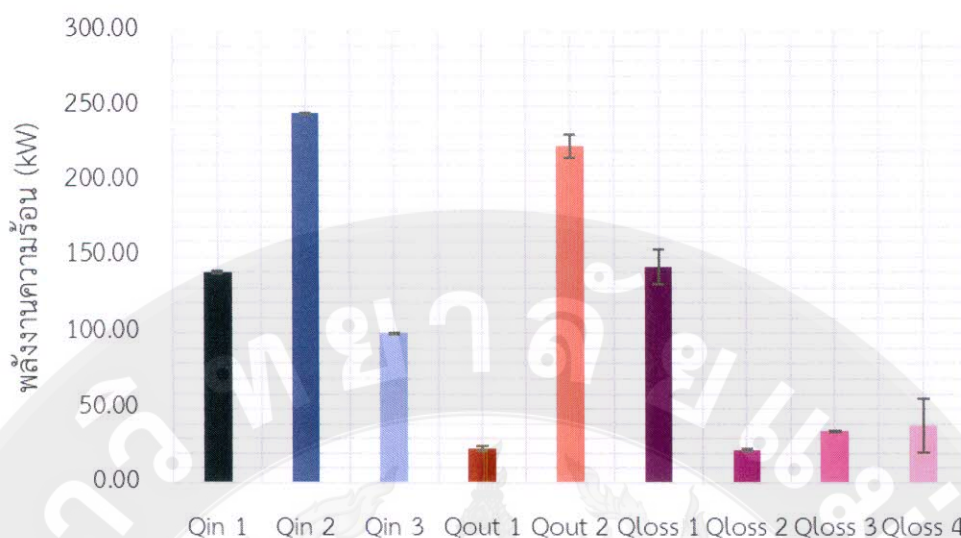


ภาพที่ 48 พลังงานความร้อนของระบบกักเก็บความร้อนแบบใช้เตาไปโอชาร์ 4 เตา



3666228345

MNU 1Thesis 6103309003 thesis / recv: 11062564 12:18:29 / seq: 27



ภาพที่ 49 พลังงานความร้อนของระบบกักเก็บความร้อนแบบใช้เตาไบโอชาร์ 5 เตา

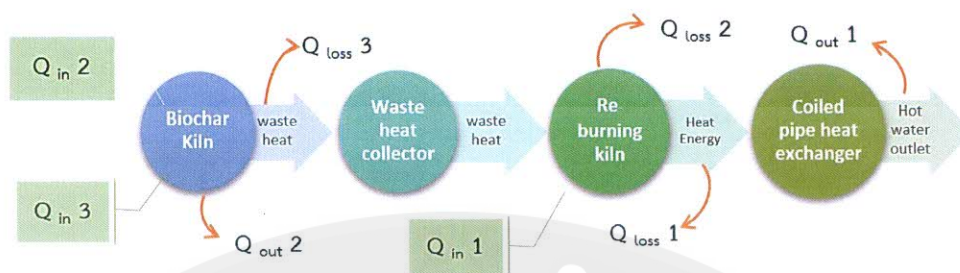
ในการทดลองสามารถแบ่งได้เป็น 3 ระดับของการเพิ่มปริมาณแก๊สเข้าระบบหรือตามจำนวนการเพิ่มเตาไบโอชาร์เข้าไปในการทดลอง 3 4 5 เตา โดยสามารถอธิบายรายละเอียดได้ว่า ผลรวมพลังงานความร้อนขาเข้าของการทดลองแบบ 5 เตา มีค่าพลังงานความร้อนสูงที่สุด 485.82 ± 0.35 กิโลวัตต์ ผลรวมพลังงานความร้อนขาออกของการทดลองแบบ 5 เตา มีค่าพลังงานความร้อนสูงที่สุด 246.39 ± 8.21 กิโลวัตต์ และผลรวมพลังงานความร้อนสูญเสียของการทดลองแบบ 5 เตา มีค่าพลังงานความร้อนสูงที่สุด 239.43 ± 8.52 กิโลวัตต์ ดังแสดงในตารางที่ 20 โดยจะได้ค่าความร้อนดังแสดงในภาพที่ 47-49 จากความสูงของกราฟที่แตกต่างกันในแต่ละการทดลองนั้นมีปัจจัยหลักมาจากความชื้นและระยะเวลาการจุดติดไฟของเชื้อเพลิงรวมไปถึงความคงที่ของอุณหภูมิในการเผาไหม้ในแต่ละส่วนของอุปกรณ์หรือเตาเผา

4.10 ประสิทธิภาพระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์

ประสิทธิภาพระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์สามารถคำนวณได้จากพลังงานความร้อนจากหัวข้อ 4.9 เพื่อนำผลรวมของพลังงานความร้อนขาเข้าและพลังงานความร้อนขาออกมาคำนวณหาประสิทธิภาพ โดยจะแบ่งการเปรียบเทียบประสิทธิภาพออกเป็น 3 แบบตามปริมาณแก๊สเข้าระบบหรือตามจำนวนเตาไบโอชาร์ที่ใช้ในการทดลอง คือ 3 4 และ 5 เตา สามารถอธิบายได้ว่า เมื่อเพิ่มจำนวนเตาไบโอชาร์เข้าไปในการทดลองในระบบจะส่งผลให้ค่าพลังงานความร้อนขาเข้า พลังงานความร้อนขาออกและพลังงานความร้อนสูญเสีย เพิ่มสูงขึ้น กล่าวคือ พลังงานความร้อนแปรผันตรงกับจำนวนเตาไบโอชาร์

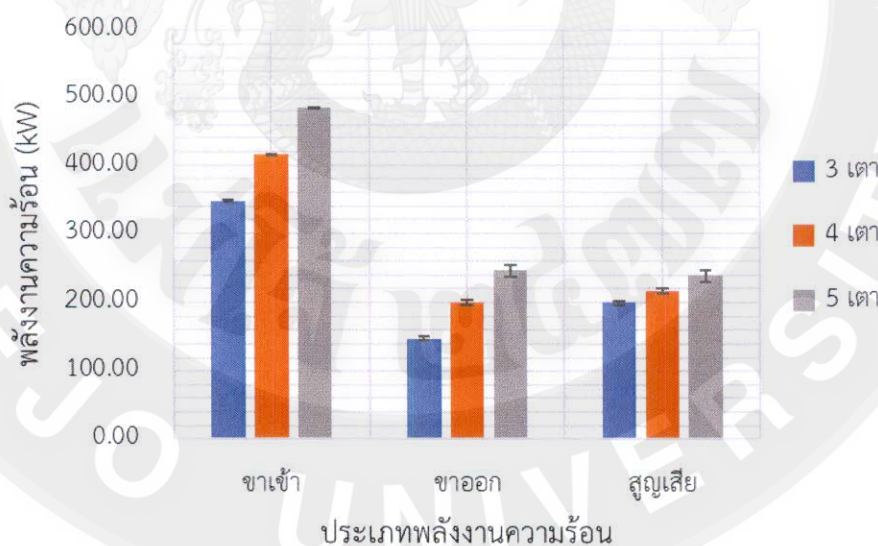


3666228345



ภาพที่ 50 พลังงานความร้อนของระบบกักเก็บความร้อน

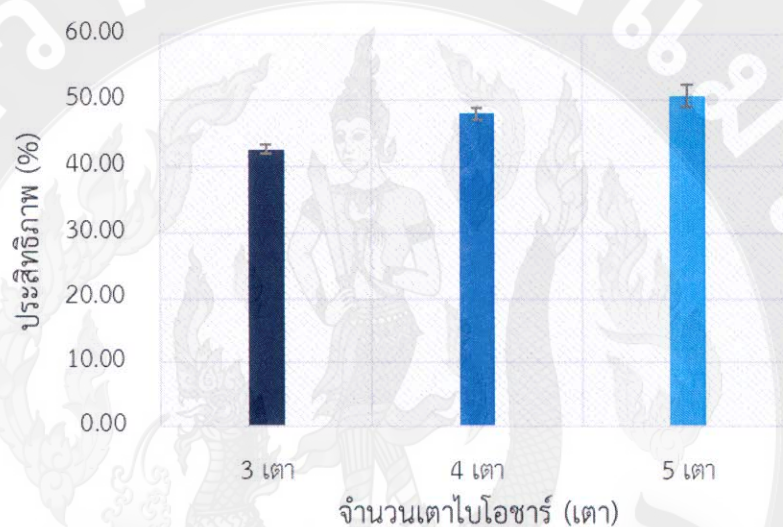
โดยพลังงานความร้อนของการทดลองโดยใช้เตาไบโอชาร์ที่ 3 4 และ 5 เตา แสดงในตารางที่ 20 ในส่วนของประสิทธิภาพสามารถอธิบายได้ว่าการทดลองโดยใช้เตาไบโอชาร์ 5 เตามีประสิทธิภาพสูงสุดที่ 50.72 ± 1.72 เปอร์เซ็นต์ และที่การทดลองโดยใช้เตาไบโอชาร์ 4 เตามีค่าประสิทธิภาพ 48.02 ± 0.91 เปอร์เซ็นต์ และที่การใช้เตาไบโอชาร์จำนวน 3 เตามีค่าประสิทธิภาพน้อยที่สุด 42.63 ± 0.66 เปอร์เซ็นต์ กล่าวคือเมื่อมีการเพิ่มจำนวนเตาไบโอชาร์ในการทดลองจะส่งผลให้สามารถผลิตไบโอชาร์ได้ในปริมาณที่มากขึ้นเนื่องจากปริมาณไบโอชาร์เป็นตัวแปรสำคัญในการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์



ภาพที่ 51 เปรียบเทียบพลังงานความร้อนของระบบ

ตารางที่ 21 เปรียบเทียบพลังงานความร้อนของระบบ

จำนวนเตาไบโอชาร์	พลังงานความร้อน (kW)		
	พลังงานขาเข้า	พลังงานขาออก	พลังงานสูญเสีย
3 เตา	347.30±0.54	148.06±2.49	199.24±2.04
4 เตา	416.20±0.06	199.88±3.75	216.32±3.83
5 เตา	485.82±0.35	246.39±8.21	239.43±8.52



ภาพที่ 52 ประสิทธิภาพระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์

4.11 ความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์

ความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์ของระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ เป็นการคำนวณค่าใช้จ่ายทั้งหมดในการดำเนินการทดลอง เช่น ต้นทุนคงที่ ต้นทุนแปรผัน รายรับ เพื่อนำไปคำนวณหาจุดคุ้มทุนของการดำเนินการทดลอง สามารถจำแนกรายละเอียดได้ดังนี้

4.11.1 ต้นทุนคงที่ ในการทดลองมีดังนี้ ชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ชุดผลิตถ่านชีวภาพขนาด 200 ลิตร ชุดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (Wisco analog) และ ค่าเสื่อมราคา เป็นต้น

4.11.2 ต้นทุนแปรผัน ในการทดลองมีดังนี้ เชื้อเพลิง ชีวมวล ค่าไฟฟ้า เป็นต้น

4.11.3 รายรับ จากการขายไบโอชาร์ที่ผลิตได้ เป็นต้น



ต้นทุนคงที่เป็นค่าใช้จ่ายที่เกิดขึ้นเนื่องจากการติดตั้งระบบ ชุดอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบเช่น รวมไปถึงค่าเสื่อมราคา โดยเป็นจำนวนเงินรวม 767,000 บาท ต้นทุนแปรผันสามารถแยกได้เป็น ปริมาณเชื้อเพลิง(ไม้ลำไย) 3,000 กิโลกรัม ราคา 3 บาทต่อกิโลกรัม ชีวมวล(ซังข้าวโพด) 2,880 กิโลกรัม ราคา 1.5 บาทต่อกิโลกรัม และค่าใช้จ่ายเบ็ดเตล็ด 1,000 บาท รวมเป็นเงิน 14,140 บาท ต่อเดือน รายรับหลักได้มาจากการขายไบโอชาร์ 1,620 กิโลกรัม ราคา 50 บาทต่อกิโลกรัม รวมเป็นเงิน 8,100 บาทต่อเดือน

ตารางที่ 22 ค่าใช้จ่ายในการดำเนินการ

ต้นทุนคงที่			
รายการ	จำนวน	หน่วย	ราคา (บาท)
ชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	1	ชุด	300,000
ชุดผลิตถ่านชีวภาพขนาด 200 ลิตร	5	เตา	320,000
ชุดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (Wisco analog)	1	ชุด	30,000
ค่าเสื่อมราคา			117,200
ต้นทุนผันแปร			
เชื้อเพลิง(ไม้ลำไย)	3,000	กิโลกรัม	9,000
ชีวมวล(ซังข้าวโพด)	2,880	กิโลกรัม	4,620
เบ็ดเตล็ด			1,000
รายรับ			
ไบโอชาร์	1,620	กิโลกรัม	81,000

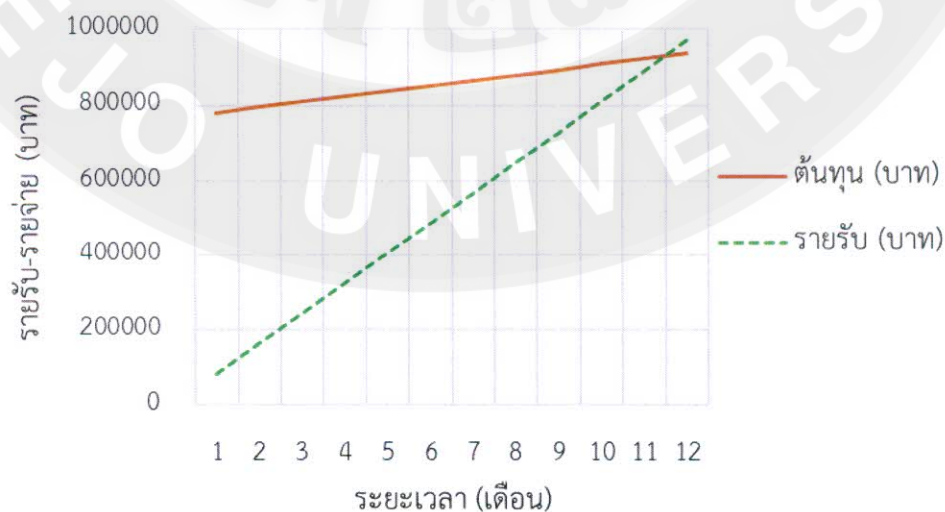


366225345

ตารางที่ 23 การวิเคราะห์เศรษฐกิจศาสตร์

ระยะเวลา (เดือน)	ต้นทุน (บาท)	รายรับ (บาท)
1	781,140	81,000
2	795,280	162,000
3	809,420	243,000
4	823,560	324,000
5	837,700	405,000
6	851,840	486,000
7	865,980	567,000
8	880,120	648,000
9	894,260	729,000
10	908,400	810,000
11	922,540	891,000
12	936,680	972,000

จากการคำนวณรายรับ-รายจ่าย ต้นทุนคงที่ทั้งหมด พบว่า ต้นทุนคงที่มีค่าใช้จ่าย 767,000 บาท ต้นทุนผันแปร 14,140 บาท/เดือน และ รายรับจากการขายไปโอซาร์ 81,000 บาท/เดือน (ไม่รวมมูลค่าซาก) ดังแสดงในตารางที่ 20 ซึ่งสามารถสรุปได้ว่า เมื่อทำการทดลองหรือดำเนินการผลิตอย่างต่อเนื่อง (20 วันต่อเดือน) จะสามารถคืนทุนได้ภายใน 11 เดือน 17 วัน ดังแสดงในตารางที่ 23 เนื่องจากรายได้หรือรายรับมีมูลค่ามากกว่ารายจ่าย ดังแสดงในภาพที่ 53



ภาพที่ 53 ระยะเวลาคืนทุน



366628345

MUU-1Thesis 6103309003 Thesis / rev: 11062564 12:18:29 / seq: 27

บทที่ 5

สรุปและข้อเสนอแนะ

การศึกษาระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ จากผลการศึกษาพบว่าสามารถนำไปใช้เป็นแนวทางในการผลิตไบโอชาร์ควบคู่ไปกับการนำความร้อนเหลือทิ้งไปปรับใช้เกิดเป็นทางเลือกนำไปปรับใช้ให้เหมาะสมกับงาน งบประมาณ วัสดุและอุปกรณ์ที่มีอยู่ได้ทั้งในด้านครัวเรือน ชุมชน และในเชิงอุตสาหกรรม

5.1 สรุปผลวิจัย

จากการศึกษาระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ พบว่าตัวแปรสำคัญที่ส่งผลให้ระบบกักเก็บความร้อนมีประสิทธิภาพสูงขึ้น ประกอบไปด้วย อัตราการไหลของน้ำ ปริมาณเชื้อเพลิง ความชื้น การควบคุมสภาวะทดสอบ สภาพอากาศ ความพร้อมของเครื่องมือและอุปกรณ์ทดสอบ การจำลองการทดลองด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ โดยสามารถสรุปผลการทดลองได้ดังนี้

5.1.1 จำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนก่อนการทดสอบด้วยโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์ ช่วยให้ตัดสินใจทดลองตัวแปรที่กำหนดไว้ได้อย่างราบรื่น เนื่องจากผลการจำลองด้วยคอมพิวเตอร์และผลการทดสอบเบื้องต้นมีความสอดคล้องและเป็นไปในทิศทางเดียวกัน

5.1.2 ปริมาณเชื้อเพลิง

ปริมาณเชื้อเพลิงมีความสำคัญอย่างมากสำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อน กล่าวคือ เมื่อเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดลองสามารถผลิตพลังงานหรือให้ความร้อนในอุณหภูมิที่สูง ทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นๆกับน้ำที่ไหลในขดท่อได้ดียิ่งขึ้น เมื่อเปรียบเทียบเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดลองเบื้องต้น 5 กิโลกรัม สามารถทำให้น้ำขาออกเตาเผาซ้ำมีอุณหภูมิ 86.2 องศาเซลเซียส และเมื่อปรับเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงเป็น 6 กิโลกรัม ทำให้อุณหภูมิน้ำขาออกมีความร้อนในการทดลอง 98.6 องศาเซลเซียส และเมื่อใช้เชื้อเพลิง 7 กิโลกรัม ทำให้อุณหภูมิน้ำขาออกมีความร้อนสูงที่สุดในการทดลอง 99.7 องศาเซลเซียส

5.1.3 อัตราการไหลของน้ำ

อัตราการไหลของน้ำที่ค่อนข้างช้า ส่งผลให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำที่ไหลภายในขดท่อและพลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงในเตาเผาซ้ำได้ดี ทำให้อุณหภูมิของน้ำร้อนขาออกเตาเผาซ้ำมีอุณหภูมิสูงขึ้นได้เร็วกว่าอัตราการไหลของน้ำที่เร็วกว่า จากการทดลองพบว่าที่อัตราการไหลของน้ำ 5 ลิตรต่ออนาที สามารถแลกเปลี่ยนความร้อนทำให้น้ำขาออกเตาเผาซ้ำมีอุณหภูมิสูงสุดที่ 99.7 องศาเซลเซียส



366628345

MJU-IThesis 6103309003 Thesis / recv: 11062564 12:18:29 / seq: 27

5.1.4 ปริมาณไบโอชาร์

การผลิตไบโอชาร์จากถังทดสอบขนาด 200 ลิตร ที่แตกต่างกันในแต่ละการทดลอง สามารถสรุปได้ว่า การผลิตไบโอชาร์ให้ได้ปริมาณมาก จำเป็นต้องควบคุมอุณหภูมิเตาไบโอชาร์ให้มีความสม่ำเสมอโดยควบคุมให้อุณหภูมิอยู่ในช่วง 500-800 องศาเซลเซียส โดยสรุปผลการทดลองได้ว่า ปริมาณไบโอชาร์จากการทดลองระบบกักเก็บความร้อนที่ใช้เตาไบโอชาร์จำนวน 5 เตา สามารถผลิตไบโอชาร์ได้ปริมาณมากที่สุด 80.73 ± 2.92 กิโลกรัม ส่วนที่ไม่เป็นไบโอชาร์ 17.76 ± 2.04 กิโลกรัม และปริมาณแก๊ส 51.51 ± 2.40 กิโลกรัม ทั้งนี้ไม่มีปริมาณถ่านเนื่องจากการ cool down เตาไบโอชาร์โดยการฉีดน้ำเข้าไปในตัวถัง ทำให้ไม่สามารถเก็บตัวอย่างถ่านได้

5.1.5 ประสิทธิภาพระบบกักเก็บความร้อน

ประสิทธิภาพระบบกักเก็บความร้อนขึ้นอยู่กับ พลังงานความร้อนขาเข้า พลังงานความร้อนขาออก พลังงานความร้อนสูญเสีย โดยปกติแล้วพลังงานความร้อนขาเข้าจะมีค่าใกล้เคียงกันเนื่องจากการควบคุมปริมาณเชื้อเพลิง ปริมาณชีวมวล ทั้งนี้จะแตกต่างกันในส่วน of ปริมาณแก๊สที่เข้าระบบหรือการเพิ่มจำนวนเตาไบโอชาร์ในระบบทดสอบ เพราะจำนวนเตาไบโอชาร์ที่แตกต่างกันทำให้เกิดพลังงานงานความร้อนขาออกที่ต่างกัน ซึ่งพลังงานความร้อนขาออกที่สูงขึ้นเมื่อนำไปคำนวณตามสูตรการหาประสิทธิภาพระบบจะส่งผลให้มีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นเช่นกัน สรุปได้ว่า การทดลองระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ โดยการใช้เตาไบโอชาร์จำนวน 5 เตา ทำให้ได้ประสิทธิภาพระบบสูงที่สุด โดยมีค่าเป็น 50.72 ± 1.72 เปอร์เซ็นต์

5.1.6 ความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์

ความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์ของระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ ถึงแม้จะมีต้นทุนคงที่ ที่สูงแต่เมื่อเทียบต้นทุนผันแปรและรายรับ พบว่า รายรับสูงกว่า รายจ่ายหรือต้นทุนแปรผัน 5.73 เท่า โดยมีต้นทุนผันแปร 14,140 บาท/เดือน และ รายรับจากการขายไบโอชาร์ 81,000 บาท/เดือน ส่งผลให้ระยะเวลาการคืนทุนเพียง 11 เดือน 17 วัน

5.2 ข้อเสนอแนะ

จากการศึกษาจะเห็นได้ว่าระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ ยังมีประเด็นสำคัญบางส่วนที่น่าสนใจ ควรแก่การศึกษาวิจัยเพิ่มเติมเพื่อให้ความรู้ในเรื่องนี้สมบูรณ์ที่สุด และมีประโยชน์ในทางปฏิบัติเพื่อให้ผู้ที่สนใจได้ศึกษาค้นคว้า และนำไปต่อยอดทั้งในด้านของการทำวิจัยและการนำไปใช้ในการประกอบอาชีพในครัวเรือน ชุมชน หรือแม้กระทั่งในระบบอุตสาหกรรม โดยควรศึกษาเพิ่มเติมในเรื่องดังนี้



1. สารทำงานชนิดอื่นๆที่ทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีและมีจุดเดือดสูง เนื่องจาก เมื่อเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีระหว่างสารทำงานและความร้อนภายในเตาเผาข้าจะส่งผลให้อุณหภูมิของน้ำขาออกเตาเผาข้ามีอุณหภูมิที่สูงและช่วยลดเวลาในการแลกเปลี่ยนความร้อน จากปกติสามารถทำความร้อนได้ถึง 80-90 องศาเซลเซียส ต้องให้เวลาอย่างน้อย 1 ชั่วโมง 20 นาที ขึ้นไป เมื่อสารทำงานชนิดใหม่ที่เลือกนำมาทดสอบใช้เวลาน้อยกว่าก็จะช่วยให้การนำน้ำร้อนที่ผลิตได้จากกระบวนการไปใช้ประโยชน์ได้ดียิ่งขึ้น ซึ่งส่งผลต่อประสิทธิภาพของระบบตามมา

2. ขนาดของเชื้อเพลิงและชีวมวลที่ใช้ในการทดสอบ กล่าวคือเมื่อมีการควบคุมขนาดของเชื้อเพลิงให้มีขนาดเท่ากันหรือขนาดใกล้เคียงกันมากที่สุด ประการแรกที่ส่งผลชัดเจนที่สุดในเรื่องความสามารถในการจุดติดไฟ ซึ่งจะทำให้เกิดความสม่ำเสมอของอุณหภูมิทั้งในเตาเผาข้าและเตาไบโอชาร์ ส่วนการควบคุมขนาดของชีวมวล ซึ่งจะช่วยควบคุมทั้งในด้านความชื้นและประสิทธิภาพการผลิตที่เพิ่มมากขึ้น

3. ขนาดของขดท่อภายในเตาเผาข้า กล่าวคือ ควรศึกษาและเลือกใช้ขนาดขดท่อที่สอดคล้องกับความต้องการของระบบ และปริมาณน้ำหรือสารทำงานที่ไหลภายในท่อ ซึ่งจะส่งผลให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนจากเตาเผาข้าและน้ำหรือสารทำงานที่ไหลภายในท่อได้ดียิ่งขึ้น

4. พัดลมดูดอากาศ เพื่อเป็นตัวช่วยดูดแก๊สจากเตาไบโอชาร์เข้าสู่เตาเผาข้า กล่าวคือ ควรมีการติดตั้งพัดลมดูดอากาศที่สามารถทำงานภายใต้สภาวะทดสอบที่มีอุณหภูมิสูง และมีฝุ่นควันมาก ซึ่งจะช่วยให้เกิดการดูดอากาศและแก๊สจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์เข้าสู่เตาเผาข้าได้ดียิ่งขึ้น

5. ฉนวนกันความร้อนสำหรับลดการสูญเสียพลังงานความร้อนตามจุดต่างๆในระบบ ควรมีการเลือกใช้ฉนวนกันความร้อนชนิดที่สามารถทนความร้อนสูงและทนต่อเปลวไฟในทุกจุดของระบบที่สามารถทำการติดตั้งได้ เนื่องจากจะช่วยลดการสูญเสียพลังงานความร้อนและทำให้ระบบมีประสิทธิภาพทางความร้อนเพิ่มขึ้น

ทั้งนี้เพื่อขจัดปัญหาประสิทธิภาพระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ที่พบจากการทดลองในครั้งนี้ ข้อมูลการแนะนำดังกล่าวจะช่วยให้การศึกษาเพิ่มเติมถึงวิธีการที่จะช่วยเพิ่มประสิทธิภาพระบบได้ดียิ่งขึ้น



5.3 ปัญหาที่พบในการศึกษา

1. ฝาปิดไบโอชาร์ที่ใช้ทดลองไม่มีแหวนรัด ทำให้ควันและแก๊สจากชีวมวลคายออกมาบริเวณขอบฝาของเตา และเกิดการติดไฟ
2. มิเตอร์วัดอัตราการไหลชำรุดทำให้น้ำในท่อซีมออกจากบริเวณรอยรั่ว
3. ไม่สามารถควบคุมเปลวไฟบริเวณปล่องควันได้ทำให้เทอโมคอปเปิ้ลโดนเปลวไฟที่อุณหภูมิสูงโดยตรงจนเกิดการชำรุด
4. ออกแบบและสร้างรางเลื่อนสำหรับเตาไบโอชาร์ใหม่ เนื่องจากเตาไบโอชาร์หนักเกินกว่าที่จะดึงหรือลากออกมาเพื่อเติมเชื้อเพลิง
5. เครื่องวัดฝุ่นและแก๊ส ต้องใช้เวลาเตรียมพร้อมต่อการวัดค่านานเกินไป ทำให้เวลาที่วางแผนสำหรับการวัดค่าฝุ่นและแก๊สคลาดเคลื่อนไป



366228345

MUU iThesis 6103309003 thesis / recv: 11062564 12:18:29 / seq: 27



366228345

MJU iThesis 6103309003 thesis / recv: 11062564 12:18:29 / seq: 27

ก. คำนวณประสิทธิภาพระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์

การคำนวณหาประสิทธิภาพระบบกักเก็บความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ สามารถคำนวณได้จาก 3 องค์ประกอบหลัก คือ พลังงานความร้อนขาเข้า ซึ่งจะได้จากเชื้อเพลิงและชีวมวล พลังงานความร้อนขาออก ได้จาก ความร้อนที่ระบบผลิตได้ในแต่ละส่วนของอุปกรณ์ การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำและอุณหภูมิภายในเตาเผาซ้ำ รวมไปถึงปริมาณไบโอชาร์ที่เตาไบโอชาร์ผลิตได้ ส่วนพลังงานความร้อนสูญเสีย จะเป็นพลังงานความร้อนที่สูญเสียไปโดยเปล่าประโยชน์ เช่น ความร้อนที่ปล่อยทิ้งออกจากปล่องควัน ผนังเตา ผนังอุปกรณ์เก็บรวบรวมแก๊สจากเตาไบโอชาร์ เป็นต้น

ก.1 พลังงานความร้อนขาเข้าจากเชื้อเพลิงเตาเผาซ้ำ

$$\begin{aligned} Q_c &= m_F \cdot LHV \\ &= (28000 \text{ g/h}) (4.294 \text{ kcal/g}) (0.86 \text{ kcal/hr.}) \\ &= 139.80 \text{ kW} \end{aligned}$$

ก.2 พลังงานความร้อนขาเข้าจากชีวมวลเตาไบโอชาร์

$$\begin{aligned} Q_c &= m_F \cdot LHV \\ &= (50000 \text{ g/h}) (4.224 \text{ kcal/g}) (0.86 \text{ kcal/hr.}) \\ &= 245.58 \text{ kW} \end{aligned}$$

ก.3 พลังงานความร้อนขาเข้าจากเชื้อเพลิงเตาไบโอชาร์

$$\begin{aligned} Q_c &= m_F \cdot LHV \\ &= (20000 \text{ g/h}) (4.294 \text{ kcal/g}) / (0.86 \text{ kcal/hr.}) \\ &= 99.86 \text{ kW} \end{aligned}$$

ก.4 พลังงานความร้อนขาออกจากการแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยน้ำ

$$\begin{aligned} Q &= \dot{m}_w C_p (T_{Wout} - T_{Win}) \\ &= (0.0833 \text{ kg/s}) (4.187 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}) (99.3 \text{ } ^\circ\text{C} - 25.7 \text{ } ^\circ\text{C}) \\ &= 25.68 \text{ kW} \end{aligned}$$

ก.5 พลังงานความร้อนขา(ไบโอชาร์)

$$\begin{aligned} Q_c &= m_F \cdot LHV \\ &= (27860 \text{ g/h}) (7.136 \text{ kcal/g}) / (0.86 \text{ kcal/hr.}) \\ &= 226.49 \text{ kW} \end{aligned}$$



ก.6 พลังงานความร้อนสูญเสียทางปล่องควัน

$$\begin{aligned} Q_g &= \dot{V}_g \cdot \rho_g \cdot C_p \cdot (\Delta T) \\ &= (0.122928 \text{ m}^3/\text{s}) (1.19 \text{ kg/m}^3) / (1.134 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}) \\ &\quad (998.3 \text{ }^\circ\text{C} - 38.4 \text{ }^\circ\text{C}) \\ &= 159.23 \text{ kW} \end{aligned}$$

ก.7 พลังงานความร้อนสูญเสียผนังเตาเผาซ้ำ

$$\begin{aligned} Q_{\text{sur}} &= hA(T_s - T_a) + \varepsilon\sigma A(T_s^4 - T_a^4) \\ &= (5.2913 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}) (8.36 \text{ m}^2) (366.8 \text{ }^\circ\text{C} - 35.2 \text{ }^\circ\text{C}) + \\ &\quad (0.96) (5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\cdot\text{K}^4) (8.36 \text{ m}^2) \\ &\quad ((366.8)^4 \text{ }^\circ\text{C} - (35.2)^4 \text{ }^\circ\text{C}) \\ &= 22.90 \text{ kW} \end{aligned}$$

ก.8 พลังงานความร้อนสูญเสียผนังเตาไปโอชาร์

$$\begin{aligned} Q_{\text{sur}} &= hA(T_s - T_a) + \varepsilon\sigma A(T_s^4 - T_a^4) \\ &= (6.4846 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}) (8.36 \text{ m}^2) (419.8 \text{ }^\circ\text{C} - 28.4 \text{ }^\circ\text{C}) + \\ &\quad (0.96) (5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\cdot\text{K}^4) (8.36 \text{ m}^2) \\ &\quad ((419.8)^4 \text{ }^\circ\text{C} - (28.4)^4 \text{ }^\circ\text{C}) \\ &= 35.35 \text{ kW} \end{aligned}$$

ก.9 ประสิทธิภาพ

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{Q_{\text{out}}}{Q_{\text{in}}} \times 100 \\ &= (246.39 \text{ kw} / 485.82 \text{ kw}) \times 100 \\ &= 50.72 \% \end{aligned}$$



3666228345

MJU iThesis 6103309003 thesis / recv: 11062564 12:18:29 / seq: 27

ข. การเข้าร่วมประชุมวิชาการและผลงานวิจัยตีพิมพ์เผยแพร่

การประชุมงานวิชาการ ระดับนานาชาติ “International Conference on Sustainable Energy and Green Technology 2019” หรือ SEGT สถานที่จัดงานประชุมวิชาการ Millennium Hilton Bangkok, Bangkok Thailand วันที่ 11-14 ธันวาคม 2562 เรื่องที่นำเสนอในงานประชุมวิชาการ “Comparison between simulations and experiment for heat transfer characteristics in the re-burning kiln heat exchanger”



ภาพที่ 54 ใบรับรองเข้าร่วมประชุมวิชาการ



366628345

PAPER · OPEN ACCESS

Comparison between simulations and experiment for heat transfer characteristics in the re-burning kiln heat exchanger

To cite this article: Piyathida Panyoyai et al 2020 *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.* **463** 012136

View the [article online](#) for updates and enhancements.



3666228345

MJU iThesis 6103309003 thesis / recv: 11062564 12:18:29 / seq: 27

ECS The Electrochemical Society
Advancing solid state & electrochemical science & technology

240th ECS Meeting ORLANDO, FL

Orange County Convention Center Oct 10-14, 2021

Abstract submission due: April 9

SUBMIT NOW

Tomasz [6] studied the effect of external coil surface modification on heat exchanger effectiveness. They also experimented with both laminar and turbulent flows. The results of the study indicated that the overall heat transfer coefficient increased with an increase in the inner coiled tube Dean number for a constant flow rate. Raei et al. [7] investigated the heat transfer coefficient and friction factor of water-based $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$ nanofluid in a double tube with flow rates in the range of 7–9 l/min. They showed that the ratio of the overall heat transfer coefficient of nanofluid to that of pure water decreased with increasing nanofluid flow rate. Majid et al. [8] studied the heat transfer coefficient of pure water and nanofluid flowed inside a horizontal double-tube under turbulent flow. The results of this study indicated that the heat transfer coefficient of nanofluid was higher than that of base fluid with a maximum thermal performance factor of this nanofluid of 1.266. Ramin et al. [9] investigated the effect of using water/graphene oxide nanofluid as a working fluid on heat transfer and pressure drop. They reported that the heat transfer performance coefficient was increased by up to 42.2% , indicating enhanced heat transfer compared to undesirable pressure drops in the test. Bahmani et al. [10] studied the heat transfer and turbulent flow of water/alumina nanofluid in a parallel as well as the counter-flow double pipe heat exchanger. Results of this study indicated that increasing the nanoparticles volume fraction or Reynolds number led to an enhancement of Nusselt number and convection heat transfer coefficient. The maximum rate of the average Nusselt number and thermal efficiency enhancement was 32.7% and 30% , respectively. Kumar et al. [11] studied a tube-in-tube helically coiled heat exchanger for a turbulent flow regime. The numerical investigations were done to understand forced laminar fluid flow in rectangular coiled pipes. Conte and Peng [12] addressed on exploring the flow pattern and temperature distribution through the pipe. In this study, the temperature inside the re-burning kiln [13-14] was measured and compared against the simulation results from the re-burning kiln via solving simplified equations of heat transfer, such as the conduction, the convection, and the radiation [15]. The objective of this study was to compare heat transfer coefficients obtained from the simulation [16-19] used to evaluate the dissimilarity of the parameters that affected the temperature of the water outlet.

2. Materials and Method

2.1. Re-burning kiln detail

The Re-burning kiln was made of carbon steel with a height of 173 cm, the inner diameter with a width of 80 cm, and a thickness of 2 mm. The bottom of the re-burning kiln has an air intake channel of 40 cm x 15 cm (width x height), and it was able to refill the fuel by a fuel intake channel 30 cm x 30 cm (width x height). The inside of the re-burning kiln has a coiled pipe with internal water to exchange heat from the furnace. The pipe coil was made of stainless steel with a diameter of 3.8 cm, which is shown in figure 1.

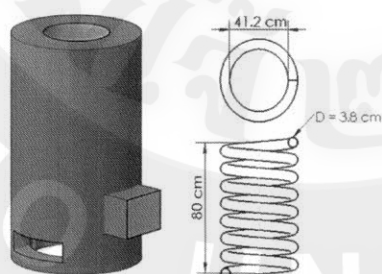


Figure 1. The dimension of the re-burning kilns.

2.2. Experimental setup

The efficiency of the re-burning kiln depended on essential parameters such as water flow rate, the amount of fuel and the fuel must have moisture content lower than 10 % w.b. The thermocouples were installed at various points in the re-burning kiln to measure the temperature changes. The testing process took approximately three hours. First, the water flow rate was set between 10-20 LPM. The fuel was loaded into the re-burning kiln. Then, ignition and combustion were established. The re-burning kiln was designed to be able to refill from the side. Eight K-type thermocouple probes were set up at eight positions in the re-burning kiln heat exchanger setup, shown in Figure 2. The number 1 to 8 show: (1) the water that output from the re-burning kiln, (2) the water inlet to the re-burning kiln, (3) the water outlet from the fan, (4) the water inlet to the fan, (5) the air inlet to the fan, (6) the air outlet from the fan, (7) the water storage tank and (8) the top of the re-burning kiln. The temperatures were logged in real-time and stored in the computer using a Wisco Online Data logger OD04. When the test was over, the hot water could be used to calculate the efficiency and compared the actual test and the computer simulation.

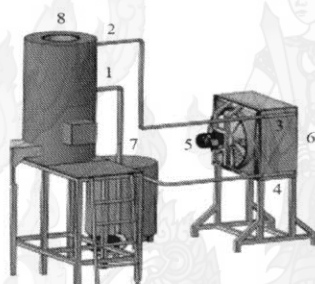


Figure 2. The experimental setup.

2.3. Experimental Procedure

The simulation of heat exchange through a coiled pipe inside a re-burning kiln with different water flow rates was conducted using a computer program. Initially, the material type for the oven and coiled tube was determined. The temperature and the airflow rate within the furnace were assumed to be constant. The temperature of the inlet and the outlet water of the re-burning kiln and the time used in the test were. The simulation results will be compared with the experimental results to verify the accuracy of the model.

3. Results and Discussion

3.1. The comparison of water outlet temperature of simulation results with the experimental results

The simulation results were compared against the experimental data, with a focus on the temperature of the outlet water from the re-burning kiln throughout the experimental procedure within 180 min at different flow rates (i.e., 10 LPM, 15 LPM, and 20 LPM). The augmentation of temperature at a different time, as shown in figure 3. The highest temperatures from simulation and the testing, as shown in table 1. The results were in a similar pattern with the research of Jing Du et al. [20] were found was the heat transfer rate of the heat recovery exchanger with coiled pipe mainly depends on the values of the heat transfer area of the coiled pipe. Including the time was running on the process.

Table 1. Comparison of water outlet temperature distribution between simulation and experimental results.

Water flow rate (LPM)	Experimental results (°C)	Simulation results (°C)
10	76.3	81
15	64.1	66
20	52.4	55

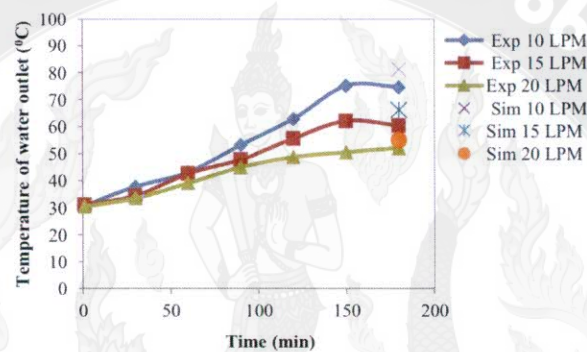


Figure 3. The temperature of the water outlet as a function of the water flow rate.

3.2. The effect of water flow rate on water outlet temperature

The impact of the water flow rate, it can be seen from the experimental data that, when the number of flow rate increases, water outlet temperature decreases, between the hot air inside the re-burning kiln that flowed through the coiled pipe and the water flow rate inside the coiled pipe, as shown in figure 4.

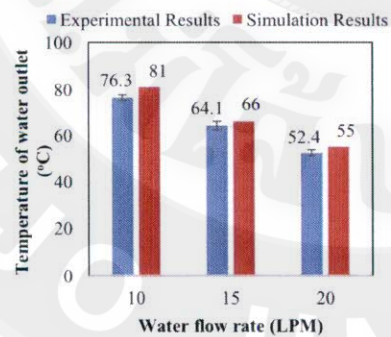


Figure 4. The effect of water flow rate on the temperature of water outlet.

The results of heat exchange from this study as shown in figure 4. It was generally known, when the water flow rate changed, it greatly affected the water outlet temperature. At the water flow rate of 10 LPM, the maximum water outlet temperature was 76.3 ± 1.2 °C. The temperature dropped to 64.1 ± 1.8 °C and 52.4 ± 1.3 °C when the water flow rates were set to 15 and 20 LPM, respectively. It can be concluded that the temperature of the outlet water from the re-burning kiln inversely varied with the water flow rate inside the coiled pipe. From the comparison with the water outlet temperature obtained from the simulation, it was found that the results were in a similar pattern. Which corresponds to the research of Yin et al., [21] studied the tube-side heat transfer coefficient and water outlet temperature with different mass flow rate. Found that the water outlet temperature has the highest temperature at the flow rate of 0.25 LPM and will decrease continuously when the water flow rate increases to the final value of the test are 2.50 LPM. It was found that the results were in a similar pattern.

3.3. Effect of the temperature inside re-burning kiln on water outlet at 10 LPM

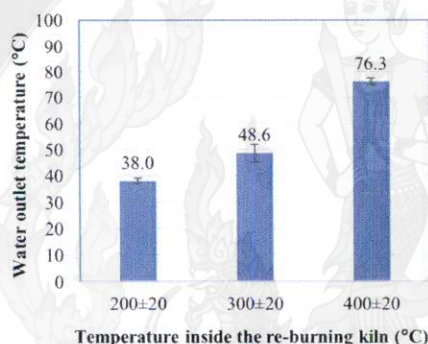


Figure 5. The effect of the temperature inside the re-burning kiln on the water outlet temperature at 10 LPM.

It was found that the water flow rate of 10 LPM showed the best result compared to other flow rates (15 LPM and 20 LPM). When the temperature inside the re-burning kiln increases, the water outlet temperature increase too. The chart illustrates the rise in water outlet temperature on the temperature inside the re-burning kiln increased from 200 ± 20 °C, to 400 ± 20 °C. When the re-burning kiln temperature increase from 200 ± 20 °C to 300 ± 20 °C and 400 ± 20 °C, the water outlet temperature was increased from 38.0 ± 1.05 °C to 48.6 ± 3.3 °C and 76.3 ± 1.2 °C, respectively. The reason that made the temperature inside the kiln changed was the time needed to make the ignited point, as shown in figure 5.

3.4. Temperature distributions

The temperature distributions of the water flow inside the different spirals were simulated for the variations of temperature in the re-burning kiln, as shown in figure 6-8. When the temperature was about 300 °C or more, good heat exchange between the water inside the coiled pipe was expected. This corresponds to the research of Panyoyai et al.[13] for the slow pyrolysis, the biomass is heated under the low to moderate temperature ranging from 300 °C to 500 °C for an extended period varying between 30 min to 3 hours. The temperatures profile inside the re-burning kiln were shown in figure 6-8. It was found that when the water flows rates increase the temperature inside the coiled pipe decrease. The hot water obtained can be used for the drying system, which requires further study of the size, length, and working fluid inside the coiled pipe. Including installing heat exchanger fans for the drying system.



Figure 6. Temperature distribution in the re-burning kiln with water flow rate at 10 LPM.

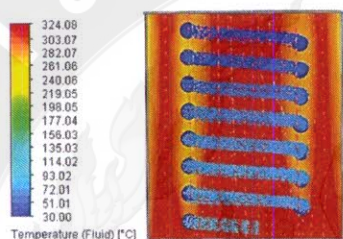


Figure 7. Temperature distribution in the re-burning kiln with water flow rate at 15 LPM.

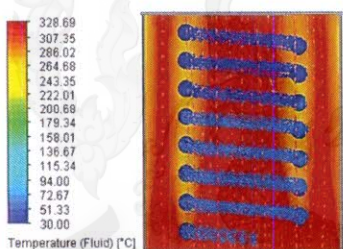


Figure 8. Temperature distribution in the re-burning kiln with water flow rate at 20 LPM.

4. Conclusion

- The water flow rate at 10 LPM showed the best result for the temperature of the water outlet from the re-burning kiln. When the water flow rate was increased, the temperature of the water outlet was decreased.
- The most important effect of heat transfer in this study is the changed in temperature. If the temperature inside the re-burning kiln has a suitable temperature of 300 °C and stable cause heat exchange efficiently.
- The result from the experiment and the simulation were compatible with quantitatively and qualitatively.

Acknowledgment

This study was supported by the Thailand Research Fund (contract no. RDG6250016) and the Graduate School's scholarship and the Faculty of Engineering and Agro-Industry, Maejo University, Chang Mai Thailand.

References

- [1] Sharma, A., Jakhete, A., Sharma, A., Joshi, J. B., & Pareek, V. (2019). Lowering greenhouse gas (GHG) emissions: techno-economic analysis of biomass conversion to biofuels and value-added chemicals. *Greenhouse Gases: Science and Technology*, 9(3), 454-473
- [2] Wikandari, R., Sanjaya, A. P., Millati, R., Karimi, K., & Taherzadeh, M. J. (2019). Fermentation inhibitors in ethanol and biogas processes and strategies to counteract their effects. In *Biofuels: Alternative Feedstocks and Conversion Processes for the Production of Liquid and Gaseous Biofuels* (pp. 461-499). Academic Press.
- [3] Xu, H., Romagnoli, A., Sze, J. Y., & Py, X. (2017). Application of material assessment methodology in latent heat thermal energy storage for waste heat recovery. *Applied Energy*, 187, 281-290.
- [4] Noroozian, A., Mohammadi, A., Bidi, M., & Ahmadi, M. H. (2017). Energy, exergy and economic analyses of a novel system to recover waste heat and water in steam power plants. *Energy Conversion and Management*, 144, 351-360.
- [5] Cheng, Z., Guo, Z., Tan, Z., Yang, J., & Wang, Q. (2019). Waste heat recovery from high-temperature solid granular materials: energy challenges and opportunities. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 116, 109428.
- [6] Andrzejczyk, R., & Muszyński, T. (2016). Performance analyses of helical coil heat exchangers. The effect of external coil surface modification on heat exchanger effectiveness. *Archives of Thermodynamics*, 37(4), 137-159.
- [7] Raei, B., Shahraki, F., Jamialahmadi, M., & Peyghambarzadeh, S. M. (2016). Experimental investigation on the heat transfer performance and pressure drop characteristics of γ -Al₂O₃/water nanofluid in a double tube counter flow heat exchanger. *Transp Phenom Nano Micro Scales*, 5(1), 64-75.
- [8] Zarringhalam, M., Karimipour, A., & Toghraie, D. (2016). Experimental study of the effect of solid volume fraction and Reynolds number on heat transfer coefficient and pressure drop of CuO-water nanofluid. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 76, 342-351.
- [9] Ranjbarzadeh, R., Isfahani, A. M., Afrand, M., Karimipour, A., & Hojaji, M. (2017). An experimental study on heat transfer and pressure drop of water/graphene oxide nanofluid in a copper tube under air cross-flow: applicable as a heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 125, 69-79.
- [10] Bahmani, M. H., Sheikhzadeh, G., Zarringhalam, M., Akbari, O. A., Alrashed, A. A., Shabani, G. A. S., & Goodarzi, M. (2018). Investigation of turbulent heat transfer and nanofluid flow in a double pipe heat exchanger. *Advanced Powder Technology*, 29(2), 273-282.
- [11] Kumar V., Faizee B., Mridha M., Nigam K.D.P. (2008) Numerical studies of a tube-in-tube helically coiled heat exchanger. *Chem. Eng. Process. Process Intensif.* 47, 2287-2295.
- [12] Conte I., Peng X.F. (2008). Numerical investigations of laminar flow in coiled pipes. *Appl. Therm. Eng.* 28, 423-432.
- [13] Panyoyai, N., Wongsirsamuay, T. and Khamdaeng, T. (2018). Temperature distribution inside biochar kiln for biochar production, paper presented in the 10th International Conference on Sciences, Technology and Innovation for Sustainable Well-Being, Vientiane, Lao PDR.
- [14] Panyoyai N., Petchaihan L., Wongsiriamnuay T., Hiransatitporn B., Khamdaeng T., (2019). Simulation of temperature distribution in biochar kiln with different feedstock types, paper presented in the 11th International Conference on Science, Technology and Innovation for Sustainable Well-Being, Johor Bahru, Malaysia.
- [15] Xu, H. J., Xing, Z. B., Wang, F. Q., & Cheng, Z. M. (2019). Review of heat conduction, heat convection, thermal radiation and phase change heat transfer of nanofluids in porous media: Fundamentals and applications. *Chemical Engineering Science*, 195, 462-483.
- [16] Chernysheva, M. A., & Maydanik, Y. F. (2019). Simulation of heat and mass transfer in a cylindrical evaporator of a loop heat pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 131, 442-449.



- [17] Sheeba, A., Abhijith, C. M., & Prakash, M. J. (2019). Experimental and numerical investigations on the heat transfer and flow characteristics of a helical coil heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 99, 490-497.
- [18] Yu Qi Dong (2019). Applied research on water loop heat pump system based on a novel mechanism of energy conversion. *Applied Thermal Engineering*, 153, 575-582.
- [19] Kumar, P. M., & Chandrasekar, M. (2019). CFD analysis on heat and flow characteristics of double helically coiled tube heat exchanger handling MWCNT/water nanofluids. *Heliyon*, 5(7), e02030.
- [20] Du, W. J., Yin, Q., & Cheng, L. (2018). Experiments on novel heat recovery systems on rotary kilns. *Applied Thermal Engineering*, 139, 535-541.
- [21] Yin, Q., Du, W. J., Ji, X. L., & Cheng, L. (2016). Optimization design and economic analyses of heat recovery exchangers on rotary kilns. *Applied Energy*, 180, 743-756.



366628345

MJU iThesis 6103309003 thesis / recv: 11062564 12:18:29 / seq: 27



บรรณานุกรม

- Allahyar, H., et al. (2016). "Experimental investigation on the thermal performance of a coiled heat exchanger using a new hybrid nanofluid." Experimental Thermal and Fluid Science **76**: 324-329.
- Amir Amini., et. al. (2017). "An investigation into the use of the heat pipe technology in thermal energy storage heat exchangers." Energy **136**: 163-172.
- Anitha S., et. al. (2020). "Approaches for modelling of industrial energy systems: correlation of heat transfer characteristics between magnetohydrodynamics hybrid nanofluids and performance analysis of industrial length-scale heat exchanger." Journal of Thermal Analysis and Calorimetry: 1-16.
- AOAC (2005). "Official Methods of Analysis." Association of Official Analytical Chemists. Washington, DC., USA.
- Rittichai Assavarachan (2012). "คุณลักษณะการอบแห้งของสสารย่อยเตาด้วยคลื่นไมโครเวฟ." Thai Society of Agricultural Engineering Journal **18(1)**.
- ASTM (2004). "Standard Test Method for Collection and Measurement of Dust fall." ASTM: D1739-98. Conshohocken, PA, USA.
- Changzhao Pan., et al. (2014). "CFD study of heat transfer for oscillating flow in helically coiled tube heat-exchanger." Computers & chemical engineering **69**: 59-65.
- Hoogwijk (2003). "Exploration of the ranges of the global potential of biomass for energy." Biomass & Bioenergy **25**: 119-133.
- Gabriela Humnic., et al. (2017). "Heat transfer and entropy generation analyses of nanofluids in helically coiled tube-in-tube heat exchangers." International Communications in Heat and Mass Transfer **71**: 118-125.

- Gabriela Huminic and Angel Huminic (2011). "Heat transfer characteristics in double tube helical heat exchangers using nanofluids." International Journal of Heat and Mass Transfer **54**(19-20): 4280-4287.
- Kiatkamjon Intani., et al. (2016). "Effect of self-purging pyrolysis on yield of biochar from maize cobs, husks and leaves." Bioresource technology **218**: 541-551.
- Kritchana (2017). "เตาผลิตแก๊สชีววมวลและไบโอชาร์ 2 in 1 เทคโนโลยีเกษตรและพลังงานคู่ครัวเรือนเกษตรกร." from <http://kasetthammachart.com/2in1gasandbiocharstove>.
- Majid Zarringhalam., et al. (2016). "Experimental study of the effect of solid volume fraction and Reynolds number on heat transfer coefficient and pressure drop of CuO–water nanofluid." Experimental Thermal and Fluid Science **76**: 342-351.
- McKendry (2002). "Energy Production from Biomass (part 1) " Overview of Biomass. Bioresource Technology **83**: 37-46.
- Mohammad Fares., et al. (2020). "Heat transfer analysis of a shell and tube heat exchanger operated with graphene nanofluids." Case Studies in Thermal Engineering **18**: 100584.
- Qian Yin., et al. (2016). "Optimization design and economic analyses of heat recovery exchangers on rotary kilns." Applied Energy **180**: 743-756.
- Rithy Kong., et al. (2019). "Heat transfer characteristics of deionized water-based graphene nanofluids in helical coiled heat exchanger for waste heat recovery of combustion stack gas." Heat and Mass Transfer **55**(2): 385-396.
- Saud Ghani., et al. (2018). "Experimental investigation of double-pipe heat exchangers in air conditioning applications." Energy and Buildings **158**: 801-811.
- Supin Sangsuk., et al. (2020). "High-energy conversion efficiency of drum kiln with heat distribution pipe for charcoal and biochar production." Energy for Sustainable Development **59**: 1-7.



366623345

MUU iThesis 6103309003 thesis / recv: 11062564 12:18:29 / seq: 27

Teerawut (2014). "การจำแนกความร้อนเหลือทิ้ง."

ThaiBiotech (2017). "พลังงานทางเลือกคืออะไร." from <https://www.thaibiotech.info/what-is-alternative-energy.php>.

Rafal Andrzejczyk and Tomasz Muszyński (2016). "Performance analyses of helical coil heat exchangers. The effect of external coil surface modification on heat exchanger effectiveness." archives of thermodynamics **37**.

Wen-Jing Du., et al. (2018). "Experiments on novel heat recovery systems on rotary kilns." Applied Thermal Engineering **139**: 535-541.

Xiao Zhang., et al. (2020). "Effect of pyrolysis temperature and correlation analysis on the yield and physicochemical properties of crop residue biochar." Bioresource technology **296**: 122318.

กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและการอนุรักษ์พลังงาน (2553). "คู่มือผู้รับผิดชอบด้านพลังงาน (โรงงาน)." from [http://www2.dede.go.th/bhrd/old/Download/file_handbook df](http://www2.dede.go.th/bhrd/old/Download/file_handbook%20df).

กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและการอนุรักษ์พลังงาน (2556). "ระบบรายงานศักยภาพชีวมวลประเทศไทย."

กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและการอนุรักษ์พลังงาน (2558). "แผนพัฒนาพลังงานทดแทนและพลังงานทางเลือก พ.ศ. 2558 - 2579 (AEDP2015)." from http://www.dede.go.th/ewt_news.php?nid=42195.

กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและการอนุรักษ์พลังงาน (2561). "เทคโนโลยีการผลิตพลังงานจากเชื้อเพลิงชีวมวล." from https://www.dede.go.th/ewt_news.php?nid=774

กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและการอนุรักษ์พลังงาน (2555). "ข้อมูลเทคโนโลยีเชิงลึก ปั๊มความร้อนแบบดูดซึม (Absorption Heat Pump)." from <http://www2.dede.go.th/Advancetech/Vol2/04Sample/PDF/03absorption.pdf>.

วสิน ขุนไกรวงษ์ (2559). "การกระจายตัวอุณหภูมิของผนังตู้รับส่งสัญญาณ." from



366223345

MJU 1Thesis 6103309003 thesis / recv: 11062564 12:18:29 / seq: 27

<http://www.research-system.siam.edu/co-operative/4680-2016-11-18-08-47-35>.

พนม ชูเชิด (2559). การปรับปรุงระบบเก็บความร้อนเหลือทิ้งจากหม้อต้มน้ำร้อนในโรงกลั่นน้ำมัน ปาล์ม, จุฬาลงกรณ์ มหาวิทยาลัย.

รจฤดี โชติกาวิรินทร์ (2558). "การเก็บตัวอย่างอากาศและการวิเคราะห์ (Air sampling and analysis)." from <https://fliphtml5.com/zsdk/jdou/basic/201-250>.

สุริยงค์ วันทองและคณะ (2561). "การผลิตไฟฟ้าด้วยกังหันไอน้ำความดันต่ำสำหรับหม้อน้ำแบบความร้อนไหลผ่านทางเดียว." *Journal of Industrial Technology Ubon Ratchathani Rajabhat University* 8(1): 177-189.

อนุรักษ์ ทองสุโขวงศ์ (2559). "การบัญชีต้นทุน (Cost accounting). กรุงเทพฯ: ซีเอ็ดดูเคชั่น."

ประภาพathy บัญหล้า (2559). "การปรับปรุงประสิทธิภาพของแผงเซลล์แสงอาทิตย์โดยเทคนิคการลดอุณหภูมิ." *Srinakharinwirot Engineering Journal* 8(2).

มินกร พุนดี (2552). ผลของความชื้นต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดในระบบอากาศที่มีอนุภาค, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.

มินกร พุนดี (2559). ผลของความชื้นต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ ขดในระบบอากาศที่มีอนุภาค, จุฬาลงกรณ์ มหาวิทยาลัย.

สุรศักดิ์ คณะเร็ว (2557). การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอยในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี. คณะวิศวกรรมศาสตร์. สาขา วิชาวิศวกรรมเครื่องกล.

พรพรรณ เล่าประวัติชัย (2561). "กรณีศึกษาพลังงานชีวมวลด้วยเศษไม้ยางพาราจังหวัดระนอง." from http://www.elcls.ssru.ac.th/pornpanna_la/pluginfile.php/23/block_html.

วัชรารรณ วิชยานูวัตติ (2551). การพัฒนากระบวนการนำกลับความร้อนจากสายอากาศขาออกของหออบแห้งแบบพ่นฝอย, จุฬาลงกรณ์ มหาวิทยาลัย.

สำนักงานนโยบายและแผนพลังงานกระทรวงพลังงาน (2559). "แผนพัฒนาพลังงานทดแทนและพลังงานทางเลือก พ.ศ. 2558 - 2579 (AEDP2015)." from



3666228345

MJU iThesis 6103309003 thesis / recv: 11062564 12:18:29 / seq: 27

<http://www.eppo.go.th/index.php/th/plan-policy/tieb/aedp>.

สุรัชย์ เอ็มอักษรและคณะ (2562). "ต้นทุนต่อหน่วยและจุดคุ้มทุนสำหรับการผลิตบัณฑิตแต่ละหลักสูตร
ในมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลสุวรรณภูมิ." RMUTSB ACADEMIC JOURNAL
(HUMANITIES AND SOCIAL SCIENCES) 4(1): 61-80.



366228345

MJU iThesis 6103309003 thesis / recv: 11062564 12:18:29 / seq: 27



36622345

MU iThesis 6103309003 thesis / recv: 11062564 12:18:29 / seq: 27

