



ศึกษาพัฒนาเครื่องทำน้ำร้อนแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมอาหาร

THE DEVELOPMENT OF THE HOT WATER GENERATOR FOR FOOD INDUSTRIAL



วุฒิพงศ์ ไชยแสง

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

2561

ศึกษาพัฒนาเครื่องทำน้ำร้อนแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมอาหาร



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

ปีการศึกษา 2561

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

THE DEVELOPMENT OF THE HOT WATER GENERATOR FOR FOOD INDUSTRIAL



WUTTIPONG CHAISANG

A Thesis Submitted in partial Fulfillment of Requirements
for MASTER OF ENGINEERING (Mechanical Engineering)

Faculty of Engineering Srinakharinwirot University

2018

Copyright of Srinakharinwirot University

ปริญญานิพนธ์
เรื่อง
ศึกษาพัฒนาเครื่องทำน้ำร้อนแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมอาหาร
ของ
วุฒิพงศ์ ไชยแสง

ได้รับอนุมัติจากบัณฑิตวิทยาลัยให้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
ของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

..... คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ นายแพทย์ฉัตรชัย เอกปัญญาสกุล)

คณะกรรมการสอบปากเปล่าปริญญานิพนธ์

..... ที่ปรึกษาหลัก ประธาน
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ภาควิณี ศรีธรรมรัตน์) (ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ประชา บุญยวานิช
กุล)

..... ที่ปรึกษาร่วม กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.สมมาส แก้วล้วน) (ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จตุพร แก้วอ่อน)

ชื่อเรื่อง	ศึกษาพัฒนาเครื่องทำน้ำร้อนแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมอาหาร
ผู้วิจัย	วุฒิพงศ์ ไชยแสง
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
ปีการศึกษา	2561
อาจารย์ที่ปรึกษา	ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ภาคภูมิ ศรีมรรณ

งานวิจัยนี้มีจุดมุ่งหมายศึกษาการพัฒนาหม้อต้มน้ำให้มีประสิทธิภาพได้ทำการปรับอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง และศึกษาระยะ พิต ของใบปิดที่จะทำการใส่เข้าไปในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน จากการศึกษาพบว่าเมื่อทำการต้มน้ำเทียบกับการใส่ใบปิดเข้าไปในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนพบว่า ใช้เวลาในการต้มน้ำใช้เวลาน้อยลง, ใช้ประมาณ LPG น้อยลง เนื่องจากอุณหภูมิไอเสียมากขึ้น ทำให้ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนได้รับความร้อนเพิ่มขึ้น และการใส่ใบปิดเข้าไปในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น ส่งผลให้หม้อต้มน้ำให้ไหลภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนยาวนานขึ้นส่งผลให้น้ำที่สัมผัสกับท่อแลกเปลี่ยนความร้อนได้แลกเปลี่ยนความร้อนที่นานขึ้น และส่งผ่านความร้อนไปยังน้ำที่ล้อมรอบท่อแลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อเทียบกับการทดลองต้มน้ำโดยตรง ไม่มีใบปิดในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้หม้อต้มน้ำวิ่งผ่านไประยะเร็ว มีการสูญเสียพลังงานมากจากการทดลองพบว่า เครื่องทำน้ำร้อนอัตโนมัติแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมอาหารมีระบบปิด และใบปิดที่มีระยะ พิต ที่ต่างกันเข้าไปในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อนให้กับน้ำที่อยู่โดยรอบ ส่งผลให้น้ำในหม้อต้มน้ำได้รับความร้อนที่นานขึ้น ในการทดลองพบว่า ใบปิด ที่ระยะ พิต 125 เซนติเมตร นั้น สามารถหม้อต้มน้ำได้ดีกว่า ระยะพิต 100 และ 75 เซนติเมตรตามลำดับ โดยเฉพาะท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ให้ก๊าซไอเสียวิ่งนั้น ถูกทิ้งไปโดยเปล่าประโยชน์ถึง 23.08% การต้มน้ำโดยใช้เครื่องทำน้ำร้อนอัตโนมัติแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมที่มีการใส่ใบปิดเข้าไปในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนสูญเสียพลังงานระหว่างการผลิตน้อยกว่าแบบที่ไม่ใส่ใบปิดที่ท่อแลกเปลี่ยนความร้อน การต้มน้ำโดยใช้เครื่องทำน้ำร้อนอัตโนมัติแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมมีการใช้พลังงานต่อหน่วยผลผลิตน้อยกว่าวิธีการใดเรคสตรัม ถึง 46.5% เมื่อนำไปประยุกต์ใช้งานในภาคอุตสาหกรรมอาหาร ผู้วิจัยหวังว่าจะเป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาและออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้เกิดเทคโนโลยีใหม่โดยที่ใช้วัสดุที่มีความเหมาะสมในอุตสาหกรรมด้านนั้นๆ และเป็นแนวทางในการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน การประหยัดพลังงาน นำไปสู่การลดต้นทุนการผลิต เกิดประโยชน์ทั้งในแง่การติดตั้งและการใช้งานที่สะดวกยิ่งขึ้นและง่ายต่อการบำรุงรักษา

คำสำคัญ : การแลกเปลี่ยนความร้อน, บอยเลอร์, ใบปิด, ท่อลมร้อน

Title	THE DEVELOPMENT OF THE HOT WATER GENERATOR FOR FOOD INDUSTRIAL
Author	WUTTIPONG CHAISANG
Degree	MASTER OF ENGINEERING
Academic Year	2018
Thesis Advisor	Assistant Professor Dr. Prakpum Sriompuen

This research aims to study the efficiency of boiler development, to adjust the to fuel ratio and to study the pitch of the twist to be inserted in to the heat exchanger tube. The study found that when the time for boiler water was compared to the inserted of twist into the heat exchanger pipe, it took less time to boiler water and used less LPG because of the higher exchanger temperature. The heat exchanger tube was heated and put the twist was inserted into the heat exchanger. As a result, the hot gas retention in the heat exchanger tube lasted longer, resulting in longer contact with the heat exchanger. And sending it through to heat to the water that surrounds the heat exchanger tube in comparison to direct boiling water experiment, The lack of torque in the heat exchanger tube mad the gas run faster. There was also a lot of energy loss. These experiments revealed that continuous automatic water heaters in the food industry have closed systems and the torque of the different pitches went into the heat exchanger, in order to the heat transfer to the surrounding water. As a result, the water in the boiler was heated longer. In the experiment with a twist off at 125 cm intervals, it can withstand hot gas higher than 100 and 75 cm pitch respectively. This is especially true in the case of the heat exchanger tube that runs the exhaust gas, which was left unprofitable at 23.08%. The boiling of water by continuous automatic water heaters in which the twist in inserted into the heat exchanger tube which then loses energy during production, less than that without a twist at the exchange tube. The boiling water with continuous automatic water heaters used in the industry had lower power consumption per unit than the direct stream method of 46.5%. When applied in the food industry, researchers hoped to benefit from the development and design of heat exchanger. New technologies are emerging that use materials that are more appropriate for the industry, and as a way to increase the heat capacity of the heat exchanger. Energy savings leads to lower production costs and benefits both installation and use more convenience and easier to maintain.

Keyword : heat exchanger, boiler, twist, hot air duct



กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ภาคภูมิ ศรีธรรมรัตน์ ประธานคณะกรรมการควบคุมการทำปริญญาบัตร ที่ให้โอกาสในการทำวิจัยเรื่องนี้สำเร็จได้อย่างสมบูรณ์ และผู้ช่วยศาสตราจารย์ สมมาส แก้วล้วน ที่กรุณาให้ความรู้ คำแนะนำแนวทางแนวคิด วิธีแก้ปัญหาตลอดการดำเนินการวิจัยตั้งแต่ต้นจนสำเร็จ

ขอขอบพระคุณบุคลากรและคณาจารย์จากบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ ทุกท่านที่อำนวยความสะดวก ให้ความช่วยเหลือในการทำวิจัยจนสำเร็จลุล่วง

ขอขอบพระคุณบุคลากรจากภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ ทุกท่านที่อำนวยความสะดวก ให้ความช่วยเหลือในการใช้อุปกรณ์และสถานที่ในการทำวิจัยจนสำเร็จลุล่วง

ขอขอบพระคุณบิดา มารดาที่อบรมสั่งสอนและให้กำลังใจตลอดจนสนับสนุนการศึกษา และให้คำแนะนำที่เป็นประโยชน์อย่างยิ่งและขอขอบคุณญาติพี่น้องและเพื่อนๆ ที่ให้ความช่วยเหลือและความร่วมมือในการทำวิจัยเป็นอย่างดีในการทำวิจัยนี้

วุฒิพงศ์ ไชยแสง

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ช
สารบัญ	ช
สารบัญตาราง.....	ญ
สารบัญรูปภาพ	ฎ
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1. ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
2. วัตถุประสงค์ของปริญญานิพนธ์.....	6
3. ขอบเขตของปริญญานิพนธ์	6
4. ประโยชน์และผลที่คาดว่าจะได้รับ.....	6
บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	7
1. กลศาสตร์ของไหล.....	7
2. การถ่ายเทความร้อน	10
3. ค่าความร้อน (Specific Energy, Calorific Value)	15
4. การเดือด (Boiling)	16
5. การเผาไหม้	17
6. การวิเคราะห์ไอเสีย	17
7. ภาชนะความดันผนังบาง (Thin-Walled Pressure Vessels)	21
8. เหล็กกล้าไร้สนิม (Stain less steel)	25
9. ค่าการนำความร้อน (Thermal conductivity)	27

10.การกั้ดกร่อน.....	27
11. เทคนิคการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อน.....	27
บทที่ 3 การออกแบบอุปกรณ์ชุดทดลองและวิธีการทดลอง	49
1. การออกแบบอุปกรณ์และชุดทดลอง.....	49
2. การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง.....	55
3. อุปกรณ์ในการวัดอุณหภูมิ	58
4.ระบบน้ำและเชื้อเพลิง	62
บทที่ 4 ผลและการวิเคราะห์.....	70
1 ผลการวิเคราะห์หาประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำชนิดไม่มีใบพัดในห้องเผาไหม้	70
2 ผลการวิเคราะห์หาประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำชนิดมีใบพัดในห้องเผาไหม้	84
บทที่ 5 สรุปและข้อเสนอแนะ	93
1 สรุปผลการวิจัย.....	93
2 ข้อเสนอแนะ	94
บรรณานุกรม	95
ภาคผนวก.....	100
ประวัติผู้เขียน.....	178

สารบัญตาราง

หน้า

ตาราง 1 แสดงปริมาณของออกซิเจนในอากาศโดยปริมาตรและน้ำหนัก	17
ตาราง 2 แสดงผลการเผาไหม้ที่อุณหภูมิต่ำ (Moles / Mole of air).....	20
ตาราง 3 สรุปผลงานวิจัยของการประยุกต์ใช้แผ่นไบบิตแบบต่าง ๆ	46
ตาราง 4 ผลทดลองหาอุณหภูมิในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนไบบิต พิตเท่ากับ 125 มม.....	71
ตาราง 5 ผลทดลองหาอุณหภูมิในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนไบบิต พิตเท่ากับ 100 มม.....	72
ตาราง 6 ผลทดลองหาอุณหภูมิในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนไบบิต พิตเท่ากับ 75 มม.....	73
ตาราง 7 ผลการทดลองต้มน้ำแบบไม่มีไบบิตต่อเนื่อง ช่วง Start up.....	74
ตาราง 8 ผลการทดลองต้มน้ำแบบไม่มีไบบิต ช่วง steady state.	75
ตาราง 9 ผลจากการทดลองการทำงานต่อเนื่องครั้งที่ 2 อุณหภูมิน้ำเริ่มต้น 31 °C (ระบบเปิด)	77
ตาราง 10 ผลจากการทดลองการทำงานต่อเนื่องครั้งที่ 3 อุณหภูมิน้ำเริ่มต้น 31.8 °C	78
ตาราง 11 สรุปผลจากการทดลองการต้มน้ำแบบไม่มีไบบิตในห้องแลกเปลี่ยนความร้อน	79
ตาราง 12 ผลสรุปจากการทดลองการต้มน้ำ ระยะ พิต 125 ซม.ช่วง Start up.....	84
ตาราง 13 ผลสรุปจากการทดลองการต้มน้ำ ระยะ พิต 125 ซม.ช่วง Steady state	85
ตาราง 14 ผลสรุปจากการทดลองการต้มน้ำ ระยะ พิต 100 มม.....	86
ตาราง 15 ผลจากการทดลองการต้ม ครั้งที่ 1 ระยะ พิต 75 ซม.....	87
ตาราง 16 ผลสรุปจากการทดลอง แบบไม่มีไบบิต และ ระยะ พิต 75,100,125 ซม.ตามลำดับ..	88
ตาราง 17 ผลสรุปจากการทดลองการต้มน้ำ ระยะ พิต 125 มม.ช่วง Steady state	88
ตาราง 18 ผลสรุปจากการทดลองการต้มน้ำ ระยะ พิต 100 มม.ช่วง Steady state	89
ตาราง 19 ผลสรุปจากการทดลองการต้มน้ำ ระยะ พิต 75 ซม.ช่วง Steady state	89

สารบัญรูปภาพ

หน้า

ภาพประกอบ 1 แสดงลักษณะการให้ความร้อนด้วยการต้ม (1)	2
ภาพประกอบ 2 แสดงวิธีการผลิตน้ำร้อนโดยใช้สตีมน้ำ (2).....	2
ภาพประกอบ 3 แสดงหม้อต้มน้ำที่จำหน่ายในท้องตลาดนำเข้าจากต่างประเทศ.....	3
ภาพประกอบ 4 การติดตั้งหม้อต้มน้ำที่มีขายทั่วไป.....	3
ภาพประกอบ 5 ส่วนประกอบหม้อต้มน้ำที่มีขายทั่วไป.....	4
ภาพประกอบ 6 ชิ้นส่วนหม้อต้มน้ำที่มีขายทั่วไป	4
ภาพประกอบ 7 การก่อตัวของชั้นขอบเขตการไหลของการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม (3)	8
ภาพประกอบ 8 การก่อตัวของชั้นขอบเขตทางความร้อนในท่อกลม (3)	11
ภาพประกอบ 9 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ (6)	12
ภาพประกอบ 10 แสดงส่วนปิดของภาชนะความดันรูปทรงกระบอกที่ถูกกระทำด้วยความดัน....	23
ภาพประกอบ 11 แสดงปริมาณโครเมียมและนิกเกิลในเหล็กกล้าไร้สนิม	25
ภาพประกอบ 12 โครงสร้างของแผ่นใบปิดแบบทั่วไป (8)	30
ภาพประกอบ 13 แผ่นใบปิดทดสอบของ Eiamsa-ard และคณะ (2009) [11]	31
ภาพประกอบ 14 แผ่นใบปิดทดสอบของ Jaisankar และคณะ (2008) (12)	32
ภาพประกอบ 15 การติดตั้งแผ่นใบปิดแบบเปลี่ยนแกนตามและทวนเข็มนาฬิกา	32
ภาพประกอบ 16 แผ่นใบปิดแบบสลับแกนความยาวไม่เท่ากัน (N-TA)	33
ภาพประกอบ 17 แผ่นใบปิดและท่อทดสอบของ Eiamsa-ard และคณะ (2010) [16]	34
ภาพประกอบ 18 การติดตั้งแผ่นใบปิดแต่ละแบบ (a) แผ่นใบปิดเต็มช่วงแบบมีแกน (b) แผ่นใบปิดแบบทั่วไปและ (c) แผ่นใบปิด แบบตัวเว้นช่วง ของ Eiamsa-ard และคณะ (2005) (17)	35
ภาพประกอบ 19 แผ่นใบปิดทดสอบของ Krishna และคณะ (2009) (19)	35
ภาพประกอบ 20 แผ่นใบปิดของ Bas and Ozceyhan (2012) [20]	36
ภาพประกอบ 21 แผ่นใบปิดทดสอบของ Eiamsa-ard และคณะ (2010) (21)	37
ภาพประกอบ 22 แผ่นใบปิดแบบปีกสี่เหลี่ยมของ Eiamsa-ard และคณะ(2011) (22)	37
ภาพประกอบ 23 แผ่นใบปิดแบบปีกสามเหลี่ยม ของ Eiamsa-ard และคณะ (2010) (23)	38
ภาพประกอบ 24 แผ่นใบปิดแบบสลับแกนและมีปีกของ Wongcharee และ คณะ (2011) (24)	38

ภาพประกอบ 25 แผ่นใบปิดแบบตัดขอบและเปลี่ยนแกนของ Seemawute และ Eiamsa-ard (2010) (25)	39
ภาพประกอบ 26 แผ่นใบปิดแบบตัดขอบของ Eiamsa-ard และคณะ (2010) (26)	39
ภาพประกอบ 27 แผ่นใบปิดแบบตัดรูปสี่เหลี่ยมของ Murugesan และคณะ (2010) (27)	40
ภาพประกอบ 28 แผ่นใบปิดแบบตัดรูปตัววีของ Murugesan และคณะ (2011) (28)	40
ภาพประกอบ 29 แผ่นใบปิดแบบเจาะรูและมีปีกของ Thianpong และคณะ (2012) (29).....	41
ภาพประกอบ 30 แผ่นใบปิดแบบเจาะรูของ Bhuiya และคณะ (2013) (30)	41
ภาพประกอบ 31 แผ่นใบปิดของ Jaisankar และคณะ (2011) (31).....	42
ภาพประกอบ 32 แผ่นใบปิดแบบเกลียว (HTT) และแผ่นแบบเกลียว (CHT) ของ Eiamsa-ard และคณะ (2012) (32)	43
ภาพประกอบ 33 แผ่นใบปิดแบบเกลียวของ Nanan และคณะ (2013) (33).....	43
ภาพประกอบ 34 ท่อทดสอบและแผ่นใบปิดของ Thainponge และคณะ (2013) (34)	44
ภาพประกอบ 35 แผ่นใบปิดของ Eiamsa-ard and Promvong (2010) (35).....	44
ภาพประกอบ 36 แผ่นใบปิดของ Murugesan และคณะ (2010) (36)	45
ภาพประกอบ 37 แผ่นใบปิดของ S. Suwannapan และคณะ (2015) (37).....	46
ภาพประกอบ 38 โครงสำหรับเคลื่อนที่ของเครื่องทำน้ำร้อน.....	54
ภาพประกอบ 39 แสดงส่วนต่างๆและเซนเซอร์ของเครื่องทำน้ำร้อนแบบต่อเนื่อง	55
ภาพประกอบ 40 ชุดทดลองเครื่องทำน้ำร้อนอัตโนมัติ	56
ภาพประกอบ 41 แสดงส่วนประกอบและอุปกรณ์ต่าง ๆ ของหม้อต้ม	57
ภาพประกอบ 42 เทอร์โมมิเตอร์ A (Thermometer)	58
ภาพประกอบ 43 เทอร์โมคัปเปิล B (Thermocouple).....	59
ภาพประกอบ 44 เครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย TESTO-350	59
ภาพประกอบ 45 ตู้ควบคุมการทำงาน	60
ภาพประกอบ 46 สวิตช์ควบคุมความดันและหน้าปัดแสดงความดัน.....	61
ภาพประกอบ 47 วาล์วระบายความดัน (Pressure Relief Valve).....	61
ภาพประกอบ 48 Hand Pressure Valve	62
ภาพประกอบ 49 เครื่องสูบน้ำ (Water Pump).....	63
ภาพประกอบ 50 แก๊สปิโตรเลียมเหลว (Liquefied Petroleum Gas, LPG)	63
ภาพประกอบ 51 หม้อต้มน้ำที่พัฒนาขึ้น 3 มิติ	65

ภาพประกอบ 52 Create mesh หม้อต้มน้ำเพื่อกำหนดค่าต่าง ๆ.....	65
ภาพประกอบ 53 ใบพัดแต่ละขนาดที่ใส่เข้าไปในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน มีขนาด Pit = 75, 100, 125 mm.....	66
ภาพประกอบ 54 ความเร็วของแก๊สร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน มีขนาด Pit = 75, 100, 125 mm.....	66
ภาพประกอบ 55 ใบพัดแต่ละขนาดที่ใส่เข้าไปในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน มีขนาด Pit =.....	67
ภาพประกอบ 56 ทดสอบหาความแข็งแรงของหม้อต้มน้ำ.....	67
ภาพประกอบ 57 ทดสอบหาความการแผ่ความร้อนให้กับน้ำในหม้อต้ม.....	68
ภาพประกอบ 58 ทดสอบการกระจายแผ่ความร้อนและการเคลื่อนตัวของแก๊สร้อน.....	68
ภาพประกอบ 59 แสดงการกระจายความร้อนในท่อแก๊สร้อนของใบพัด พิตเท่ากับ 125 มม.....	71
ภาพประกอบ 60 แสดงการกระจายความร้อนในท่อแก๊สร้อนของใบพัด พิตเท่ากับ 100 มม.....	72
ภาพประกอบ 61 แสดงการกระจายความร้อนในท่อแก๊สร้อนของใบพัด พิตเท่ากับ 75 มม.....	73
ภาพประกอบ 62 แสดงอุณหภูมิในถังช่วง start up.....	75
ภาพประกอบ 63 แสดงผลการทดลองต้มน้ำแบบไม่มีใบพัด ช่วง Steady State.....	76
ภาพประกอบ 64 แสดงสรุปผลการทดลองการต้มน้ำแบบไม่มีใบพัดในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน	80
ภาพประกอบ 65 แสดงสรุปผลการทดลองการต้มน้ำแบบมีใบพัด ระยะพิท เท่ากับ 125 มม.ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ช่วง Start up.....	84
ภาพประกอบ 66 แสดงการทดลองการต้มน้ำ ระยะ พิต 125 มม. ช่วง Steady state.....	85
ภาพประกอบ 67 แสดงสรุปผลต้มน้ำแบบมีใบพัด ระยะพิท เท่ากับ 125 มม.	86
ภาพประกอบ 68 แสดงสรุปผลการทดลองการต้มน้ำแบบมีใบพัด ระยะพิท เท่ากับ 75 มม.....	87
ภาพประกอบ 69 แสดงสรุปผลการทดลองการต้มน้ำแบบมีใบพัด ระยะพิท เท่ากับ 125 มม.....	88
ภาพประกอบ 70 แสดงการทดลองการต้มน้ำระยะพิท เท่ากับ 100 มม ช่วง Steady.....	89
ภาพประกอบ 71 แสดงการทดลองการต้มน้ำระยะพิท เท่ากับ 75 มม ช่วง Steady.....	90
ภาพประกอบ 72 แสดงการเปรียบเทียบค่าความร้อนที่น้ำและแก๊ส.....	90
ภาพประกอบ 73 แสดงการเปรียบเทียบประสิทธิภาพทางความร้อนของหม้อต้มน้ำ.....	91

บทที่ 1

บทนำ

1. ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

อุตสาหกรรมต่างๆ ในปัจจุบันมีการใช้น้ำร้อนในขบวนการผลิตเป็นจำนวนมากทั้งในการผลิตหรือใช้ในการให้ความร้อนในขบวนการผลิต และการทำความสะอาดอุปกรณ์ โดยเฉพาะในอุตสาหกรรมอาหารมีการใช้น้ำร้อนในการผลิตหลายขบวนการไม่ว่าจะเป็นการลวกทำความสะอาด หรือการทำให้สุก ซึ่งวิธีการผลิตน้ำร้อนในปัจจุบันจะมีหลัก ๆ อยู่ 2 วิธีคือ การต้มในภาชนะที่ใส่น้ำโดยตรง และการใช้ไอน้ำใส่เข้าไปที่น้ำโดยตรง โดยวิธีแลกเปลี่ยนความร้อนที่ให้กับภาชนะเพื่อทำการต้มน้ำนั้นจะมีการสูญเสียมากถึง 60% ดังตัวอย่างแสดงในภาพประกอบ 1 จะมีการสูญเสียความร้อนออกไปถึง 40% ของความร้อนที่ให้เนื่องจากความร้อนที่ให้ไปยังภาชนะจะเป็นระบบเปิดทำให้มีการสูญเสียความร้อนออกไปบริเวณโดยรอบ

ในส่วนวิธีที่สองจะนิยมใช้ในโรงงานเนื่องจากสามารถทำความร้อนให้กับน้ำได้ทันทีที่ต้องการเนื่องจากน้ำที่ได้รับความร้อนเปลี่ยนสถานะเป็นไอน้ำจะสามารถให้ความร้อนได้มากจากการที่จะมีช่วงที่อุณหภูมิสูง และมีค่าความร้อนแฝงในตัวที่มาก (1) แต่มีข้อเสียในเรื่องของการใช้พลังงานที่สูงในการผลิตไอน้ำ อีกทั้งยังต้องสนใจในส่วนของความดันไอน้ำที่จะต้องสูงพอที่จะจ่ายไปในระบบให้เพียงพอกับความต้องการ รวมทั้งยังมีการสูญเสียความร้อนทั้งจากการผลิตไอน้ำ และการนำไอน้ำไปใช้ผสมกับน้ำ ดังที่แสดงในภาพประกอบ 2 เป็นตัวอย่างการใช้ไอน้ำผสมลงไปกับน้ำในถังเพื่อผลิตน้ำร้อนที่อุณหภูมิสูงจากรูปจะเห็นไอน้ำที่ลอยออกมาจากในถังผสม ซึ่งจะเป็นความร้อนที่สูญเสียจากการผลิตน้ำร้อน ทำให้มีค่าใช้จ่ายในส่วน of พลังงานมาก

จากที่กล่าวมาข้างต้นการสูญเสียพลังงานในขบวนการผลิตน้ำร้อนเป็นจำนวนมาก ด้วยเหตุนี้การออกแบบเครื่องกำเนิดน้ำร้อน ที่มีความสามารถในการใช้พลังงานความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพจึงมีความสำคัญเป็นอย่างยิ่งทั้งในส่วนของการลดการใช้พลังงาน ลดต้นทุนการผลิต ลดมลภาวะจากการผลิตพลังงาน และไอน้ำ



ภาพประกอบ 1 แสดงลักษณะการให้ความร้อนด้วยการต้ม (1)

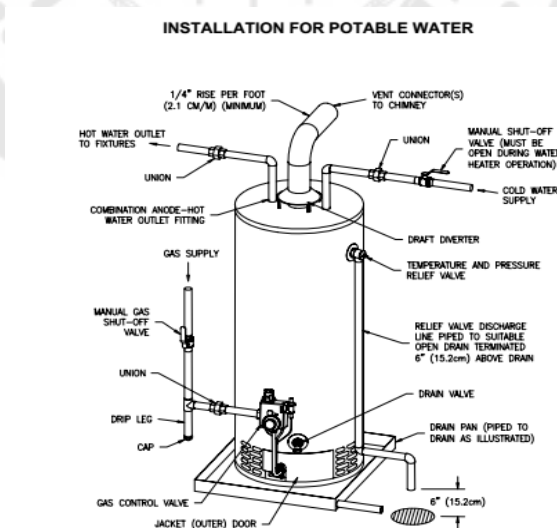


ภาพประกอบ 2 แสดงวิธีการผลิตน้ำร้อนโดยใช้สตีมน้ำ (2)



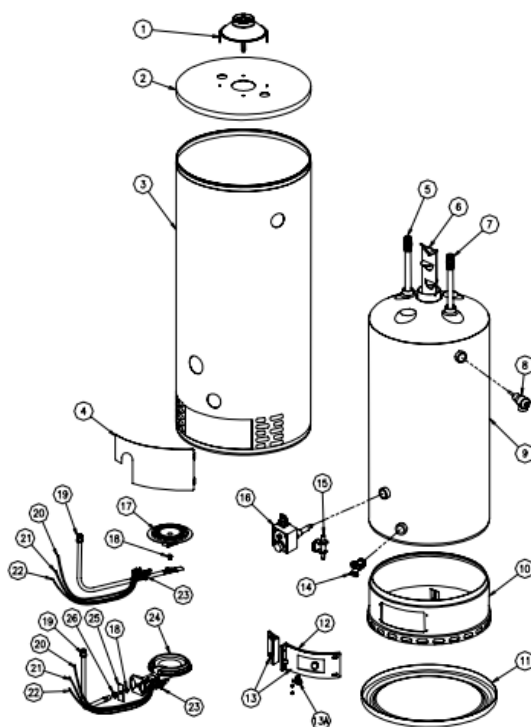
ภาพประกอบ 3 แสดงหม้อต้มน้ำที่จำหน่ายในท้องตลาดนำเข้าจากต่างประเทศ

ที่มา : ของภาพ : <http://www.ashireporter.org/HomeInspection/Articles/Tips-for-Inspecting-Gas-Water-Heaters/860>



ภาพประกอบ 4 การติดตั้งหม้อต้มน้ำที่มีขายทั่วไป

ที่มา : ของภาพ : <http://www.ashireporter.org/HomeInspection/Articles/Tips-for-Inspecting-Gas-Water-Heaters/860>



ภาพประกอบ 5 ส่วนประกอบหม้อต้มน้ำที่มีขายทั่วไป

ที่มา: ของภาพ : <http://www.ashireporter.org/HomeInspection/Articles/Tips-for-Inspecting-Gas-Water-Heaters/860>

PART NAME AND DESCRIPTION	
1. Draft Diverter	14. Drain Valve
2. Jacket Head Pan	15. Piezo Igniter
3. Jacket	16. Gas Valve
4. Outer Door	17. Steel Burner
5. Magnesium Anode-Hot Water Outlet	18. Orifice
6. Flue Baffle Assembly	19. Gas Feedline to Burner
7. Dip Tube-Cold Water Inlet	20. Gas Feedline to Pilot
8. Temperature and Pressure Relief Valve	21. Thermocouple Lead
9. Glass Lined Tank	22. Piezo Igniter Lead
10. Combustion Chamber Assembly	23. Pilot Assembly
11. Jacket Base Pan	24. Cast Iron Burner
12. Inner Door Gasket	25. Air Shutter
13. Inner Door Assembly	26. Air Shutter Nut
13A. High temperature limit switch	

ภาพประกอบ 6 ชิ้นส่วนหม้อต้มน้ำที่มีขายทั่วไป

ที่มา: ของภาพ : <http://www.ashireporter.org/HomeInspection/Articles/Tips-for-Inspecting-Gas-Water-Heaters/860>

ดังนั้นในโครงการนี้จึงมีความคิดที่จะออกแบบอุปกรณ์ที่ให้ความร้อนกับน้ำโดยตรง ซึ่งจะทำในระบบปิดโดยจะเป็นการเผาไหม้เชื้อเพลิงเพื่อให้ความร้อนด้วยเปลวไฟจากแก๊สเชื้อเพลิงไปยังอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยทำการเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน หรือการเพิ่ม ใบพัดเข้าไปในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ระยะพิท ต่างกันดังนี้ 75 100 125 เซนติเมตรตามลำดับ เพื่อชะลอแก๊สร้อนให้สัมผัสกับผนังหม้อต้มให้นานกว่าเดิม ทำให้แก๊สร้อนสัมผัสกับผนังหม้อทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ยาวนานขึ้นกว่าเดิมทำให้ได้น้ำร้อนที่ไหลต่อเนื่องและยังสามารถควบคุมอุณหภูมิใช้งานของน้ำร้อนได้ง่ายอีกด้วยจากการควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ในการเผาไหม้ และการควบคุมการไหลของน้ำร้อน-เย็นมาผสมกันให้ได้อุณหภูมิของน้ำตามที่ต้องการ ที่สำคัญพลังงานความร้อนที่ให้กับจะสูญเสียเล็กน้อยเนื่องจากเป็นการให้ความร้อนในระบบปิดมีการหมุนวนเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนออกจากระบบซึ่งในปัจจุบันอุปกรณ์ดังกล่าวมีการผลิตในต่างประเทศและมีการนำเข้ามาจำหน่ายในประเทศ แต่เป็นลักษณะของการใช้งานทั่วไปไม่ใช่สำหรับการใช้ในอุตสาหกรรม เนื่องจากน้ำที่ได้จากกระบวนการจะมีอุณหภูมิประมาณ 50 °c ไม่สูงพอสำหรับใช้ในอุตสาหกรรมอาหาร ซึ่งต้องการน้ำที่อุณหภูมิประมาณ 90 - 100 °c และสำหรับอุตสาหกรรมอาหารก็ไม่สามารถเอามาใช้งานได้ เนื่องจากท่อที่ใช้เป็นท่อเหล็ก ซึ่งไม่ได้มาตรฐานตามข้อกำหนดของการผลิตอาหาร ที่กำหนดให้ใช้ สแตนเลส AISI316 เป็นโลหะที่ใช้ในกระบวนการผลิตอาหาร (3)

จากงานวิจัยที่ผ่านมาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนแบบโดยทั่วไป แบ่งออกได้ 2 วิธีคือ Active และแบบ Passive เป็น การสร้างการไหลแบบหมุนวนให้แก่ของไหลที่อยู่ภายในท่อวิธีแบบ Passive มีการศึกษากันมาก เพื่อนำผลมา พัฒนาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมาอย่างต่อเนื่อง ซึ่ง สามารถแบ่งได้ออกเป็น 2 กลุ่มคือ การสร้างการหมุนวน อย่างต่อเนื่อง และการสร้างการหมุนวนในช่วง ต้นท่อ ซึ่งแต่ละวิธีย่อมทำให้เกิดความดันตกคร่อม (Pressure drop) ที่เพิ่มขึ้นด้วย ส่งผลให้ต้องใช้ขนาดของกำลังงาน เพิ่มขึ้นตาม ดังนั้นการออกแบบอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีสมรรถนะสูงขึ้น จึงต้องคำนึงถึง พลังงานที่ต้องใช้เพิ่มขึ้นจากการสูญเสียความดันตก คร่อม เพื่อให้ได้จุดที่เหมาะสมเมื่อนำไปใช้งานแล้วมี สมรรถนะสูงสุด (4) โดยที่ผ่านมาได้มีการศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวกับ การถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลภายในท่อ โดยวิธีการใส่แผ่นบิดภายในท่อ เพื่อช่วยสร้างให้เกิดการไหล แบบหมุนวน และการไหลแบบปั่นป่วนของของไหล ภายในท่อซึ่งเป็นผลให้ชั้นขีดผิวความร้อนที่ผนังท่อบาง ลง ส่งผลทำให้มีการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น เมื่อเทียบกับ ท่อเปล่า แต่ขณะเดียวกันความดันตกคร่อมหรือค่าความ เสียดทานภายในท่อจะมีค่าสูงขึ้นตาม เนื่องจากการใส่ แผ่นบิดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน มีราคาต้นทุนที่สูง และ

ซ่อมบำรุงรักษาง่าย จึงเป็นเทคนิคที่ได้รับความนิยม ใช้ในภาคอุตสาหกรรม โดย Eiamsa-ard (5) และคณะ ได้ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการสอดใส่แผ่นบิด ตลอดความยาว ท่อ (Full-length twisted tape) และแผ่นบิดแบบสั้น (Shot-length twisted tape) ผลการวิจัยพบว่า การถ่ายเทความร้อนการสอดใส่แผ่นบิดตลอดความยาว ท่อให้อัตรา การถ่ายเทความร้อนดีกว่าการสอดใส่แผ่นบิดแบบสั้น (4)

2. วัตถุประสงค์ของปริญญานิพนธ์

- 2.1 ออกแบบและสร้างเครื่องต้มน้ำร้อนแบบต่อเนื่องที่ใช้วัสดุ Stainless AISI 316
- 2.2 เพื่อทดสอบสมรรถนะของเครื่องต้มน้ำแบบต่อเนื่อง

3. ขอบเขตของปริญญานิพนธ์

- 3.1 สามารถผลิตน้ำร้อนที่ระดับอุณหภูมิประมาณ 90°C มีอัตราการไหล 300 ลิตร/ชั่วโมง
- 3.2 วัสดุที่นำมาใช้เป็น Stainless AISI 316 ตามมาตรฐานอุตสาหกรรมอาหาร
- 3.3 ใช้ก๊าซ LPG เป็นเชื้อเพลิง

4. ประโยชน์และผลที่คาดว่าจะได้รับ

- 4.1 เป็นการพัฒนาเทคโนโลยีที่เหมาะสมขึ้นในประเทศ
- 4.2 ช่วยลดการนำเข้าและพึ่งพาเทคโนโลยีจากต่างประเทศ
- 4.3 ช่วยลดการใช้พลังงานในกระบวนการผลิตน้ำร้อนในอุตสาหกรรม
- 4.4 สามารถเพิ่มสมรรถภาพของเครื่องต้มน้ำร้อนอัตโนมัติในอุตสาหกรรมอาหาร
- 4.5 สามารถพัฒนาเครื่องต้มน้ำร้อนอัตโนมัติในอุตสาหกรรมอาหารให้ใช้งานในเชิงพาณิชย์ได้

บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

1. กลศาสตร์ของไหล

ลักษณะการไหลภายในท่อมีลักษณะตามรูปที่ 7 คือชั้นของขอบเขตของการไหลที่ได้รับผลกระทบจากความหนืดของของไหลเรียกว่า ชั้นขอบเขตการไหล (boundary Layer) จะค่อยๆ ขยายบริเวณจากผนังท่อไปสู่กึ่งกลางท่อ โดยในส่วนนี้ความเร็วของของไหลที่หน้าตัดเดียวกันนั้นจะมีค่าไม่เท่ากันจากผลของความหนืดของของไหลกระทำกับผนัง แต่ที่นอกบริเวณดังกล่าวความหนืดจะไม่มีผลกระทบต่อลักษณะการไหล ในส่วนช่วงแรกที่เกิดจากความหนืดยังไม่มีผลต่อของไหลตลอดทั้งหน้าตัดนั้นจะเรียกว่า การไหลที่กำลังปรับตัว (developing flow) และเรียกช่วงระยะของการไหลแบบนี้ว่า hydrodynamic entrance region และหลังจากที่ความหนืดมีผลต่อการไหลทั้งหน้าตัด รูปร่างของความเร็วจะมีลักษณะชัดเจนแน่นอนไม่เปลี่ยนแปลงต่อไปอีก ซึ่งการไหลลักษณะเช่นนี้ เรียกว่า การไหลที่ปรับตัวเต็มที่ (fully developed flow)

ตัวพารามิเตอร์ความดันตกคร่อมเกี่ยวข้องกับกำลังงานของพัลลุมโดยตรง ยิ่งความดันตกคร่อมมากจำเป็นต้องใช้กำลังขับเคลื่อนของไหลมากขึ้น

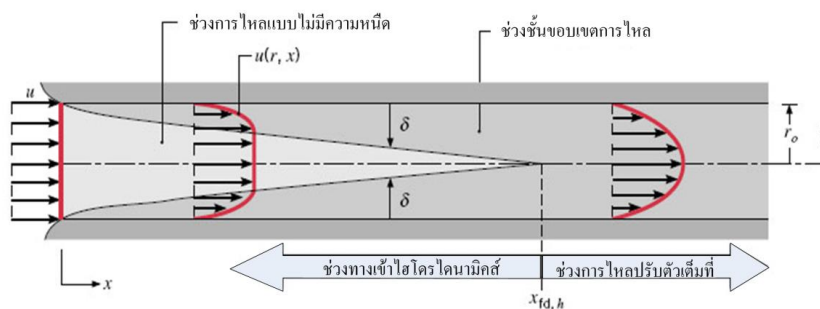
การจ่ายกำลังให้ปั๊มน้ำ (W_{in})

$$W_{in} = V\Delta P \quad (1)$$

ความดันตกคร่อมของของไหล ΔP

$$\Delta P = f \frac{\rho L V^2}{2D} \quad (2)$$

1.1 สภาวะการไหล พิจารณาการไหลแบบราบเรียบในท่อกลมที่มีรัศมี ภาพประกอบ 6 สำหรับการไหลภายในท่อนั้นต้องคำนึงถึงการขยายตัวของช่วงบริเวณทางเข้า (Entry region) ซึ่งจะขึ้นอยู่กับว่าการไหลนั้นเป็นการไหลแบบใดระหว่างการไหลแบบราบเรียบหรือแบบปั่นป่วน เลขเรย์โนลด์สำหรับการไหลภายในท่อกลมกำหนดเป็น



ภาพประกอบ 7 การก่อตัวของชั้นขอบเขตการไหลของการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม (3)

ความเร็วเป็นศูนย์ที่ผนังท่อ แต่ความเร็วด้านหน้าเป็น Straighter และ squared up ความเร็วในการไหลสูงสุดเกิดขึ้นที่จุดกลางท่อ ซึ่งหาได้จากสมการ Velocity average

$$Re_D = \frac{\rho u_m D}{\mu} \quad (3)$$

เมื่อ R_m คือ ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ
 D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางกลางของท่อ

เลขเรย์โนลด์วิกฤติ สำหรับช่วงการเปลี่ยนแปลงของการไหล จากการไหลแบบราบเรียบ เป็นการไหลแบบปั่นป่วน เริ่มต้นจาก $Re_{DC} \approx 230$ และการไหลเป็นแบบปั่นป่วนเต็มที่ที่ $Re_D \geq 400$

ส่วนในการไหลแบบปั่นป่วน $Re_D \geq 400$ ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับหาระยะทางสำหรับการปรับตัว แต่รู้เพียงว่าไม่เกี่ยวข้องกับเลขเรย์โนลด์ และมีค่าประมาณดังนี้

$$10 \leq (X_{fd,h} / D) \leq 60 \quad (4)$$

สำหรับค่าที่ใช้ในที่นี้ เราจะสมมุติว่า $X_{fd,h} > 10D$ สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน

1.2 ความเร็วเฉลี่ย ความเร็วภายในท่อจะแปรเปลี่ยนทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังนั้นจึงใช้ความเร็วเฉลี่ยแทน โดยนิยามว่าความเร็วเฉลี่ย คือ ความเร็วคูณด้วยพื้นที่หน้าตัดของท่อและความหนาแน่นของของไหลจะเท่ากับอัตราการไหลของมวล

$$m = \rho \mu_m A_c \quad (5)$$

ถ้าเป็นการไหลสภาวะคงที่ ที่อัดตัวไม่ได้ภายในท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ค่า m และ μ_m ย่อมมีค่าคงที่ตลอดความยาวท่อสำหรับท่อกลม $A_c = \frac{\pi D^2}{4}$ ค่าของเลขเรย์โนลด์ส์รูปเป็น

$$Re_D = \frac{4m}{\pi D \mu} \quad (6)$$

เพราะว่าค่า m อาจหาได้จากการอินทิเกรตของฟลักซ์มวล (ρ_μ) ทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัด

$$m = \int A_c \rho u(r, x) dA_c \quad (7)$$

ดังนั้นสำหรับท่อกลมกรณีของไหลอัดตัวไม่ได้จะได้

$$u_m = \frac{\int A_c \rho u(r, x) dA_c}{\rho A_c} = \frac{2\pi\rho}{\rho\pi r_0^2} \int_0^{r_0} u(r, x) r dr \quad (8)$$

ซึ่งจะหาค่า u_m ได้ทันทีเมื่อรู้ velocity profile, $u(r)$ ที่ตำแหน่งนั้น

1.3 สมการของแบร์นูลลี (Bernoulli's equation) สมการนี้ใช้อธิบายว่า งานที่ทำบนปริมาตรหนึ่งหน่วยของของไหล โดยของไหลรอบ ๆ จะเท่ากับผลรวมของพลังงานจลน์ที่เปลี่ยนไป กับพลังงานศักย์ที่เปลี่ยนไป ต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรซึ่งเกิดขึ้นระหว่างการไหล อาจแปลสมการของแบร์นูลลีในรูปของความดันก็ได้ เทอมแรกของสมการด้านขวาคือ ผลต่างความดันที่เกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงของอัตราเร็วของการไหล เทอมที่สองคือ ผลต่างความดันที่เกิดจากน้ำหนักของของไหล กับผลต่างความสูงที่สองบริเวณดังสมการ

$$P_1 + \rho g y_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 = P_2 + \rho g y_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 \quad (9)$$

เมื่อ P = ความดัน

ρ = ความหนาแน่น

g = แรงโน้มถ่วง

y = ความสูง

v = ความเร็วของของไหล

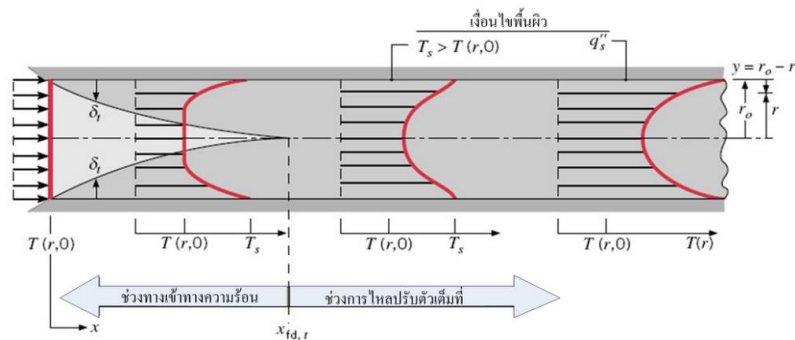
สมการของแบร์นูลลีมีประโยชน์มากในการแก้ปัญหาคำถามการไหลในลักษณะต่าง ๆ เช่น การคำนวณหาความดันหรืออัตราเร็วของการไหลที่บริเวณต่าง ๆ ของของไหลหนึ่ง ๆ แต่สมการของแบร์นูลลีสามารถใช้ได้เฉพาะกับของไหลอุดมคติที่บีบอัดไม่ได้แล้ไหลแบบ Steady flow เท่านั้น

2. การถ่ายเทความร้อน

การก่อตัวของชั้นขอบเขตทางความร้อนในท่อกลมแสดงในภาพประกอบ 7 ที่อุณหภูมิสม่ำเสมอ $T(r,0)$ ซึ่งมีค่าแตกต่างจากอุณหภูมิที่ผิวการพาความร้อนจะเกิดขึ้นและชั้นขอบเขตการไหลของความร้อนจะเริ่มต้นก่อตัวขึ้น อย่างไรก็ตามถ้าสภาวะที่ผิวของท่อคงที่ โดยอาจเป็นอุณหภูมิผิวสม่ำเสมอคงที่ ($T_s = \text{คงที่}$) หรือ ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวสม่ำเสมอ ($q''_s = \text{คงที่}$) สภาวะที่ปรับตัวคงที่ของความร้อน (thermally fully developed condition) ก็เกิดขึ้นในที่สุดรูปร่างของอุณหภูมิที่ปรับตัวเต็มที่จะแตกต่างกันตามเงื่อนไขไม่ว่าอุณหภูมิผิวคงที่หรือฟลักซ์ความร้อนคงที่

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ระยะความยาวของทางเข้าสำหรับปรับตัว

$$\left(\frac{X_{fdt}}{D}\right) lam \approx 0.05 Re_D Pr \quad (10)$$



ภาพประกอบ 8 การก่อตัวของชั้นขอบเขตทางความร้อนในท่อกลม (3)

โดยการเปรียบเทียบบริเวณทางเข้า (entrance region) ของอุณหภูมิตามสมการ (12) กับสมการของความเร็ว (4) จะพบว่าต่างกันที่ค่า Pr เท่านั้น จึงพอสรุปได้ว่า ถ้า $Pr > 1$ ไฮโดรไดนามิกส์ชั้นขอบเขตการไหลขยายเร็วกว่าชั้นขอบเขตการไหลของความร้อนมาก ($x_{fd} > x_{fct}$) และจะกลับกันถ้า $Pr < 1$ สำหรับค่า Pr สูง ๆ เช่น น้ำมัน ($Pr \geq 100$) x_{fd} จะน้อยกว่า x_{fct} มาก และอาจสมมุติได้ว่ารูปทรงของความเร็วที่ปรับตัวเต็มที่ มีตลอดช่วงบริเวณทางเข้าของความร้อนในทางกลับกันของไหลที่มีค่า Pr ต่ำมาก ๆ เช่น โลหะเหลว $Pr \leq 0.05$ รูปร่างอุณหภูมิอาจเป็นแบบปรับตัวเต็มที่เร็วมาก ในขณะที่รูปร่างของความเร็วยังอยู่ในช่วงกำลังก่อตัวอยู่ ส่วนในการไหลแบบปั่นป่วนเงื่อนไขทั้งสองเกือบจะเป็นอิสระไม่ขึ้นกับ Pr และโดยการประมาณได้ว่า $x_{ent}/D = 10$

2.1 อุณหภูมิเฉลี่ย ในเรื่องอุณหภูมิ จำเป็นต้องใช้อุณหภูมิเฉลี่ย (T_m) โดยให้ความหมายได้ดังสมการ (11)

$$T_m = \frac{\int Ac \rho u c_v T dA}{mc_v} \quad (11)$$

สำหรับท่อกลม และเป็นการไหลที่อัดตัวไม่ได้

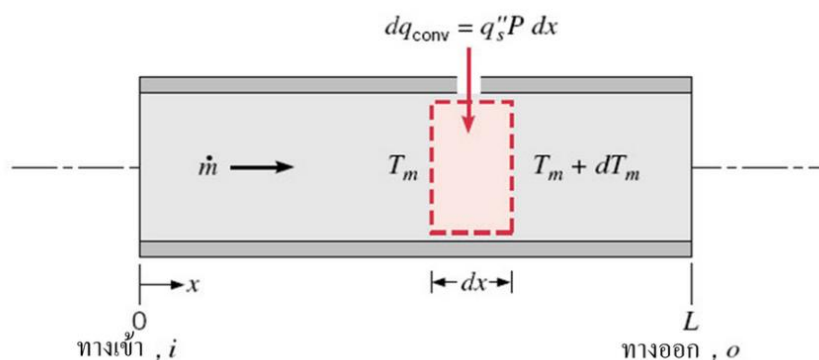
$$T_m = \frac{2}{u_m r_0^2} \int_0^{r_0} u T r dr \quad (12)$$

ค่าของ T_m จะเปลี่ยนตามแนว x ถ้ามีความร้อนเข้าหรือออกจากของไหล ซึ่งต่างจาก u_m มีค่าคงที่ สำหรับท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ฟลักซ์ความร้อน (q_s'') ระหว่างของไหลกับผิวท่อที่จุดใด ๆ หาได้จากกฎการเย็นตัวของ นิวตัน

$$q_s'' = h(T_s - T_m) \quad (13)$$

ซึ่ง h เป็นสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ตำแหน่งใด ๆ T_m เปลี่ยนแปลงตามทิศทาง นั่นคือ dT_m/dx จะไม่เป็นศูนย์ ถ้ามีการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้น

2.2 การสมดุลของพลังงาน พิจารณาการไหลในท่อตามรูปที่ 8 ของไหลไหลด้วยอัตรามวลคงที่ $\dot{m}$ และมีการพาความร้อนเกิดขึ้นที่ผิวภายใน โดยทั่วไปการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ และพลังงานศักย์ของของไหล รวมทั้งการนำความร้อนในทิศทางตามแนวแกนจะไม่นำมาคิด ดังนั้นถ้าไม่มีงานเพลลาซึ่งกระทำโดยของไหลขณะไหลผ่านท่อ จะมีเพียงอิทธิพลที่เกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อนและงานจากการไหลเท่านั้น



ภาพประกอบ 9 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ (6)

งานของการไหลเป็นงานที่ใช้เคลื่อนของไหลผ่านปริมาตรควบคุม คิดต่อหน่วยมวลของไหล และจะอยู่ในรูปของผลคูณของความดัน p และปริมาตรจำเพาะ v (ซึ่ง $v = 1/\rho$) โดยการประยุกต์การอนุรักษ์พลังงานต่อปริมาตรควบคุมตามรูปที่ 8 และจากนิยามของ T_m จะได้

$$dq_{conv} + \dot{m}(C_v T_m + pv) - [\dot{m}(C_v T_m + pv) - [\dot{m} \frac{(C_v T_m + pv)}{dx} dx] = 0 \quad (14)$$

ถ้าของไหลเป็นแก๊สสมบูรณ์ ($pv = RT_m$ และ $c_p = c_v + R$) จะได้

$$dq_{conv} = \dot{m} c_p dT_m \quad (15)$$

สมการนี้ใช้ได้สำหรับของเหลวที่อัดตัวไม่ได้เช่นกัน ในกรณีนี้ $c_v = c_p$ เพราะว่า v น้อยมาก ๆ $d(pv)$ โดยทั่วไปจะน้อยกว่า $d(c_v T_m)$ มากจนตัดทิ้งได้

รูปของสมการ (16) เกี่ยวข้องกับเงื่อนไขสำหรับท่อทั้งหมด โดยการอินทิเกรตจากทางเข้า ถึงทางออกของท่อ จะได้

$$dq_{conv} = \dot{m} c_p (T_{m,o} - T_{m,i}) \quad (16)$$

โดยที่ q_{conv} เป็นอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, h

$$h = \frac{\dot{m} c_p (T_{m,o} - T_{m,i})}{A_s (T_s - T_b)} \quad (17)$$

อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล, T_b

$$T_b = \frac{(T_{m,i} - T_{m,o})}{2} \quad (18)$$

เลขนัสเซิลท์, Nu_D

$$Nu_D = \frac{hD}{k} \quad (19)$$

เงื่อนไขความร้อนที่ผิว คือ ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ โดยติดแผ่นฮีตเตอร์ที่ผิวครึ่ง

2.3 การนำความร้อน การนำความร้อน คือ การถ่ายเทความร้อนโดยที่ตัวกลางไม่เคลื่อนที่ เช่น ความร้อนจากกาแฟในถ้วยไหลผ่านชั้นโลหะทำมือที่ด้ามช้อนรูสีก้อน เป็นต้น การนำความร้อนเป็นปรากฏการณ์ระดับอนุภาคของสสารเมื่อได้รับความร้อนจะเกิดการสั่นและส่งต่อพลังงานกัน การนำความร้อนจึงเกิดขึ้นได้ในสสารทุกสถานะทั้งของแข็ง ของเหลว และก๊าซ ความสามารถในการนำความร้อนของสสารแต่ละชนิดจะมีค่าแตกต่างกัน พารามิเตอร์ที่ใช้อธิบายความสามารถดังกล่าวเรียกว่า “ค่าสภาพการนำความร้อน (Thermal Conductivity : k) วัสดุที่มีค่า k สูง จะนำความร้อนได้ดี เช่น เหล็ก ทองแดง อลูมิเนียม จึงนิยมนำมาใช้ทำภาชนะหุงต้มหรืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนวัสดุที่มีค่า k ต่ำ จะนำความร้อนได้น้อย อาทิ โยเกิร์ต ยิปซัม จึงนิยมนำมาทำฉนวนกันความร้อน เป็นต้น พื้นฐานการนำความร้อน อธิบายได้ด้วย “กฎการนำความร้อนของฟูริเยร์ (Fourier law of heat conduction)” ที่ว่า “อัตราการถ่ายเทความร้อนแปรผันตรงกับเกรเดียนต์ของอุณหภูมิและพื้นที่”

$$q = -kA_c \frac{dt}{dx} \quad (20)$$

เมื่อ A_c คือ พื้นที่

k คือ ค่าสภาพการนำความร้อนของวัสดุแต่ละชนิด

ดังนั้นหากต้องการถ่ายเทความร้อนด้วยการนำให้ได้มาก ทำได้โดยเลือกวัสดุตัวกลางที่มีค่าสภาพการนำความร้อนสูงๆ หรือเพิ่มพื้นที่หน้าสัมผัสของการนำความร้อนให้มากขึ้น

2.4 การพาความร้อน การพาความร้อน เป็นการถ่ายเทความร้อนโดยที่ตัวกลางเคลื่อนที่หรือไหลไปด้วย การพาความร้อนจึงเกิดขึ้นกับของเหลวหรือก๊าซเท่านั้น ความสามารถในการพาความร้อนขึ้นอยู่กับค่า “สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Convection heat transfer coefficient: h)” ค่าอุณหภูมิแวดล้อมและขนาดพื้นที่ผิวของวัตถุที่มีการพาความร้อน โดยทั่วไปค่า h ขึ้นอยู่กับหลายพารามิเตอร์ อาทิ ความเร็วและสมบัติของตัวกลาง ซึ่งมักได้จากการทดลองในหลายกรณี ค่า h มากหมายถึงการพาความร้อนได้ดี ในทางกลับกันค่า h น้อยหมายถึงพาความร้อนไม่ดี พื้นฐานของการพาความร้อน พื้นฐานของการพาความร้อน อธิบายได้ด้วย “Newton’s cooling law” ดังนี้

$$q = hA_s(T - T_\infty) \quad (21)$$

ดังนั้น หากต้องการการถ่ายเทความร้อนด้วยการพาให้ได้มาก ทำได้โดยการเพิ่มค่า h อาจด้วยการติดตั้งพัดลมช่วยเป่า หรือเพิ่มพื้นที่ผิวให้กับวัตถุที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อน

2.5 การถ่ายเทความร้อนในหนึ่งมิติสำหรับทรงกระบอกกลวง พิจารณาการนำความร้อนผ่านผนังทรงกระบอกภายใต้สภาวะคงตัวและไม่มีแหล่งผลิตความร้อนในพิกัด r พบว่า อัตราการนำความร้อนผ่านผนังทรงกระบอก คือ

$$\begin{aligned} Q &= -kA \frac{dT}{dr} \\ &= -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} \\ &= -K(2\pi rL) \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \left(\frac{1}{r} \right) \\ Q &= 2\pi kL \left(\frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \right) \end{aligned} \quad (22)$$

เมื่อ

Q = พลังงานความร้อน (W)

k = Thermal conductivity (W/m)

T_1 = อุณหภูมิภายในทรงกระบอก ($^{\circ}\text{C}$)

T_2 = อุณหภูมิภายนอกทรงกระบอก ($^{\circ}\text{C}$)

r_1 = รัศมีภายในทรงกระบอก (m)

r_2 = รัศมีภายนอกทรงกระบอก (m)

3. ค่าความร้อน (Specific Energy, Calorific Value)

เป็นปริมาณความร้อนที่ถูกปล่อยออกมาต่อหน่วยน้ำหนักเมื่อถ่านหินถูกนำไปเผา เราสามารถวิเคราะห์ได้โดยนำถ่านหินไปเผาในเครื่อง Bomb Calorimeter และบันทึกอุณหภูมิของน้ำที่เพิ่มขึ้น ค่าความร้อนอาจรายงานเป็นหน่วยต่างๆกัน แล้วแต่ประเทศที่ใช้เช่น MJ/Kg, BTU/Lb, Cal/g หรือ Kcal/Kg เราสามารถแบ่งค่าความร้อนออกเป็น 2 ประเภทคือ

3.1 Gross Calorific Value (High Heating Value) ค่าความร้อนที่ได้ทั้งหมดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง โดยปรกติแล้วในเชื้อเพลิง จะมีน้ำปนอยู่ด้วย และเมื่อเผาไหม้ น้ำส่วนนี้จะรวมกับ น้ำที่เกิดจากการเผาไหม้ของ Hydrogen ซึ่งจะมีความร้อนส่วนหนึ่งถูกนำไปใช้ในรูปความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ ความร้อนแฝงส่วนนี้ ไม่สามารถนำมาใช้ในทางปฏิบัติได้ สำหรับค่า Gross Calorific Value นี้ไม่ได้หักค่าความร้อนแฝงส่วนนี้ออก

3.2 Net Calorific Value (Low Heating Value) ค่าความร้อนที่สามารถนำไปใช้ในทางปฏิบัติได้ ซึ่งจะเท่ากับค่า Gross Calorific Value ลบด้วย (ค่าความร้อนแฝงของไอน้ำ X น้ำหนักน้ำทั้งหมดต่อหน่วยน้ำหนักเชื้อเพลิง) ค่าความแตกต่างระหว่างค่า Gross Calorific Value และ Net Calorific Value สำหรับถ่านหินที่มีคุณภาพต่ำ จะขึ้นอยู่กับปริมาณความชื้นและปริมาณไฮโดรเจนที่เกิดจากสารอินทรีย์ที่มีอยู่ในถ่านหินค่าความร้อนของถ่านหินจะมีความสัมพันธ์กับค่าปริมาณซีเถ้าในถ่านหินถ่านหินที่มีค่าความร้อนต่ำจะมีปริมาณซีเถ้าสูง ถ่านหินที่มีค่าความร้อนสูงจะมีปริมาณซีเถ้าต่ำ

4. การเดือด (Boiling)

เป็นปรากฏการณ์ที่โมเลกุลได้รับพลังงานสูงมาก จนกลายเป็นไออย่างรวดเร็วและโมเลกุลของของเหลวทั่วทุกบริเวณในภาชนะนั้นสามารถที่จะหลุดหนีแรงดึงดูดระหว่างโมเลกุลได้อย่างรวดเร็ว ความเข้าใจเกี่ยวกับจุดเดือด เมื่อให้ความร้อนแก่ของเหลว โมเลกุลของของเหลวจะมีพลังงานเพิ่มขึ้นจนสามารถเอาชนะแรงยึดเหนี่ยวระหว่างโมเลกุลได้ ของเหลวจะกลายเป็นไอ เมื่อให้ความร้อนต่อไปจะสังเกตเห็นฟองปุดออกจากของเหลวเป็นสายต่อเนื่องกัน และในที่สุดของเหลวจะเดือด อุณหภูมิขณะที่ของเหลวมีความดันไอเท่ากับความดันบรรยากาศเรียกว่า จุดเดือด (Boiling point) สาเหตุที่ของเหลวเดือดจะมีฟองพล่าน เนื่องจากโมเลกุลของของเหลวมีพลังงานจลน์สูงมาก ๆ จนไม่สามารถ หลุดจากผิวหน้าของของเหลวได้ทัน จึงเกิดฟองก๊าซหรือขึ้นภายในของเหลว การบอกจุดเดือดของของเหลว จะต้องบอกความดันบรรยากาศด้วย หากจุดเดือดของของเหลวเกิดขึ้นที่ความดันปกติ (1 บรรยากาศ) เรียกว่า จุดเดือดปกติ

ปัจจัยที่มีผลต่อจุดเดือด

4.1 ความดันบรรยากาศ ถ้าความดันบรรยากาศต่ำ จุดเดือดต่ำ ความดันบรรยากาศสูงจุดเดือดสูง

4.2 ธรรมชาติของสาร ของเหลวที่มีแรงยึดเหนี่ยวระหว่างโมเลกุลมาก จุดเดือดสูง ของเหลวที่มีแรงยึดเหนี่ยวระหว่างโมเลกุลน้อย จุดเดือดต่ำ

สรุปความสัมพันธ์ระหว่างจุดเดือด แรงยึดเหนี่ยว และความดันไอ คือ สารที่มีจุดเดือดต่ำ ความดันไอสูง ระเหยง่าย เพราะแรงยึดเหนี่ยวระหว่างโมเลกุลน้อย ส่วนสารที่มีจุดเดือดสูง ความดันไอต่ำ ระเหยยาก เพราะแรงยึดเหนี่ยวระหว่างโมเลกุลมาก

5. การเผาไหม้

การเผาไหม้ คือ การที่ออกซิเจนทำปฏิกิริยากับสารเชื้อเพลิงเกิดการเผาไหม้ขึ้นและให้ความร้อนออกมา ปริมาตรของออกซิเจนที่ต้องการเพื่อให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์นั้นสามารถหาได้จากสมการทางเคมี

สารเชื้อเพลิงที่สำคัญที่ใช้ในการเผาไหม้ก็คือ คาร์บอน (C) และไฮโดรเจน (H_2) บางทีก็มีซัลเฟอร์หรือกำมะถันเข้ามาด้วย ดังนั้นในการหาปริมาณของอากาศที่จะมาใช้ในการเผาไหม้เราก็คิดจากปริมาณออกซิเจนที่จะมาทำปฏิกิริยากับคาร์บอนหรือไฮโดรเจนหรือซัลเฟอร์อย่างสมบูรณ์ แล้วนำปริมาณของออกซิเจนจำนวนนั้นไปหาปริมาณของอากาศที่ต้องการอีกทีหนึ่ง น้ำหนักของอากาศที่ต้องการสำหรับการเผาของอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้เราดูจากปริมาณของออกซิเจนที่มีอยู่ในอากาศ ซึ่งปริมาณของออกซิเจนในอากาศโดยปริมาตรและน้ำหนักแสดงตามตารางที่ 1

ตาราง 1 แสดงปริมาณของออกซิเจนในอากาศโดยปริมาตรและน้ำหนัก

ส่วนประกอบ	สัญลักษณ์	น้ำหนักโมเลกุล	ส่วนประกอบ	
			โดยปริมาตร	โดยน้ำหนัก
ออกซิเจน	O_2	32	21	23.3
ไนโตรเจน	N_2	28	79	76.7
อากาศ	A	28.95	100	100

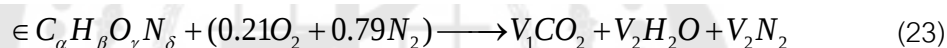
6. การวิเคราะห์ไอเสีย

6.1 การวิเคราะห์ไอเสียเชิงมวล การวิเคราะห์เชิงมวลของไอเสียโดยใช้มวลของโมเลกุลของไอเสียเป็นหลักในการวิเคราะห์ ซึ่งเราทราบว่ามวลสารเชื้อเพลิงรวมกับมวลอากาศหรือออกซิเจนก่อนการสันดาปจะต้องเท่ากับมวลไอเสียภายหลังการสันดาป การวิเคราะห์ไอเสียควร

วิเคราะห์ทั้งก่อนและภายหลังการสันดาปสารเชื้อเพลิงนั้น ๆ เนื่องจากสารเชื้อเพลิงในสภาพจริงแล้วอาจไม่ประกอบเพียงแต่ไฮโดรเจนกับคาร์บอนเท่านั้น แต่อาจมีธาตุหรือสารอื่นปนอยู่ด้วยเช่น กำมะถัน (S) ออกซิเจน (O_2) ไนโตรเจน (N_2) เป็นต้น

6.2 ในกรณีที่เชื้อเพลิงอยู่ในสภาวะเป็นก๊าซ การวิเคราะห์เชิงปริมาณเป็นวิธีที่สะดวกที่สุดโดยขั้นตอนการวิเคราะห์ก็คล้ายกับการวิเคราะห์เชิงมวล คือ หากปริมาณออกซิเจนที่ต้องการในการสันดาป ส่วนโอเสียที่ได้ขึ้นอยู่กับชนิดของเชื้อเพลิง เช่น หากมีส่วนผสมของคาร์บอนผลผลิตที่ได้อาจเป็นคาร์บอนมอนอกไซด์หรือคาร์บอนไดออกไซด์สำหรับไฮโดรเจนจะได้น้ำและซัลเฟอร์จะได้ซัลเฟอร์ไดออกไซด์ เป็นต้น

6.3 การเผาไหม้แบบอากาศพอดีกับเชื้อเพลิง (Stoichiometry and fuel – air – residual composition) สูตรทางเคมีเชื้อเพลิง $C_\alpha H_\beta O_\gamma N_\delta$ สำหรับปฏิกิริยาการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงกับอากาศ 1 โมล แบบสมบูรณ์หรือแบบอากาศพอดีกับเชื้อเพลิง จะได้ปฏิกิริยาการเผาไหม้ดังนี้ (ผลของปฏิกิริยาประกอบไปด้วย CO_2, H_2O, N_2)



สำหรับค่าของ ϵ เป็นอัตราส่วนของเชื้อเพลิง – อากาศแทนด้วย V_i ($i=1,2,3$) จากผลของปฏิกิริยาเมื่อรู้จำนวนของโมเลกุลสามารถเขียนได้เป็น

$$\begin{array}{lll} C & \epsilon \alpha & = V_1 \\ H & \epsilon \beta & = 2V_2 \\ O & \epsilon \gamma + 2(0.21) & = 2V_1 + V_2 \\ N & \epsilon \delta + 2(0.79) & = 2V_3 \end{array}$$

$$\begin{aligned} V_1 &= 0.210\alpha / (\alpha + 0.25\beta - 0.5\gamma) \\ V_2 &= 0.105\beta / (\alpha + 0.25\beta - 0.5\gamma) \\ V_3 &= 0.790 + 0.105\delta / (\alpha + 0.25\beta - 0.5\gamma) \end{aligned} \quad (24)$$

ค่า Molar fuel – air ratio หาได้จากสมการ

$$\epsilon = 0.210 / (\alpha + 0.25\beta - 0.5\gamma) \quad (25)$$

อัตราส่วนของ Fuel – Air ที่พอดีโดยมวล

$$F_s = \frac{\epsilon(12.01\alpha + 1.008\beta + 16.00\gamma + 14.01\delta)}{28.85} \quad (26)$$

ค่า Mole Fractions หาได้จากสมการ

$$Y_s = \frac{\epsilon}{1+\epsilon} \quad (27)$$

ค่า Mass Fractions หาได้จากสมการ

$$X_s = \frac{F_s}{1+F_s} \quad (28)$$

การสมดุลของอัตราส่วนของ Fuel - Air ที่กำหนดโดยอัตราส่วนของอากาศ - เชื้อเพลิง
จริงต่ออัตราส่วนของ Fuel - Air พอดีทางทฤษฎี

$$\phi = \frac{F}{F_s} \quad (29)$$

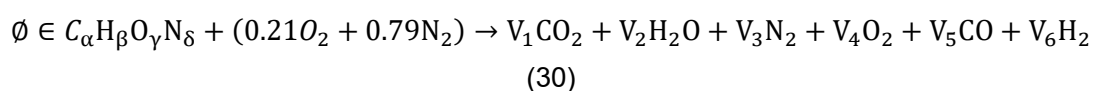
เชื้อเพลิงต่ออากาศทฤษฎี หมายถึง กระบวนการเผาไหม้ทางทฤษฎีที่เป็นกระบวนการ
เผาไหม้อย่างสมบูรณ์ระหว่างอากาศปริมาตรต่ำสุดกับเชื้อเพลิงและในผลของปฏิกิริยานั้นไม่มี O_2
หลงเหลืออยู่อากาศปริมาตรต่ำที่สุดนี้เรียกว่าอากาศทฤษฎี (Theoretical air)

ถ้า $\phi < 1$ เรียกส่วนผสมของเชื้อเพลิง / อากาศ (F/A) ว่าส่วนผสมบาง

ถ้า $\phi > 1$ เรียกส่วนผสมของเชื้อเพลิง / อากาศ (F/A) ว่าส่วนผสมหนา

ถ้า $\phi = 1$ เรียกส่วนผสมของเชื้อเพลิง / อากาศ (F/A) ว่าอากาศพอดีกับ

เชื้อเพลิงที่อุณหภูมิต่ำผลของปฏิกิริยาจากการเผาไหม้รวมคือ



ใช้ในกรณีการเผาไหม้ที่อุณหภูมิต่ำ ถ้าปฏิกิริยาที่อุณหภูมิสูง N_2 จะทำปฏิกิริยากับ O_2 เกิดเป็น NO_x หรือไนโตรเจนออกไซด์

ถ้า $C/O > 1$ ผลของปฏิกิริยาจะมีเทอมของ CS หรือคาร์บอนในรูปของแข็งบวกเข้าไปในผลของปฏิกิริยาด้วย (นั่นคือในก๊าซไอเสียจะมีเขม่าสีดำของคาร์บอนออกมา) ในกรณี

$$\begin{aligned} \phi < 1 & \quad V_5 = V_6 = 0 \\ \phi > 1 & \quad V_4 = 0 \end{aligned}$$

สำหรับกรณีที่ส่วนผสมหนาของการสมดุลของสมการคือ



ในกรณีที่ $\phi > 1$ ซึ่งเป็นส่วนผสมหนา V_5 ไม่ให้ค่ามาต้องคำนวณโดยใช้สมการ

$$K = \frac{V_2 V_5}{V_1 V_6} \quad (32)$$

ตาราง 2 แสดงผลการเผาไหม้ที่อุณหภูมิต่ำ (Moles / Mole of air)

I	SPECIES	$\phi \leq 1$	$\phi > 1$
1	CO_2	$\alpha\phi \in$	$\alpha\phi \in -V_5$
2	H_2O	$\beta\phi \in /2$	$0.42 - \phi \in (2\alpha - \gamma) + V_5$
3	N_2	$0.79 + \delta\phi \in /2$	$0.79 + \delta\phi \in /2$
4	O_2	$0.21(1 - \phi)$	0
5	CO	0	V_5
6	H_2	0	$0.42(\phi - 1) - V_5$

ในกรณีที่ส่วนผสมหนาของ V_5 ได้มากจากสมการ

$$V_5 = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (33)$$

เมื่อ $a = 1-K$

$$b = 0.42 - \phi \in (2\alpha - \gamma) + K[0.42(\phi - 1) + \alpha\phi \in]$$

$$c = -0.42\alpha\phi \in (\phi - 1)K$$

การวิเคราะห์ก๊าซไอเสีย (Exhaust gas analysis)

$$\begin{aligned} &\in \phi C_{\alpha} H_{\beta} O_{\gamma} N_{\delta} + (0.21O_2 + 0.79N_2) \\ &\rightarrow V_1CO_2 + V_2H_2O + V_3N_2 + V_4O_2 + V_5CO + V_6H_2 + V_7CH_z(g) \end{aligned} \quad (34)$$

เมื่อ $CH_z(g)$ แสดง Gaseous hydrocarbons

การคำนวณย้อนกลับเพื่อที่จะหาค่า Equivalence ratio (ϕ) โดยใช้สมการ

$$\phi = \frac{2\left(1 + \frac{1\beta}{4\alpha} - \frac{1\gamma}{2\alpha}\right)(y_1 + y_5 + y_7)}{2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5} \quad (35)$$

การคำนวณค่าของ Dry concentration ของไอเสียแต่ละชนิดโดยใช้สมการ

$$y_i^0 = \frac{y_i}{1 - y_2} \quad (36)$$

เมื่อ $i = 2$ (Dry water)

7. ภาชนะความดันผนังบาง (Thin-Walled Pressure Vessels)

ภาชนะความดันผนังบาง โดยปกติจะมีรูปลักษณะทรงกลม, ทรงกระบอก หรือรูปวงรี จุดประสงค์เพื่อบรรจุของเหลวหรือก๊าซภายใต้ความดัน ในทางปฏิบัติภาชนะความดันประกอบด้วยเปลือกหรือผนังบางเพื่อบรรจุความดันด้วย Flang Rings และถูกยึดด้วยรอยต่อและทนต่อแรงดันสูง

7.1 ความเค้นในภาชนะความดันผนังบาง (Stress in Thin-Walled Pressure Vessels) ภาชนะความดันมีความยาว L มีความหนา t ฉะนั้น แรงลัพธ์ในแนวตั้ง (Vertical)

$$F_R = PLD_i \quad (37)$$

เมื่อ F = ความเค้นหาได้จากสมการ

$$F = P/A$$

$$LD_i = \text{Projected Area (A)}$$

การต้านของแรงนี้ถูกกระทำตอบโต้โดยผนังของภาชนะความดัน การต้านเป็นการต้านแรงดึงโดยแรง T_c ซึ่งดูได้จากไดอะแกรมรูปอิสระ (Free-Body Diagram) ผลรวมของแรงในแนวตั้ง $F_R = 2T_c$ ฉะนั้น $T_c = F_R / 2$ ดังนั้น การแก้ปัญหาสำหรับความเค้นแรงดึงในแนวเส้นรอบวง (Circumferential Tensile Stress) ซึ่งบางครั้งเรียกว่า Hoop Stress ในผนังของภาชนะความดัน จะได้ดังนี้

$$\sigma_{tc} = \frac{T_c}{tL} = \frac{F_R / 2}{tL} = \frac{PLD_i}{2tL} = \frac{PD_i}{2t} = \frac{P(2r_i)}{2t}$$

$$\sigma_{tc} = \frac{Pr_i}{t} \quad (38)$$

เมื่อ P หมายถึง ความดันภายใน

D_i หมายถึง เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของภาชนะความดัน

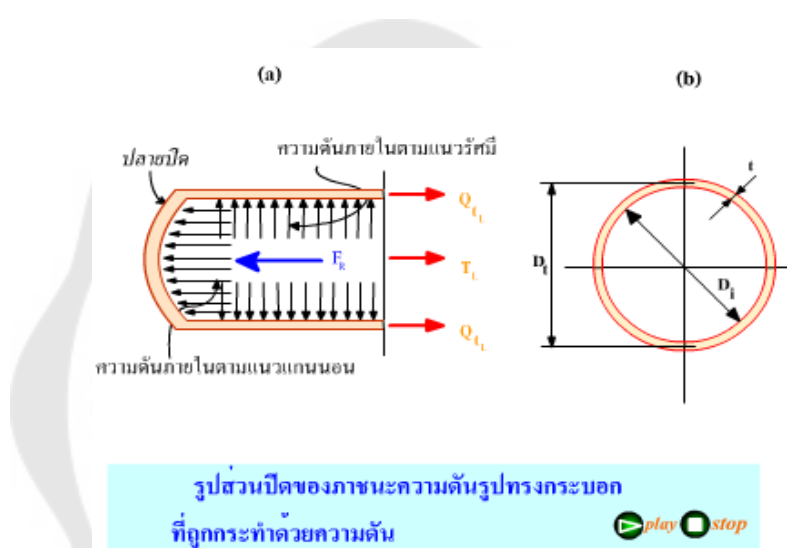
r_i หมายถึง รัศมีภายในของภาชนะความดัน

t หมายถึง ความหนาของภาชนะความดัน

ในสมการ $\sigma_{tc} = \frac{Pr_i}{t}$ สามารถใช้ในการออกแบบ เพื่อคำนวณหาความหนาของผนังภาชนะที่สามารถต้านความดันภายใน ขณะความเค้นแรงดึงอนุญาตไม่เกินที่กำหนด $(\sigma_{tc})_{allow}$ สมการนี้จะได้ค่า t ดังนี้

$$t = \frac{PD_i}{2(\sigma_{tc})_{allow}} \quad (39)$$

สภาพการณ์ของภาชนะความดันที่มีรูปทรงกระบอกปลายปิด จะฉีกหรือแยกออกตามแนวยาว (Longitudinal) ของรอยต่อ ความดันจะมีแนวโน้มเกิดขึ้นพร้อมกัน เพื่อที่จะผลักดันปลายให้แยกออกและดึงส่วนของภาชนะตามแนวเส้นรอบวง ความเค้นจะเกิดขึ้นในผนังของภาชนะความดันที่ซึ่งกระทำบนรอยต่อของจุดแนวเส้นรอบวง ความเค้นที่เกิดขึ้นนี้เราเรียกว่า ความเค้นตามแนวยาวของภาชนะหรือ Longitudinal Stress ความเค้นนี้จะตั้งฉากกับความเค้นในแนวเส้นรอบวง เพื่อที่จะหาค่าความเค้นตามแนวยาวที่เกิดขึ้น (Longitudinal Stress) พิจารณาจากรูปส่วนปิดของภาชนะความดันรูปทรงกระบอกที่ถูกกระทำด้วยความดัน



ภาพประกอบ 10 แสดงส่วนปิดของภาชนะความดันรูปทรงกระบอกที่ถูกกระทำด้วยความดัน

ที่มาของภาพ : <http://www.globalseal.co.th/index.php/work-experience-02>

สภาพการณ์ของภาชนะความดันที่มีรูปทรงกระบอกปลายปิดจะฉีกหรือแยกออกตามแนวยาว (Longitudinal) ของรอยต่อ ความดันจะมีแนวโน้มเกิดขึ้นพร้อมกัน เพื่อที่จะผลักดันปลายให้แยกออกและดึงส่วนของภาชนะตามแนวเส้นรอบวง ความเค้นจะเกิดขึ้นในผนังของภาชนะความดันที่ซึ่งกระทำบนรอยต่อของจุดแนวเส้นรอบวง ความเค้นที่เกิดขึ้นนี้เราเรียกว่า ความเค้นตามแนวยาวของภาชนะหรือ Longitudinal Stress ความเค้นนี้จะตั้งฉากกับความเค้นในแนวเส้นรอบวง เพื่อที่จะหาค่าความเค้นตามแนวยาวที่เกิดขึ้น (Longitudinal Stress) พิจารณาจากรูปส่วนปิดของภาชนะความดันรูปทรงกระบอกที่ถูกกระทำด้วยความดัน เนื่องจากด้านปลายของ

ภาชนะความดันถูกปิด ผลรวมของแรงลัพธ์ (F_R) จะผลักดันปลายของภาชนะความดันออก และสามารถหาแรงลัพธ์ในเทอมของความดันและพื้นที่ได้ดังนี้

เพื่อที่จะหาสภาพการณ์ที่สมดุลของแรง F_R ต้องหาจากผลรวมของแรงด้าน T_L ที่เกิดขึ้นที่ผนังในแนวแกนนอน กำหนด σ_{tL} เป็น Longitudinal Stress และกำหนดผนังของภาชนะมีความหนาเท่ากันตลอด

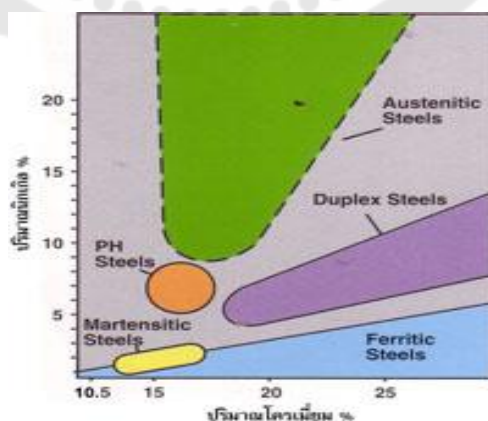
$$\sigma_{tL} = \frac{Pr_i}{2t} \quad (39)$$

ในภาชนะความดันปิด และเกิดความเค้นมากเกินไปภาชนะความดันจะแตกหรือแยกออกตามแนวแกนยาวของภาชนะ

7.2 รอยต่อในภาชนะความดันผนังบาง (Joint in Thin Walled Pressure Vessels) การออกแบบรอยต่อ เช่น รอยต่อของถังหม้อน้ำจะถูกกำหนดให้เป็นไปตามมาตรฐาน ASME (American Society of Mechanical Engineering) เมื่อก่อนนี้การผลิตภาชนะความดันผนังบางโดยทั่วไปแล้วจะผลิตจากแผ่นโลหะโค้ง (Cure Plates) และถูกยึดติดกันด้วยรอยต่อที่ต้องซีลเพื่อมิให้ความดันภายในรั่ว เช่น ยึดด้วยรอยเชื่อม รอยเชื่อมที่เชื่อมประสานภาชนะความดันนี้จะต้องเป็นรอยเชื่อมแบบซึมลึก (Full Penetration - Type Weld) ความหนาของรอยเชื่อมจะเท่ากับความหนาของแผ่นโลหะที่ใช้ทำถังภาชนะความดัน ความเค้นดึงอนุญาตสำหรับการต่อแผ่นโลหะใช้มาตรฐานของ ASME และโดยทั่วไปกำหนดค่าให้อยู่ใน 1/4 ของความแข็งแรงดึงอัลทิเมตของเหล็ก หรือ 2/3 ของความแข็งแรงคลาก (Yield Strength) ของเหล็ก ความเค้นแรงดึงอนุญาตสำหรับรอยเชื่อมจะถูกกำหนดให้เท่ากับค่าที่กล่าวมาแล้ว หรือคิดเป็นเปอร์เซ็นต์ของความเค้นดึงอนุญาต กำหนดให้มีค่า 75% ของ $\sigma_{t(allow)}$ เปอร์เซ็นต์นี้เราเรียกว่า Percentage Factor องค์ประกอบนี้มีผลในการช่วยลดความดันภายในของภาชนะ ค่าของ Percentage จะส่งผลให้เกิดประสิทธิภาพของรอยเชื่อม การเชื่อมแบบ Butt joint จะให้ประสิทธิภาพสูงสุดอาจถึง 100% การตรวจสอบรอยเชื่อมจะใช้ขบวนการตรวจสอบแบบเรดิโอกราฟฟิค (Radiographic) การตรวจสอบรอยเชื่อมแบบ Full Continuous Welded Butt joint อาจส่งผลถึง 100% ถ้าใช้การ X-Rayed. แต่ถ้าตรวจสอบบางจุด โดยการ X-Rayed จะให้ประสิทธิภาพเพียง 70%

8. เหล็กกล้าไร้สนิม (Stainless steel)

เหล็กกล้าไร้สนิม หรือ สแตนเลส (Stainless steel) นั้นในทางโลหกรรมถือว่าเป็นโลหะผสมเหล็ก ที่มีโครเมียมอย่างน้อยที่สุด 10.5% เนื่องจากโลหะผสมดังกล่าวไม่เป็นสนิมที่มีสาเหตุจากการทำปฏิกิริยากันระหว่าง ออกซิเจนในอากาศกับโครเมียมในเนื้อสแตนเลส เกิดเป็นฟิล์มบางๆเคลือบผิวไว้ ทำหน้าที่ปกป้องการเกิดความเสียหายให้กับตัวเนื้อสแตนเลสได้เป็นอย่างดี ปกป้องการกัดกร่อน และไม่ชำรุดหรือสึกกร่อนง่ายอย่างโลหะทั่วไป สำหรับในสหรัฐอเมริกา และในหลายประเทศ โดยเฉพาะในอุตสาหกรรมการบิน นิยมเรียกโลหะนี้ว่า Corrosion Resistant Steel แต่โดยทั่วไปเราสามารถพบเห็นสแตนเลสเกรด 18 - 8 มากที่สุด ซึ่งเป็นการระบุถึง ธาตุที่เจือลงในเนื้อเหล็กคือ โครเมียมและนิกเกิล ตามลำดับ สแตนเลสประเภทนี้จัดเป็น Commercial Grade คือมีใช้ทั่วไปหาซื้อได้ง่าย มักใช้ทำเครื่องใช้ทั่วไป ซึ่งเราสามารถจำแนกประเภทของสแตนเลสได้จากเลขรหัสที่กำหนดขึ้นตามมาตรฐาน AISI เช่น 304 304L 316 316L เป็นต้น ซึ่งส่วนผสมจะเป็นตัวกำหนดเกรดของสแตนเลส ซึ่งมีความต้องการในการใช้งานที่แตกต่างกันออกไป โดยปกติสแตนเลสจะไม่เป็นสนิมเพราะที่ผิวของเหล็กจะมีฟิล์มโครเมียมออกไซด์ บางๆเคลือบผิวอยู่ อันเนื่องมาจากการทำปฏิกิริยากันระหว่าง Cr ในสแตนเลสกับ ออกซิเจนในอากาศ การทำให้ สแตนเลสเป็นสนิมคือการถูกทำลายฟิล์มโครเมียมออกไซด์ ที่เคลือบผิวออกไปก่อนที่จะฟิล์มโครเมียมออกไซด์จะก่อตัวขึ้นมาอีกครั้ง เช่น ถ้าสแตนเลสถูกทำให้เกิดรอยขีดข่วน แล้วบริเวณรายนั้นมีความชื้น ซึ่งสามารถทำให้เกิดปฏิกิริยากับธาตุเหล็กก่อนที่จะฟิล์มโครเมียมออกไซด์จะก่อตัวขึ้นมา ก็จะเป็นสาเหตุให้เกิดสนิมขึ้นได้



ภาพประกอบ 11 แสดงปริมาณโครเมียมและนิกเกิลในเหล็กกล้าไร้สนิม

ที่มาของภาพ:https://www2.mtec.or.th/th/e-magazine/admin/upload/254_70-73.pdf

8.1 ประเภทของเหล็กกล้าไร้สนิม ในการเลือกสแตนเลสนั้นจะต้องทราบถึงคุณสมบัติต่าง ๆ เนื่อง ๆ จากสแตนเลสประเภทแต่ละชนิดนั้นคุณสมบัติแตกต่างกัน ซึ่งโดยทั่วไปสแตนเลสแบ่งออกเป็น 5 กลุ่มใหญ่ตามโครงสร้างคือ ออสเทนนิติก เฟอริติก ดูเพล็กซ์ มาร์เทนซิติก และเหล็กกล้าชุบแข็งแบบตกผลึก

8.1.1 กลุ่มออสเทนนิติก (Austenitic) หรือสแตนเลสตระกูล 300 เป็นเกรดที่ใช้งานแพร่หลายมากที่สุดถึง 70% มีคุณสมบัติที่แม่เหล็กดูดไม่ติด (Non - magnetic) มีส่วนผสมของโครเมียม 16% คาร์บอนอย่างมากที่สุด 0.15% มีส่วนผสมของธาตุ निकเกิล 8% เพื่อปรับปรุงคุณสมบัติในการทำการประกอบและเพิ่มความต้านทานการกัดกร่อน เกรดที่รู้จักกันอย่างแพร่หลายและนิยมเรียก 18/10 คือการที่มีส่วนผสมของโครเมียม 18% และนิกเกิล 10%

8.1.2 กลุ่มเฟอริติก (Ferritic) ซึ่งมีคุณสมบัติเป็นแม่เหล็กดูดติด (magnetic) มีธาตุคาร์บอนผสมปริมาณที่ต่ำ และมีโครเมียมเป็นธาตุผสมหลักที่สำคัญอาจอยู่ระหว่าง 10.5%-27% และมีนิกเกิลเป็นส่วนผสมอยู่น้อยมากหรือไม่มีเลย

8.1.3 กลุ่มมาร์เทนซิติก (Martensitic) มีส่วนผสมของโครเมียม 12-14% และมีธาตุคาร์บอนผสมอยู่ปานกลาง มีโมลิบดีนัมเป็นส่วนผสมอยู่ประมาณ 0.2 - 1% ไม่มีนิกเกิล สแตนเลสตระกูลนี้สามารถปรับความแข็งแรงได้โดยการให้ความร้อนแล้วทำให้เย็นตัวอย่างรวดเร็ว (Quenching) และอบคืนตัว (Tempering) สามารถลดความแข็งแรงได้ คล้ายกับเหล็กกล้าคาร์บอน และพบการใช้งานที่สำคัญในการผลิตเครื่องตัด, อุตสาหกรรมเครื่องบินและงานวิศวกรรมทั่วไป

8.1.4 กลุ่มเพิ่มความแข็งแรงโดยการตกผลึก (Precipitation hardening) เกรดที่เป็นที่รู้จักในตระกูลนี้ คือ 17 - 4H ซึ่งมีส่วนผสมของโครเมียม 17% และนิกเกิล 4% สามารถเพิ่มความแข็งแรงได้โดยกลไกเพิ่มความแข็งแรงจากการตกผลึก (Precipitation hardening mechanism) โดยสามารถเพิ่มความแข็งแรงสูงมาก มีค่าความเค้นพิสูจน์ (Proof stress) อยู่ระหว่าง 1,000 ถึง 1,500 MPa ขึ้นอยู่กับชนิดและกรรมวิธีปรับปรุงคุณสมบัติด้วยความร้อน (Heat treatment)

8.1.5 กลุ่มดูเพล็กซ์ (Duplex) มีโครงสร้างผสมระหว่าง โครงสร้างเฟอริติก และออสเทนนิติก มีโครเมียมเป็นธาตุผสมอยู่ระหว่าง 19 - 28% และโมลิบดีนัมสูงกว่า 5% และมีนิกเกิลน้อยกว่าตระกูลออสเทนนิติก พบว่ามีการใช้งานมากโดยเฉพาะอย่างยิ่งในบรรยากาศแวดล้อมของคลอไรด์

9. ค่าการนำความร้อน (Thermal conductivity)

สแตนเลสทุกชนิดจะมีค่าการนำความร้อนต่ำกว่าเหล็กกล้าคาร์บอนมาก สแตนเลสเกรดที่มีส่วนผสมโครเมียมอย่างเดียว (Plain chromium steel) มีค่าการนำความร้อน $\pm 1/3$ และเกรดออสเทนนิติกมีค่าการนำความร้อน $\pm 1/4$ ของเหล็กกล้าคาร์บอน ทำให้มีผลต่อการใช้งานที่อุณหภูมิสูง เช่นมีผลต่อการควบคุมปริมาณความร้อนเข้าระหว่างการเชื่อมต้องให้ความร้อนเป็นระยะเวลานานขึ้น เมื่อต้องทำงานขึ้นรูป

9.1 สัมประสิทธิ์การขยายตัว (Expansion coefficient) สแตนเลสเกรดที่มีส่วนผสมโครเมียมอย่างเดียวมีสัมประสิทธิ์การขยายตัวคล้ายกับเหล็กกล้าคาร์บอน แต่เกรดออสเทนนิติกจะมีสัมประสิทธิ์การขยายตัวสูงกว่าเหล็กกล้าคาร์บอน 1.5 เท่า การที่สแตนเลสมีการขยายตัวสูงแต่มีค่าการนำความร้อนต่ำทำให้ต้องหามาตรการป้องกันเพื่อหลีกเลี่ยงผลเสียที่ตามมา เช่น ใช้ปริมาณความร้อนในการเชื่อมต่ำ กระจายความร้อนออกโดยใช้แท่งทองแดงรองหลัง การจับยึดป้องกันการบิดงอ ปัจจัยเหล่านี้ต้องพิจารณาการใช้งานร่วมกันของวัสดุ เช่น ท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) ระหว่างเปลือกโครงสร้างเหล็กกล้าคาร์บอนและท่อออสเทนนิติก เป็นต้น

10. การกัดกร่อน

สแตนเลสเป็นวัสดุที่ทนและต้านทานการกัดกร่อน อย่างไรก็ตามมีสแตนเลสหลายตระกูลที่สามารถต้านทานการกัดกร่อนได้ดีเลิศ ในประเด็นการใช้งานที่ต่างกัน ซึ่งต้องเลือกไปใช้ในงานผลิตหรืองานประกอบโครงสร้าง ในงานอุตสาหกรรมต่างๆ อย่างระมัดระวัง

10.1 ประโยชน์ของการใช้งานสแตนเลส

ใช้ในสิ่งแวดล้อมที่กัดกร่อน (Corrosive Environment) งานอุณหภูมิเย็นจัดป้องกันการแตกเปราะใช้งานอุณหภูมิสูง (High temperature) ป้องกันการเกิดคราบออกไซด์ (scale) และยังคงความแข็งแรงมีความแข็งแรงสูงเมื่อเทียบกับมวล (High strength vs. mass) งานที่ต้องการสุขอนามัย (Hygienic condition) ที่ต้องการความสะอาดสูงงานด้านสถาปัตยกรรม (Aesthetic appearance) ไม่เป็นสนิม ไม่ต้องทาสีไม่ปนเปื้อน (No contamination) ป้องกันการทำปฏิกิริยากับสารเร่งปฏิกิริยาด้านทานการขัดถูแบบเปียก (Wet abrasion resistance)

11. เทคนิคการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อน

โดยทั่วไป เทคนิคการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนได้แบ่งออกได้เป็น 3 กลุ่ม (6) (7) คือ กลุ่มที่ 1 แบบแอคทีฟ (active techniques) เป็นการนำเอาแหล่งพลังงานภายนอกเข้ามาช่วยเพิ่ม

การถ่ายเทความร้อน เช่น อุปกรณ์ทางกล อุปกรณ์ทางไฟฟ้าซึ่งจะมีผลทำให้เกิดการสั่นของผิว ทำให้ของไหลเกิดการสั่นสามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดียิ่งขึ้น

กลุ่มที่ 2 แบบพาสซีฟ (passive techniques) เป็นการออกแบบลักษณะพื้นผิวของท่อแบบพิเศษต่างไปจากผิวเรียบและปรับปรุงของไหลหรือสารทำงานเพื่อให้มีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีมากขึ้นโดยไม่มีพลังงานภายนอกเข้ามาเกี่ยวข้อง

กลุ่มที่ 3 แบบผสม (compound techniques) เป็นการออกแบบโดยผสมผสานกันระหว่างเทคนิคการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนแบบ แอคทีฟ และแบบพาสซีฟอาจจะเป็นการใช้แบบแอคทีฟหรือแบบพาสซีฟร่วมกันเองหรือการใช้แบบแอคทีฟ ร่วมกับแบบพาสซีฟก็ได้ซึ่งการออกแบบมีความซับซ้อน เพื่อที่จะนำลักษณะเด่นของแต่ละวิธีการของแต่ละเทคนิคมาใช้ร่วมกัน ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับข้อจำกัดของการประยุกต์ใช้งานด้วยในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน วิธีที่ได้รับความนิยมกันส่วนมากก็คือ วิธีการแบบพาสซีฟ (passive method) โดยการติดตั้ง อุปกรณ์สร้างการปั่นป่วนเข้าไปภายในท่อเพื่อเพิ่มความเร็วของการไหลของของไหลส่งผลทำให้ความเร็วสัมผัสในบริเวณใกล้กับผนังท่อมีค่าเพิ่มสูงขึ้น ซึ่งเป็นผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่ดีขึ้นส่งผลให้สมรรถนะทางความร้อนของระบบดีขึ้น การเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนในท่อกลม วิธีการหนึ่งที่ทำให้ผลการถ่ายเทความร้อนที่ดี คือ การสอดแผ่นใบพัดเข้าไปภายในท่อ โดยแผ่นใบพัดจะส่งผลให้ความรุนแรงของการไหลแบบปั่นป่วนมีค่ามากขึ้นทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเป็นผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นตามไปด้วย แต่ถึงกระนั้นก็ตามการที่แผ่นใบพัดไปขวางการไหลก็ทำให้ค่าตัวประกอบเสียดทานของระบบเพิ่มขึ้นและเป็นผลต่อค่าการสูญเสียความดันก็จะเพิ่มมากขึ้นตามไปด้วยเช่นกัน

งานวิจัยการประยุกต์ใช้แผ่นใบพัดที่ผ่านมาแผ่นใบพัด โดยส่วนใหญ่ทำมาจากแถบโลหะนำมาบิดด้วยเทคนิคที่เหมาะสมเพื่อให้ได้ขนาดและรูปทรงตามที่ออกแบบไว้ การประยุกต์ใช้งานแผ่นใบพัดถูกนำมาใช้กันอย่างแพร่หลายในการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เนื่องจากการใช้งานแผ่นใบพัดช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน แต่ให้ค่าตัวประกอบเสียดทานที่น้อยกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับวิธีการแบบพาสซีฟในรูปแบบอื่น ๆ ที่กำลังขับเคลื่อนกัน (6) (7) การใช้แผ่นใบพัดเป็นหนึ่งในเทคนิคการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนแบบพาสซีฟ ที่ให้ผลต่อการสร้างการหมุนวนในการไหลหลักและการทำลายชั้นขอบเขตผิวความร้อนเนื่องจากการไหลที่มีการหมุนแบบวอร์เทค ช่วยทำให้ชั้นขอบเขตทางความร้อนที่ผิวท่อบางลง เป็นผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นส่งผลต่อเนื่องให้การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มสูงขึ้น แต่สิ่งที่เป็นผลในด้านตรง

ข้าม คือ การสูญเสียความดันก็จะเพิ่มขึ้นตามมาด้วยเช่นกัน เนื่องจากการที่แผ่นใบบิดไปขวางการไหล

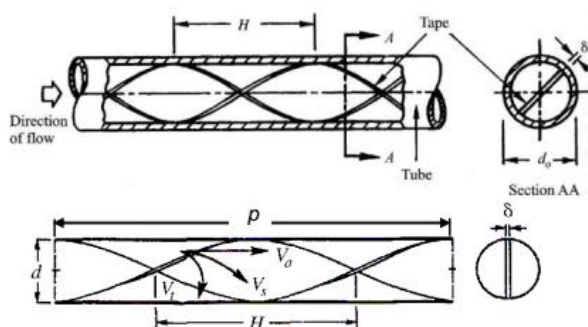
ดังนั้นจึงมีงานวิจัยหลาย ๆ งาน ทั้งแบบการทดลองและแบบการวิเคราะห์เชิงตัวเลขที่พยายามออกแบบเพื่อหาจุดที่เหมาะสมที่สุดที่ให้ค่าสมรรถนะทางความร้อนที่สูงสุดและให้ผลของการสูญเสียความดันมีค่าน้อยที่สุด นั่นคือ สิ่งที่นักวิจัยมุ่งหมายโดยทั่วไปตามลักษณะโครงสร้างของแผ่นใบบิด ค่าสมรรถนะทางความร้อนจะขึ้นอยู่กับอัตราส่วนพิตช์ (pitch ratio) และอัตราส่วนการบิด (twist ratio) โดยอัตราส่วนพิตช์ คือ อัตราส่วนของระยะพิตช์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อและอัตราส่วนการบิด คือ ระยะระหว่างตำแหน่งเดียวกันของโครงสร้างของแผ่นใบบิดสองจุดที่อยู่ในระนาบเดียวกันโดยวัดขนานกับแกนของแผ่นใบบิดจากงานวิจัยที่ผ่านมา เราสามารถจำแนก

11.1 ลักษณะของแผ่นใบบิดที่ประยุกต์

ใช้งานในระบบแลกเปลี่ยนความร้อนต่าง ๆ ได้เป็น 8 กลุ่ม ดังนี้

1. แผ่นใบบิดแบบทั่วไป โดยมีความยาวแผ่นใบบิดเท่ากับ ความยาวของท่อทดสอบ (8) (9) (10)
2. แผ่นใบบิดแบบปรับเปลี่ยนความยาว ระยะพิตช์และการสลับแกน โดยปรับเปลี่ยนความยาวแผ่นใบบิดไม่เท่ากับ ความยาวของท่อหรือแผ่นใบบิดแบบสลับกับการเว้นช่วงที่ระยะพิตช์ต่าง ๆ หรือลักษณะการบิดร่วมกับการสลับแกน (11-15) (7-11)
3. แผ่นใบบิดแบบใช้งานหลายแผ่น (16) (12)
4. แผ่นใบบิดแบบมีแกน (rod) และตัวเว้นช่วง(spacer) (17-20)
5. แผ่นใบบิดแบบติดครีป (21-24)
6. แผ่นใบบิดแบบตัดช่อง เจาะรูและตัดบางส่วน (25-30)
7. แผ่นใบบิดแบบเกลียว (30-32)
8. แผ่นใบบิดแบบปรับพื้นผิว (33-35)

แผ่นใบบิดแบบทั่วไป (typical twisted tape) แผ่นใบบิดแบบทั่วไป โครงสร้างของแผ่นใบบิดแบบทั่วไปนี้ ดังแสดงในรูปที่ 8 ประกอบด้วย ระยะพิตช์ (H) คือ ระยะเมื่อบิดแผ่นใบจากปกติเป็นมุม 180° , ความหนาแผ่นใบบิด (δ), ความกว้างแผ่นใบบิดซึ่งปกติจะมีค่าเท่ากับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ (d) เป็นชนิดแผ่นใบบิดที่มีโครงสร้างของความยาวเท่ากับ ความยาวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน มีอัตราส่วนพิตช์ (p/d) และอัตราส่วนการบิด (H/d) เท่ากันตลอดทั้งแผ่น



ภาพประกอบ 12 โครงสร้างของแผ่นไบบิตแบบทั่วไป (8)

11.2 ทบทวนวรรณกรรม

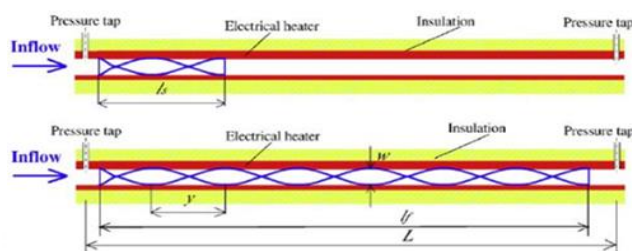
Kumar และ Prasad (2000) (8) นำเสนอการพัฒนาตัว สะสมพลังงานแสงอาทิตย์ ในระบบทำน้ำร้อนโดยใช้แผ่น ไบบิตสอดเข้าไปในท่อ โดยศึกษาถึงผลของอัตราส่วน พิตซ์ของการ บิดต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ ในช่วงค่าตั้งแต่ 3 ถึง 12 ที่อัตราการไหลต่าง ๆ พบว่า การถ่ายเท ความร้อนเมื่อติดตั้งแผ่นไบบิตเพิ่มสูงขึ้นร้อยละ 18-70 ความ ดันสูญเสียเพิ่มขึ้นร้อยละ 87-132 เมื่อเปรียบเทียบกับท่อ ผิวเรียบ การประยุกต์ใช้งานแผ่นไบบิตสามารถเพิ่ม ประสิทธิภาพทาง ความร้อนของเครื่องทำความร้อนระบบ พลังงานแสงอาทิตย์ได้ถึงร้อยละ 30 เมื่อพิจารณาที่ สภาวะการทำงานเดียวกัน

Noothong และคณะ (2006) (9) ศึกษาถึงอิทธิพลของการใช้ แผ่นไบบิตต่อการ ถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นโดย ติดตั้งแผ่นไบบิต ที่ท่อชั้นใน ที่อัตราส่วนการบิด เท่ากับ 5 และ 7 พบว่า การใช้แผ่นไบบิตสามารถ เพิ่มการ ถ่ายเทความร้อนได้สูงกว่าท่อผิวเรียบถึงร้อยละ 188 และ ร้อยละ 159 ที่อัตราส่วนการบิด เท่ากับ 5 และ 7 ตามลำดับ อัตราการถ่ายเทความร้อน การสูญเสียความ ดันและสมรรถนะทาง ความร้อนจะลดลงเมื่ออัตราส่วนการ บิดมีค่าลดลง

Sarada และคณะ (2010) (10) ศึกษาเชิงทดลองการเพิ่ม สมรรถนะทางความร้อน ด้วยแผ่นไบบิตในท่อกลมแนวตั้งที่มีการไหลแบบปั่นป่วน ในช่วง เลขเรย์โนลด์ตั้งแต่ 6,000 ถึง 13,500 ใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบ ภายใต้เงื่อนไข การให้ความร้อน แบบฟลักซ์ความร้อนคงที่ ท่อทดสอบมี เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 27.5 มิลลิเมตร. แผ่นไบบิต ความกว้างเท่ากับ 10, 14, 18, 22 และ 26 มิลลิเมตร. อัตราส่วนการบิดเท่ากับ 3, 4 และ 5 พบว่า การติดตั้ง แผ่นไบบิตช่วย เพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนเมื่อเทียบ กับท่อผิวเรียบได้ถึงร้อยละ 36-48 และร้อยละ 33-39 สำหรับความกว้างแผ่นไบบิตที่ 26 และ 22 มิลลิเมตร. ตามลำดับ

11.2.1 แผ่นใบปิดแบบปรับเปลี่ยนความยาว ระยะพิตช์ และการสลับแกน

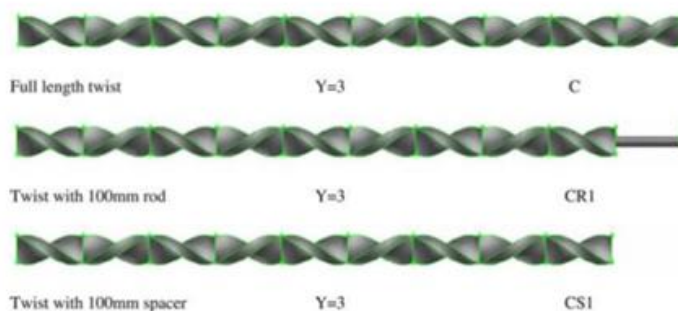
แผ่นใบปิดแบบทั่วไป เป็นชนิดแผ่นใบปิดที่มีการ เปลี่ยนโครงสร้าง โดยปรับค่า ความยาว ระยะพิตช์และ การสลับแกนของแผ่นใบปิดงานวิจัยที่นำแผ่นใบปิดแบบ นี้ไปทดสอบ และประยุกต์ใช้งาน มีดังนี้



ภาพประกอบ 13 แผ่นใบปิดทดสอบของ Eiamsa-ard และคณะ (2009) [11]

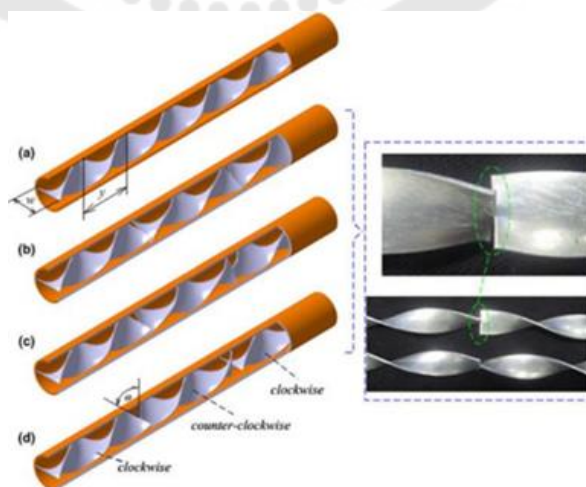
Eiamsa-ard และคณะ (2009) (11) ศึกษาเชิงทดลองอิทธิพล ของความยาวแผ่น ใบปิดแบบสั้นต่อการถ่ายเทความร้อน และการสูญเสียความดันในท่อกลม ภายใต้เงื่อนไขการให้ ความร้อนแบบ ฟลักซ์ความร้อนคงที่ ในช่วงเลขเรย์โนลด์ ตั้งแต่ 4,000 ถึง 20,000 โดยแผ่นใบปิด ดังแสดงในภาพประกอบที่ 34 มีอัตราส่วนความยาว ($LR = l_s/l_f$) เท่ากับ 0.29, 0.430.57 และ 1.00 อัตราส่วนการปิดคงที่เท่ากับ 4.0 พบว่า การใช้แผ่นใบปิดแบบสั้น $LR = 0.29, 0.43$ และ 0.57 ให้การถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานน้อย กว่าแผ่นใบปิดแบบเต็มช่วงที่ $LR = 1.00$ เท่ากับร้อยละ 14, 9.5 และ 6.7, ร้อยละ 21.0, 15.3 และ 10.5 ตามลำดับ ประสิทธิภาพ สมรรถนะทางความร้อนของการ ใช้แผ่นใบปิดแบบสั้นให้ค่าต่ำกว่าแบบเต็มช่วง

Jaisankar และคณะ (2009) (12) ศึกษาเชิงทดลองการ ถ่ายเทความร้อนและตัว ประกอบเสียดทานของเครื่องทำ น้ำร้อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ระบบเทอร์โมไฮฟอน ด้วยการใช้ แผ่นใบปิดแบบสลับซ้าย-ขวา แบบมีแท่งแกน และตัวเว้นช่วง ความยาว 100, 200 และ 300 มม. ที่อัตราส่วนการปิด 3 และ 5 ดังแสดงในภาพประกอบที่ 14 พบว่า การใช้แผ่นใบปิดแบบมีแกน และตัวเว้นช่วงให้ค่า เลขนัสเซลท์ ลดลงเมื่อเปรียบเทียบกับแบบเต็มช่วง เท่ากับร้อยละ 11 และ 19 ตามลำดับ ตัวประกอบเสียด ทานให้ค่าลดลงเมื่อเปรียบเทียบกับแบบเต็มช่วงเท่ากับ ร้อยละ 18 และ 29 ตามลำดับ และค่าสมรรถนะทางความ ร้อนของแผ่นปิดแบบมีแกนและตัวเว้นช่วงให้ คำน้อยกว่า แบบเต็มช่วง



ภาพประกอบ 14 แผ่นบิดทดสอบของ Jaisankar และคณะ (2008) (12)

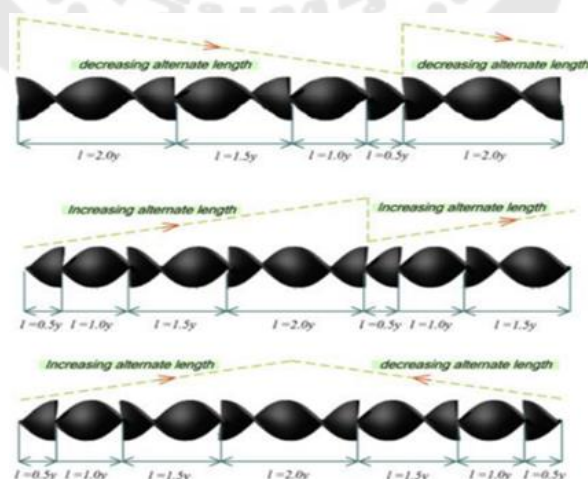
Eiamsa-ard และ Promvong (2010) (13) ศึกษาเชิงทดลอง การถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในท่อกลมที่ ติดตั้งแผ่นบิด โดยแผ่นบิด ดังแสดงในภาพประกอบที่ 15 มี 2 แบบ คือ แบบทั่วไปและแบบเปลี่ยนแกนตามและทวน เข็มนาฬิกาสลับกัน (C-CC) ที่อัตราส่วนการบิด (y/w) เท่ากับ 3.0, 4.0 และ 5.0 มุมบิด (θ) เท่ากับ 30° , 60° และ 90° ทดสอบ ในช่วงเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 3,000 - 27,000 ใช้น้ำ เป็นของไหลทดสอบ พบว่า การติดตั้งแผ่น บิดแบบเปลี่ยนแกนตามและทวนเข็มนาฬิกาสลับกันให้ ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นตาม การลดลงของ อัตราส่วนการบิดและการเพิ่มขึ้นมุมบิด โดยค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแบบ ทั่วไปร้อยละ 12.8-41.9 และสูงกว่า ท่อผิวเรียบร้อยละ 27.3-90.5 และให้ค่าสมรรถนะทาง ความร้อนสูงสุดที่ $y/w = 3.0$, (θ) = 90°



ภาพประกอบ 15 การติดตั้งแผ่นบิดแบบเปลี่ยนแกนตามและทวนเข็มนาฬิกา
ของ Eiamsa-ard และ Promvong (2010) (13)

Wongcharee and Eiamsa-ard (2011) (14) ศึกษาเชิง ทดลองแผ่นไบบิดแบบ สลับแกน (TA) ในช่วงการไหล แบบราบเรียบ ในช่วงเลขเรย์โนลด์ตั้งแต่ 830 ถึง 1,990 ที่อัตรา การบิด (y/W) เท่ากับ 3, 4 และ 5 พบว่า การ ติดตั้งแผ่นไบบิดแบบสลับแกนส่งผลให้เลขนัสเซิลท์ ตัว ประกอบเสียดทานและตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อนมีค่าสูงกว่าการใช้งานแผ่นไบบิด แบบทั่วไป (TT) โดย ให้ค่าสมรรถนะทางความร้อนสูงสุดเมื่อใช้แผ่นไบบิดแบบ สลับแกนที่อัตราการ บิดเท่ากับ 3

Eiamsa-ard และคณะ (2011) (15) ศึกษาการเพิ่ม สมรรถนะทางความร้อนใน ท่อกลมโดยใช้แผ่นไบบิดแบบ สลับแกน ที่อัตราส่วนของความยาวส่วนสลับต่อความ ส่วนการบิด (l/y) เท่ากับ 0.50, 1.00, 1.50 และ 2.00 แผ่นไบบิดแบบสลับแกนมี 2 แบบ คือ แบบความยาวส่วน สลับเท่ากัน (TAs) และความยาวส่วนสลับไม่เท่ากัน (NTAs) ดังแสดงในภาพประกอบที่ 40 ทดสอบในช่วงเลขเรย์โนลด์ ตั้งแต่ 5,000 ถึง 21,500 พบว่า แผ่นไบบิดแบบความยาว ส่วนสลับ เท่ากันและความยาวส่วนสลับไม่เท่ากันให้ค่า เลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าแผ่น ไบบิด แบบทั่วไป โดยเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทานให้ ค่าเพิ่มขึ้นตามการลดลงของความ ยาวส่วนสลับ (l) การ ใช้แผ่นไบบิดแบบความยาวส่วนสลับไม่เท่ากันการ แปรเปลี่ยนของค่าเลข นัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทาน เป็นผลมาจากความยาวส่วนสลับมากกว่าการเปลี่ยนแปลง ความยาว การใช้งานแผ่นไบบิดแบบ TA ที่ $l/y = 0.5$ ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนและตัว ประกอบ สมรรถนะทางความร้อนสูง

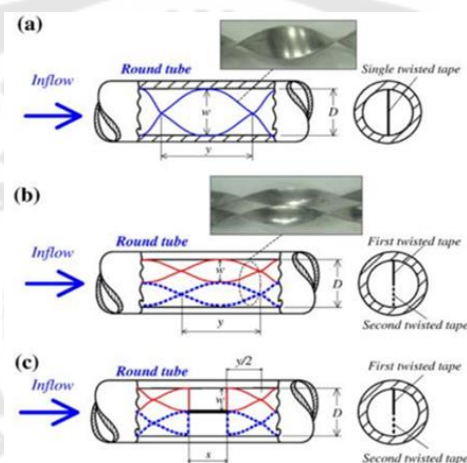


ภาพประกอบ 16 แผ่นไบบิดแบบสลับแกนความยาวไม่เท่ากัน (N-TA)

ของ Eiamsa-ard และคณะ (2011) (15)

11.2.2 แผ่นใบปิดแบบใช้งานหลายแผ่น

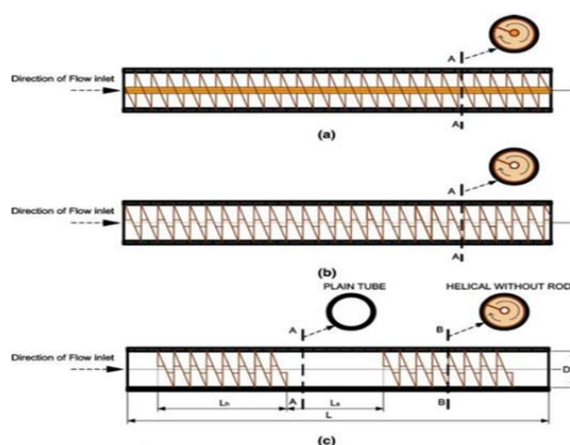
Eiamsa-ard และคณะ(2010) (16) ศึกษาเชิงทดลองเพื่อ เปรียบเทียบผลของการใช้งานแผ่นใบปิดแบบใช้แผ่น เดียวและแบบใช้สองแผ่นในท่อกลม ภายใต้เงื่อนไขการ ให้ความร้อนแบบฟลักซ์ความร้อนคงที่ ในช่วงเลขเรย์ โนลด์ตั้งแต่ 4,000 ถึง 19,000 แผ่นใบปิด มีอัตราส่วน การปิดเท่ากับ 3, 4 และ 5 และอัตราส่วนช่องว่างเท่ากับ 0.75, 1.50 และ 2.25 ดังแสดงในภาพประกอบที่ 17 พบว่า การใช้ งานแผ่นใบปิดแบบคู่ให้การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแผ่น เดียว เลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้ม เพิ่มขึ้นตามการลดลงของอัตราส่วนการปิด ค่าสมรรถนะ ทางความร้อนแบบเว้นช่องว่างจะให้ค่าต่ำกว่าแบบเต็มช่วง



ภาพประกอบ 17 แผ่นใบปิดและท่อทดสอบของ Eiamsa-ard และคณะ (2010) [16]

11.2.3 แผ่นใบปิดแบบมีแกน (rod) และตัวเว้นช่อง (spacer)

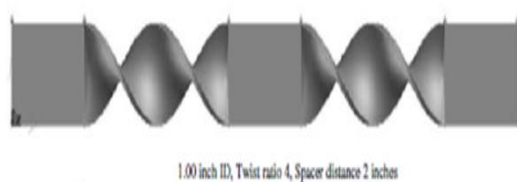
Eiamsa-ard และ คณะ(2005) (17) ศึกษาเชิงทดลอง อิทธิพลของแผ่นใบปิดแบบเกลียวต่อการเพิ่มสมรรถนะ ทางความร้อน การทดสอบติดตั้งแผ่นใบปิดแบบเกลียว 3 รูปแบบ คือ แผ่นใบปิดเต็มช่วงแบบมีแกน แผ่นใบปิด แบบทั่วไป (ไม่มีแกน) และแผ่นใบปิดแบบ ตัวเว้นช่อง ดัง แสดงในภาพประกอบที่ 18 พบว่า เมื่อใช้แผ่นใบปิดเต็มช่วงแบบมี แกนจะส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูงสุดเมื่อ เทียบกับท่อผิวเรียบเพิ่มขึ้นเท่ากับร้อยละ 160 สำหรับ การ ใช้แผ่นใบปิดเต็มช่วงอย่างเดียวเมื่อเทียบกับท่อผิว เรียบให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยเพิ่มขึ้นเท่ากับร้อยละ 150 และสำหรับการใช้แผ่นใบปิดแบบตัวเว้นช่องที่ ระยะช่องว่างเท่ากับ 0.5 เมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบให้ค่า การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยเพิ่มขึ้นเท่ากับร้อยละ 145



ภาพประกอบ 18 การติดตั้งแผ่นใบบิดแต่ ละแบบ (a) แผ่นใบบิดเต็มช่วงแบบมีแกน (b) แผ่นใบบิดแบบทั่วไปและ (c) แผ่นใบบิด แบบตัวเว้นช่วง ของ Eiamsa-ard และคณะ (2005) (17)

Jaisankar และคณะ (2009) (18) ศึกษาเชิงทดลองผลของ กรดติดตั้งแผ่นใบบิดแบบมีแกนและตัวเว้นช่วงในระบบ ทำ น้ำร้อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์แบบเทอร์โมไฮฟอนที่ ระยะจากขอบเท่ากับ 100, 200 และ 300 มิลลิเมตร. ที่ อัตราส่วนการบิดเท่ากับ 3 และ 5 พบว่า เมื่อเปรียบเทียบกับแผ่นใบบิดแบบเต็ม แผ่นใบบิดแบบมีแกนให้ เลขนัสเซิลท์ต่ำสุดของการทดสอบ ส่วนแผ่นใบบิดแบบ ตัวเว้นช่วงให้ผลของเลขนัสเซิลท์ไม่ต่างกันมากนัก ตัว ประกอบเสียดทานเมื่อใช้แผ่นใบบิดแบบตัวเว้นช่วงทำให้ ค่าลดลงมากที่สุดและสมรรถนะทางความร้อนโดยรวมของการใช้แผ่นใบบิดแบบมีแกนให้ค่าสูงกว่าการใช้แผ่นใบบิด แบบตัวเว้นช่วง

Krishna และคณะ (2009) (19) ศึกษาเชิงทดลองการถ่ายเท ความร้อนในท่อกลมโดยใช้แผ่นใบบิดแบบตัวเว้นช่วง ดังแสดงในภาพประกอบที่ 19 พบว่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน เพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของเลขเรย์โนลด์และการลดลงของ ระยะช่องว่าง ให้ค่าสมรรถนะทางความร้อนสูงสุดที่เลข เรย์โนลด์ 2,550



ภาพประกอบ 19 แผ่นใบบิดทดสอบของ Krishna และคณะ (2009) (19)

Bas และ Ozceyhan (2012) (20) ศึกษาเชิงทดลองการ ถ่ายเทความร้อนและ ความเสียดทานการไหลในท่อกลมที่ ติดตั้งตัวสร้างการหมุนวนแบบแผ่นใบพัด ดังแสดงใน ภาพประกอบที่ 20 มีอัตราส่วนการบิด (y/D) เท่ากับ 2.0, 2.5, 3.0, 3.5 และ 4.0 อัตราส่วน ช่องว่าง (c/D) เท่ากับ 0.0178 และ 0.0357 ในช่วงเลขเรย์โนลด์ตั้งแต่ 5,132 ถึง 24,989 ใช้ อากาศเป็นของไหลทดสอบ พบว่า การถ่ายเทความร้อน เพิ่มขึ้นตามการลดลงของอัตราส่วน ช่องว่างและอัตราส่วน การบิด มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามเลขเรย์โนลด์ที่ เพิ่มขึ้น ที่ $c/D = 0.0178$ และ $y/D = 2$ เลขเรย์โนลด์เท่ากับ 5,183 ให้ค่าสมรรถนะทางความร้อนสูงสุดเท่ากับ 1.756 ซึ่งเป็น เลข เรย์โนลด์ค่าต่ำสุด



ภาพประกอบ 20 แผ่นใบพัดของ Bas and Ozceyhan (2012) [20]

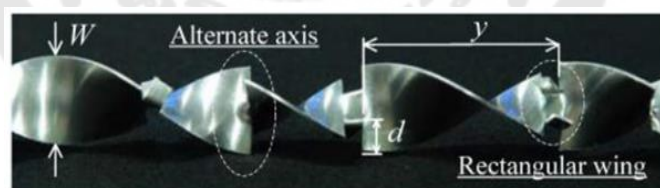
11.2.4 แผ่นใบพัดแบบติดครีป

Eiamsa-ard และคณะ (2010) (21) ศึกษาเชิงทดลองผล ของแผ่นใบพัดแบบ มีปีกและสลักแกน (WT-A) ดังแสดง ในภาพประกอบที่ 21 ใช้น้ำเป็นของไหลทดสอบ ในช่วงเลข เรย์ โนลด์ตั้งแต่ 5,200 ถึง 22,000 แผ่นใบพัดมี 4 แบบ คือ แผ่นใบพัดแบบมี ปีก (WT), แผ่นใบ พัดแบบสลักแกน (TA), แผ่นใบพัดแบบมีปีกและสลักแกน (WT-A) และแผ่นใบพัดแบบทั่วไป (TT) ที่ความยาวการบิดคงที่ (y) เท่ากับ 57 มม. อัตราการบิด (y/w) เท่ากับ 3.0 ปีก มีมุม ปะทะ (β) = 43° , 53° และ 74° พบว่า อัตราการถ่ายเท ความร้อนของแผ่นใบพัดแบบ WT-A ให้ค่าสูงกว่าแบบ WT, T-A และท่อผิวเรียบ ตามลำดับ อัตราการถ่ายเท ความร้อนเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของมุม ปะทะ การ ประยุกต์ใช้งานแผ่นใบพัดแบบมีปีกและสลักแกนที่มุม ปะทะ 74° ให้ค่าตัวประกอบ สมรรถนะทางความร้อน อัตราการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทาน สูงสุดในการ ทดสอบนี้



ภาพประกอบ 21 แผ่นใบบิดทดสอบของ Eiamsa-ard และคณะ (2010) (21)

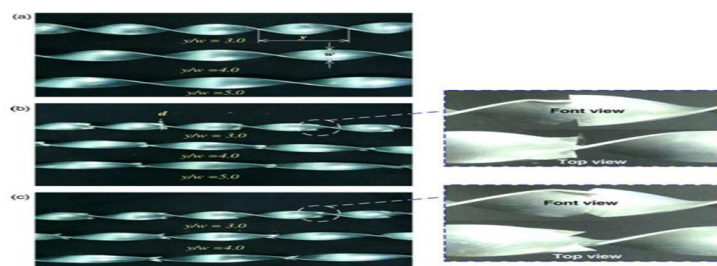
Eiamsa-ard และคณะ(2011) (22) ศึกษาการเพิ่มการ ถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานในท่อกลม โดยใช้แผ่นใบบิดแบบปีกสี่เหลี่ยม (TT-RWs) มี 2 แบบ คือ แบบทั่วไป (TT) และแบบเลือกแกนได้(TA) ดังแสดง ในภาพประกอบที่ 22 อัตราส่วนความลึกปีก (d/W) ค่าระหว่าง 0.1 ถึง 0.3 อัตราส่วนการบิด (y/W) = 4.0 ในช่วงเลขเรย์ โนลด์ตั้งแต่ 5,500 ถึง 20,200 โดยใช้น้ำเป็นของไหล ทดสอบ พบว่า การใช้แผ่นใบบิดแบบปีกสี่เหลี่ยมที่ $d/W = 0.3$ ให้ค่า เลขนัสเซิลท์สูงสุด ให้ค่าการถ่ายเทความร้อน สูงกว่าท่อผิวเรียบประมาณร้อยละ 100 และค่าตัว ประกอบประสิทธิภาพทางความร้อนเท่ากับ 1.36



ภาพประกอบ 22 แผ่นใบบิดแบบปีกสี่เหลี่ยมของ Eiamsa-ard และคณะ(2011) (22)

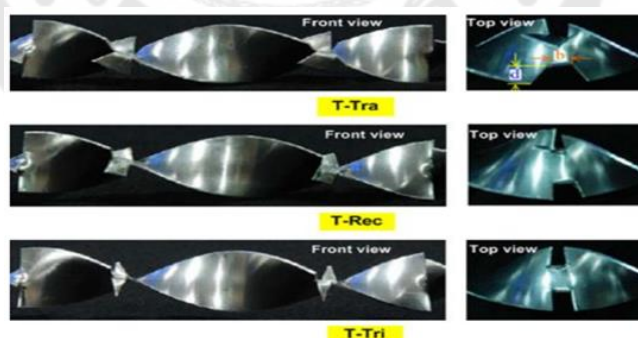
Eiamsa-ard และคณะ (2010) (23) ศึกษาเชิงทดลองการ ถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานการไหลและ สมรรถนะทางความร้อนโดยใช้แผ่นใบบิดแบบปีก สามเหลี่ยมเอียง (O-DWT) และปีกสามเหลี่ยมตรง (SDWT) ดังแสดงในภาพประกอบที่ 23 ที่อัตราส่วนการบิดเท่ากับ 3, 4 และ 5 อัตราความลึกการตัด (d/W) เท่ากับ 0.11, 0.21 และ 0.32 พบว่า แผ่นใบบิดแบบปีกสามเหลี่ยมให้ค่า เลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นตามการ ลดลงของ

อัตราส่วนการบิดและการเพิ่มขึ้นของระยะตัด ปีก โดยปีกสามเหลี่ยมแบบเอียงจะให้การถ่ายเทความร้อนดีกว่าแบบตรง



ภาพประกอบ 23 แผ่นใบบิดแบบปีกสามเหลี่ยม ของ Eiamsa-ard และคณะ (2010) (23)

Wongcharee และคณะ (2011) (24) ศึกษาถึงผลของแผ่น ใบบิดแบบสลัแบน และมีปีก โดยปีกมี 3 รูปทรง คือ สามเหลี่ยม สี่เหลี่ยมและสี่เหลี่ยมคางหมู ดังแสดงในภาพประกอบที่ 24 ที่อัตราส่วนการตัด (d/W) เท่ากับ 0.1, 0.2 และ 0.3 อัตราส่วนการบิดเท่ากับ 4 สลัแบนต่อเนื่องทุก 60 องศา พบว่า การใช้แผ่นใบบิดแบบสลัแบนและมีปีกให้การ ถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าแบบ ทัวไป ซึ่งการใช้แผ่นใบบิดแบบสลัแบนและมีปีกสี่เหลี่ยมคางหมูที่ $d/w = 0.3$ ให้ค่า สมรรถนะทางความร้อนสูงสุดเท่ากับ 1.42

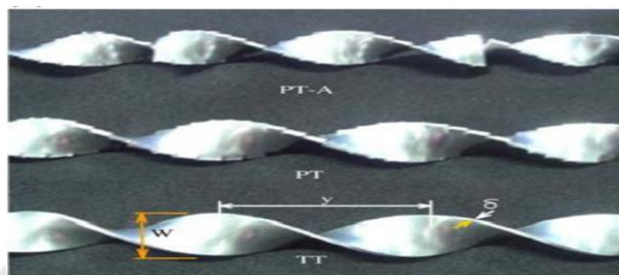


ภาพประกอบ 24 แผ่นใบบิดแบบสลัแบนและมีปีกของ Wongcharee และ คณะ (2011) (24)

11.2.5 แผ่นใบบิดแบบตัดช่อง เจาะรูและตัดบางส่วน

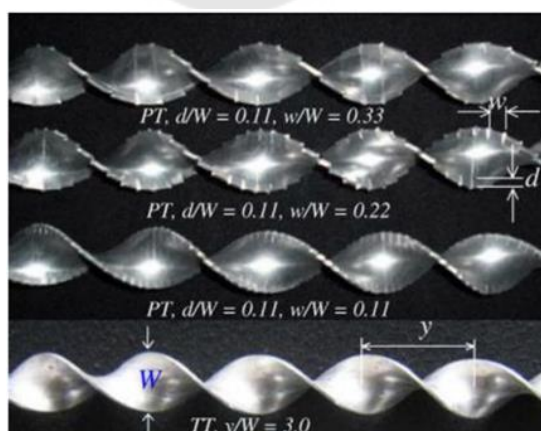
Seemawute และ Eiamsa-ard (2010) (25) ศึกษาเชิง ทดลองการไหลและการ เพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อ กลมที่ติดตั้งแผ่นใบบิดแบบตัดขอบและเปลี่ยนแกน (PTA) ดังแสดงในภาพประกอบที่ 25 ใช้น้ำเป็นของไหลทดสอบ ในช่วง เลขเรย์โนลด์ตตั้งแต่ 5,000 ถึง

20,000 แผ่นใบปิดมี 3 แบบ คือ แบบตัดขอบและเปลี่ยนแกน (PT-A), แบบตัด ขอบ (PT) และ แบบทั่วไป (TT) พบว่า แผ่นใบปิดแบบ PTA, PT และ TT ให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่า ท่อ ผิวยเรียบเฉลี่ยเท่ากับร้อยละ 184, 102 และ 57 ตามลำดับ และให้ค่าสมรรถนะทางความร้อนสูงสุด เท่ากับ 1.25, 1.11 และ 1.02 ตามลำดับ



ภาพประกอบ 25 แผ่นใบปิดแบบตัดขอบและเปลี่ยนแกนของ Seemawute และ Eiamsa-ard (2010) (25)

Eiamsa-ard และคณะ (2010) (26) ศึกษาเชิงทดลองการ ถ่ายเทความร้อน การ สูญเสียความดันและตัวประกอบ สมรรถนะทางความร้อนโดยใช้แผ่นใบปิดแบบตัดขอบ ดัง แสดง ในภาพประกอบที่ 26 อัตราส่วนการปิดเท่ากับ 3 อัตราส่วน ความลึก (d/W) เท่ากับ 0.11, 0.22 และ 0.33 อัตราส่วน ความกว้าง (w/W) เท่ากับ 0.11, 0.22 และ 0.33 พบว่า การใช้แผ่นใบปิด แบบตัดขอบให้ค่าการถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบเสียดทานมากกว่าแบบทั่วไป ซึ่ง สมรรถนะทางความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของ อัตราส่วนความลึกและการลดลงของ อัตราส่วนความกว้าง



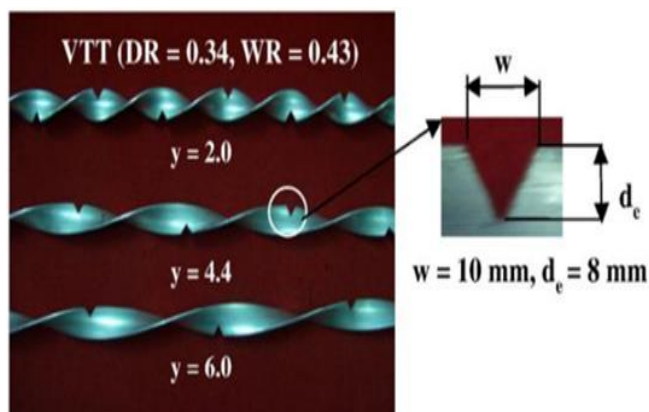
ภาพประกอบ 26 แผ่นใบปิดแบบตัดขอบของ Eiamsa-ard และคณะ (2010) (26)

Murugesan และคณะ (2010) (27) ศึกษาการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทานและตัวประกอบสมรรถนะทาง ความร้อนภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นโดยใช้แผ่นไบบิตแบบ ตัดรูปสี่เหลี่ยม ดังแสดงในภาพประกอบที่ 27 ที่อัตราส่วนการบิดเท่ากับ 2.0, 4.4 และ 6.0 ในรูปเลข เรย์โนลด์ตั้งตั้งแต่ 2,000 ถึง 12,000 พบว่า การใช้แผ่นไบ บิตแบบ ตัดรูปสี่เหลี่ยมให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ตัว ประกอบเสียดทานและตัวประกอบสมรรถนะทาง ความร้อนสูงกว่าแบบทั่วไป



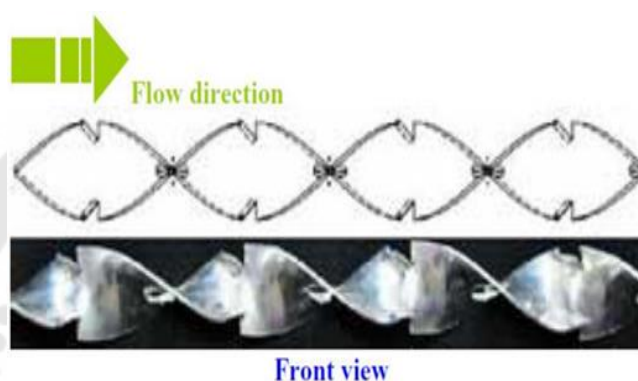
ภาพประกอบ 27 แผ่นไบบิตแบบตัดรูปสี่เหลี่ยมของ Murugesan และคณะ (2010) (27)

Murugesan และคณะ (2011) (28) ศึกษาผลของแผ่นไบบิต แบบตัดรูปตัววี (VTT) ดังแสดงในภาพประกอบที่ 28 ต่อค่าการ ถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทานและตัว ประกอบ สมรรถนะทางความร้อน ที่อัตราส่วนการบิดเท่ากับ 2.0, 4.4 และ 6.0 เมื่อ $DR = 0.34$ และ $WR = 0.43$, $DR = 0.34$ และ $WR = 0.34$, $DR = 0.43$ และ $WR = 0.34$ พบว่า การใช้แผ่นไบ บิตแบบตัดรูปตัววีให้ค่าเลขนัสเซิลท์ และตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นตามการลดลงของ อัตราส่วนการบิด อัตราส่วนความกว้างและตามการ เพิ่มขึ้นของอัตราส่วนความลึก



ภาพประกอบ 28 แผ่นไบบิตแบบตัดรูปตัววีของ Murugesan และคณะ (2011) (28)

Thianpong และคณะ (2012) (29) ศึกษาเชิงทดลองการ ถ่ายเทความร้อนและการสูญเสีย ความดันในท่อกลมเมื่อ ติดตั้งแผ่นใบพัดแบบเจาะรูและมีปีก (PTT) ดังแสดงใน ภาพประกอบที่ 29 ในช่วงเลข เรย์โนลด์ ตั้งแต่ 5,500 ถึง 20,500 ที่ อัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางรู (d/W) เท่ากับ 0.11, 0.33 และ 0.55 อัตราส่วนความลึกปีก (w/W) เท่ากับ 0.11, 0.22 และ 0.33 พบว่า การติดตั้งแผ่นใบพัดให้ค่า สมรรถนะทาง ความร้อนเฉลี่ยเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบเท่ากับร้อยละ 208 และ 190 สำหรับแผ่นใบพัดแบบ เจาะรูมีปีก (PTT) และแบบทั่วไปตามลำดับ และเมื่อใช้ แผ่นใบพัดแบบ PTT ที่ $d/W = 0.11$ และ $w/W = 0.33$ ให้ตัว ประกอบประสิทธิภาพทางความร้อนรวมเท่ากับ 1.32 ที่ เลขเรย์โนลด์ค่าต่ำสุด



ภาพประกอบ 29 แผ่นใบพัดแบบเจาะรูและมีปีกของ Thianpong และคณะ (2012) (29)

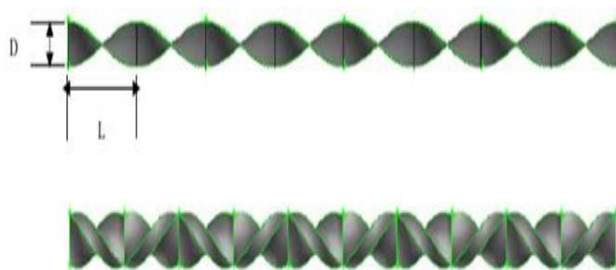
Bhuiya และคณะ (2013) (30) ศึกษาเชิงทดลองการถ่ายเท ความร้อน การสูญเสียความดันและตัวประกอบสมรรถนะ ทางความร้อนโดยใช้แผ่นใบพัดแบบเจาะรู ดัง แสดงในภาพประกอบที่ 30 ที่ ความพรุน (R_p) เท่ากับร้อยละ 1.6, 4.5, 8.9 และ 14.7 ในช่วงเลข เรย์โนลด์ ตั้งแต่ 7,200 ถึง 49,800 ใช้ อากาศเป็นของไหลทดสอบ พบว่า การใช้แผ่นใบพัดแบบ เจาะรูให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียด ทานสูงมากกว่าท่อผิวเรียบ ค่าเลขนัสเซิลท์ ตัวประกอบ เสียดทานและสมรรถนะทางความร้อนเมื่อเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบสูงกว่าคิดเป็น ร้อยละ 110-340, 110-360 และ 28-59 ตามลำดับ



ภาพประกอบ 30 แผ่นใบพัดแบบเจาะรูของ Bhuiya และคณะ (2013) (30)

11.2.6 แผ่นใบปิดแบบเกลียว, สลับซ้าย-ขวา

Jaisankar และคณะ (2011) (31) ศึกษาเชิงทดลองการ ถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทานและสมรรถนะทาง ความร้อนของระบบทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบเทอร์โมไซฟอนโดยใช้แผ่นใบปิดแบบเกลียวและสลับ ซ้าย-ขวา ที่อัตราส่วนการบิดเท่ากับ 3 ดังแสดงในภาพประกอบที่ 31 พบว่า เมื่อใช้แผ่นใบปิดแบบเกลียวและสลับซ้าย-ขวา ให้ค่าสมรรถนะทางความร้อนสูงกว่าท่อผิวเรียบ



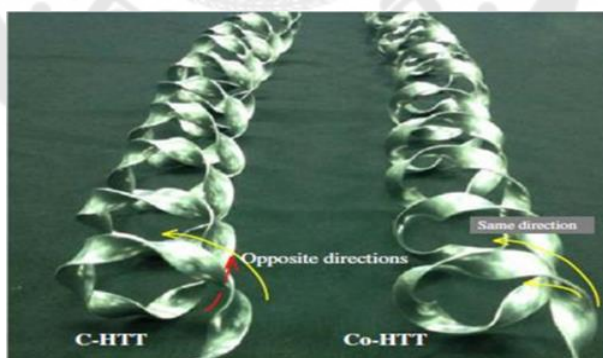
ภาพประกอบ 31 แผ่นใบปิดของ Jaisankar และคณะ (2011) (31)

Eiamsa-ard และคณะ (2012) (32) ศึกษาถึงวิธีการเพิ่ม การถ่ายเทความร้อน โดยใช้แผ่นใบปิดแบบเกลียว (Helically Twisted Tapes: HTTs) โดยแผ่นใบปิดแบบ เกลียวที่ มาจากแผ่นใบปิดทั่วไปนำมาบิดให้เป็นรูป เกลียว ดังแสดงในภาพประกอบที่32 ที่อัตราการบิด (y/W) เท่ากับ 2.0, 2.5 และ 3.0 อัตราพิตช์ของเกลียว (p/D) เท่ากับ 1.0, 1.5 และ 2.0 ในช่วงเลขเรย์โนลด์ตั้งแต่ 6,000 ถึง 20,000 พบว่า การใช้งานแผ่นใบปิดแบบเกลียวให้ค่า เลข นัสเซิลท์ และตัวประกอบเสียดทานน้อยกว่าแผ่นแบบ เกลียว (Conventional Helical Tape: CHT) แต่ให้สมรรถนะทางความร้อนที่สูงกว่า อัตราส่วนการถ่ายเท ความร้อนและตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น ตามการลดลงของอัตราส่วนการบิดและอัตรา ส่วนพิตช์ เกลียว แต่สมรรถนะทางความร้อนจะมีลักษณะตรงกัน ข้าม



ภาพประกอบ 32 แผ่นบิดแบบเกลียว (HTT) และแผ่นแบบเกลียว (CHT) ของ Eiamsa-ard และคณะ (2012) (32)

Nanan และคณะ (2013) (33) ศึกษาเชิงทดลองการเพิ่ม สมรรถนะทางความร้อนด้วยแผ่นบิดแบบเกลียวชนิด Co-HTT และ C-HTT ดังแสดงในภาพประกอบที่ 33 ที่อัตราส่วน ระยะพิทช์ระหว่าง 1.0 และ 2.0 โดยอัตราส่วนความกว้าง และ อัตราส่วนการบิดคงที่ค่าเท่ากับ 0.2 และ 3.0 ตามลำดับ ในช่วงเลขเรย์โนลด์ตั้งแต่ 6,000 ถึง 20,000 เงื่อนไขการให้ความร้อนแบบ ฟลักซ์ ความร้อนคงที่ พบว่า การใช้แผ่นบิด แบบ Co-HTT เมื่อเปรียบเทียบกับ การใช้แผ่นบิดแบบ C-HTT ให้ค่าเลขนัสเซิลท์และ ตัวประกอบเสียตทานต่ำกว่าแต่ให้ค่าตัวประกอบสมรรถนะ ทางความร้อนที่สูงกว่า

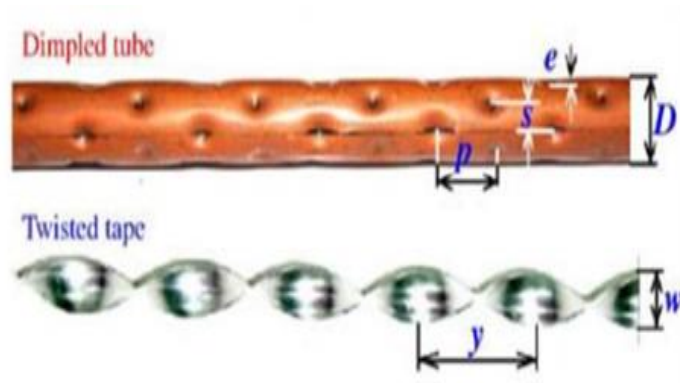


ภาพประกอบ 33 แผ่นบิดแบบเกลียวของ Nanan และคณะ (2013) (33)

11.2.7 แผ่นบิดแบบปรับแต่งพื้นผิว

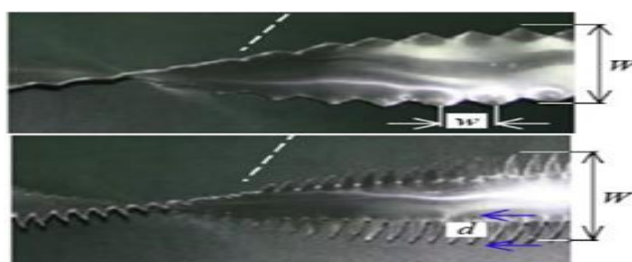
Thianpong และคณะ (2013) (34) ศึกษาถึงพฤติกรรม การถ่ายเทความร้อน และการสูญเสียความดันของการใช้แผ่น บิดในท่อกลมนูน (dimpled tube) ที่อัตราส่วนพิทช์

เท่ากับ 0.7 และ 1.0 อัตราการบิดเท่ากับ 3, 5 และ 7 ดังแสดงในภาพประกอบที่ 34 ใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบ ในช่วง เลขเรย์โนลด์ตั้งแต่ 12,000 ถึง 44,000 พบว่า การใช้ท่อ นุ่มร่วมกับแผ่นไบบิดให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัว ประกอบเสียดทานสูงกว่าท่อนุ่มอย่างเดียวและท่อผิวเรียบ สมรรถนะทางความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของ อัตราส่วนพิทซ์และการลดลงของ อัตราส่วนบิด



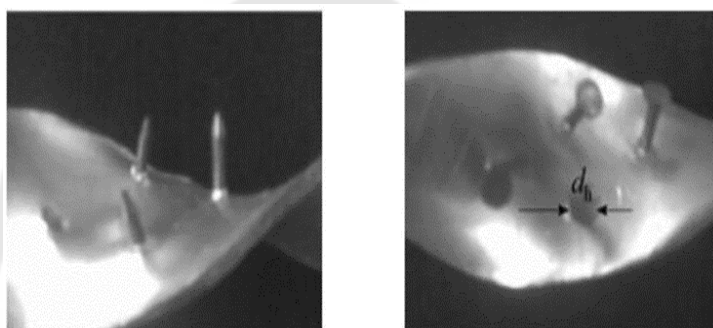
ภาพประกอบ 34 ท่อทดสอบและแผ่นไบบิดของ Thainpong และคณะ (2013) (34)

Eiamsa-ard และ Promvong (2010) (35) ศึกษาผลของ แผ่นไบบิดแบบขอบฟันเลื่อย (STT) ดังแสดงในรูปที่ 35 ต่อค่าการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดัน โดยพิจารณาที่ผลของอัตราส่วนความกว้างและอัตราส่วน ความลึกของขอบฟันเลื่อย ใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบในช่วงเลขเรย์โนลด์ตั้งแต่ 4,000 ถึง 20,000 พบว่า การใช้แผ่นไบบิดแบบขอบฟันเลื่อยให้ค่าการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทานและสมรรถนะทางความร้อนสูงกว่า แผ่นไบบิดแบบทั่วไป (TT) เลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นตามการ เพิ่มของอัตราส่วนความลึกและการลดลงของ อัตราส่วน ความกว้าง



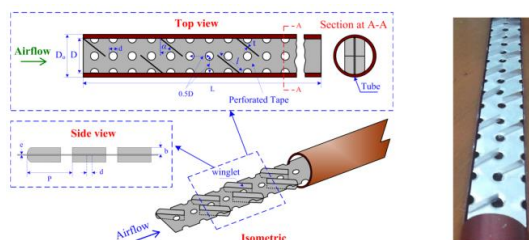
ภาพประกอบ 35 แผ่นไบบิดของ Eiamsa-ard and Promvong (2010) (35)

Murugesan และคณะ (2010) (36) ศึกษาเชิงทดลองผลการ ประยุกต์ใช้งานใช้ แผ่นใบปิดแบบเสียบตะปู (WN-TT) ดัง แสดงในภาพประกอบที่ 36 ต่อค่าของเลข นัสเซิลท์ ตัว ประกอบเสียดทานและตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อนในเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อสองชั้นเปรียบเทียบกับแผ่น ใบปิดทั่วไป (P-TT) ที่อัตราส่วนการบิดเท่ากับ 2.0, 4.4 และ 6.0 ใช้ น้ำเป็นของไหลทดสอบ ในช่วงเลขเรย์โนลด์ ตั้งแต่ 2,000 ถึง 12,000 พบว่า เลขนัสเซิลท์ตัว ประกอบ เสียดทานและตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อนของ การใช้แผ่นใบปิดแบบ WN-TT ให้ ค่าสูงกว่าแบบ P-TT



ภาพประกอบ 36 แผ่นใบปิดของ Murugesan และคณะ (2010) (36)

S. Suwannapan S. Skullong, P. Promvongse ศึกษาการทดลองเกี่ยวกับการ ถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นและลักษณะการสูญเสียความดันโดยใช้เทปแทรกกรูดซี่ป – winglet (ZW-PT) ในหลอดกลมมีผนังฟลักซ์ความร้อนสม่ำเสมอสำหรับอากาศปั่นป่วนไหล Reynolds หมายเลข (Re) จาก 4200 ไป 26,000 ในงานวิจัยชิ้นนี้ ZWPT มีมุมโจมตี winglet 45° ซึ่งถูกแทรก เข้าไปในท่อทดสอบที่มีอัตราส่วนของ winglet pitch ที่แตกต่างกัน ($P/D = PR = 1$ และ 1.5) และความกว้างของ winglet 4 หรืออัตราส่วนการอุดตัน ($b/D = BR = 0.1, 0.15, 0.2$ และ 0.25) ผลการทดลองของการถ่ายโอนความร้อนและการสูญเสียความดันเนื่องจากแรงเสียดทานสำหรับการ ขั้บเคลื่อนอากาศผ่านหลอดจะถูกนำเสนอในแง่ของจำนวน Nusselt (Nu) และปัจจัยเสียดทาน (f), ตามลำดับแสดงให้เห็นว่าการเพิ่มขึ้น Nu และ f เพิ่มขึ้นเมื่อ BR และ Re แต่ด้วยการลด PR Nu สำหรับหลอดแทรกอยู่ในช่วงของ 3.1 -5.1 เท่าของเส้นธรรมดาในขณะที่ f อยู่ที่ประมาณ 12.5-53.6 เท่า ในนอกจากนี้การใช้ ZW-PT กับ $PR = 1.0$ ทำให้อุณหภูมิเฉลี่ย (TEF) สูงกว่า $PR = 1.5$ ประมาณ 3-5%



ภาพประกอบ 37 แผ่นใบปิดของ S. Suwannapan และคณะ (2015) (37)

ดังนั้นจึง พบว่า งานวิจัยของ Wongcharee และ Eiamsa-ard (19) ให้ ค่าสมรรถนะทางความร้อนสูงถึง 5.25 รองลงมา คือ งานวิจัยของ Eiamsa-ard และคณะ (31) ให้ค่าสมรรถนะทางความร้อนเท่ากับ 4.88

จากรายงานการวิจัยข้างต้นพบว่าท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใส่ใบปิดสามารถเพิ่มประสิทธิภาพค่าสมรรถนะทางความร้อน และ การถ่ายเทความร้อนได้ดี การประยุกต์ใช้แผ่นใบปิดนั้นช่วยสร้างการไหลที่ปั่นป่วนส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มสูงขึ้น อัตราส่วนการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นตามการลดลงของอัตราส่วนการบิดและอัตราส่วนพิทซ์ ดังนั้นทางผู้วิจัยจึงได้นำเอาแนวคิดและวิธีการไปประยุกต์ใช้งานกับการออกแบบเครื่องทำน้ำร้อนแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมอาหาร โดยนำท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใส่ใบปิดของของ Wongcharee และ Eiamsa-ard (19) ใส่เข้าไปภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนและนำท่อใส่เข้าไปในท่อไฟหลักเพิ่มประสิทธิภาพให้กับหม้อต้มน้ำ เพื่อเปรียบเทียบกับหม้อต้มน้ำแบบวิธีเดิมโดยไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในท่อไฟ และนำไปประยุกต์ใช้ต่อไปในอนาคต ตาราง 3 สรุปผลงานวิจัยของการประยุกต์ใช้แผ่นใบปิดแบบต่าง ๆ

ผู้วิจัย	ลักษณะโครงสร้าง	Re	Nu/Nuo	f/fo	η
Kumar and Prasad [8]	แบบทั่วไป	4,000-21,000	1.3-2.7	1.8-2.3	-
Noothong et al.[9]	แบบทั่วไป	2,000-12,000	1.59-1.88	2.94-3.37	1.3-2.1
Sarada et al. [10]	แบบทั่วไป	6,000-13,500	1.33-1.48	1.17-1.18	1.32-1.39
Eiamsa-ard et al. [11]	แบบปรับเปลี่ยนความยาว	4,000-20,000	1.0-1.4	1.5-2.5	0.85-1.04
Jaisankar et al. [12]	แบบสลับแกน	100-1,600	-	-	-
Eiamsa-ard and Promvonge [13]	แบบสลับแกน	3,000-27,000	1.27-1.90	2.7-5.1	0.8-1.4
Wongcharee and Eiamsa-ard [14]	แบบสลับแกน	830-1990	2.0-12.10	3.9-14.0	1.05-5.25

ตาราง 3 (ต่อ)

ผู้วิจัย	ลักษณะโครงสร้าง	Re	Nu/Nuo	f/fo	η
Eiamsa-ard et al. [15]	แบบสลับก้านและปรับเปลี่ยนความยาว	5,000-21,500	1.30-1.55	2.5-10.0	0.8-1.4
Eiamsa-ard et al. [16]	แบบหลายแผ่น	4,000-19,000	1.40-1.54	1.3-1.6	0.99-1.11
Eiamsa-ard et al. [17]	แบบเกลียวและมีก้าน	2,300-8800	1.29-1.65	-	-
Jaisankar el at. [18]	แบบมีก้านและตัวเว้นช่วง	100-600	-	-	-
Krishna el at. [19]	แบบตัวเว้นช่วง	300-3,000	-	-	0.5-1.06
Bas and Ozceyhan[20]	แบบเว้นช่องว่าง	5,132-24,989	1.39-2.57	2.5-4.0	1.1-1.79
Eiamsa-ard et al. [21]	แบบมีปีกและสลับก้าน	5,000-22,000	1.6-2.8	4.4-8.4	0.9-1.4
Eiamsa-ard et al. [22]	แบบปีกสี่เหลี่ยม	5,000-20,200	1.78-2.00	1.46-4.18	0.85-1.36
Eiamsa-ard et al. [23]	แบบปีกสามเหลี่ยม	3,000-27,000	1.02-2.55	1.08-7.02	0.88-1.24
Wongcharee et al.[24]	แบบสลับก้านและมีปีก	5,500-20,200	1.2-2.82	2.8-8.02	1.05-1.42
Seemawute and Eiamsa-ard [25]	แบบตัดขอบและเปลี่ยนก้าน	5,000-20,000	1.5-2.84	6-11	0.8-1.25
Eiamsa-ard et al. [26]	แบบตัดขอบ	1,000-20,000	1.3-3.3	3.9-12.1	0.88-4.88
Murugesan et al. [27]	แบบตัดรูปสี่เหลี่ยม	2,000-12,000	1.49-1.92	2.5-5.2	1.09-1.2
Murugesan et al. [28]	แบบตัดรูปตัววี	3,000-11,000	1.79-3.17	10.3-26.7	1.02-1.18
Thianpong et al. [29]	แบบเจาะรูและมีปีก	5,500-20,500	1.05-3.08	5-13	0.71-1.32
Bhuiya et al. [30]	แบบเจาะรู	7,200-49,800	1.10-3.40	1.1-3.6	1.28-1.59
Jaisankar et al. [31]	แบบเกลียวและสลักซ้าย-ขวา	100-600	2.71-3.75	2.3-2.5	1.21-1.42
Eiamsa-ard et al. [32]	แบบเกลียว	6,000-20,000	1.7-2.75	5-47	0.6-1.29
Nanan et al. [33]	แบบเกลียว	6,000-20,000	1.68-3.25	4.1-36.7	0.83-1.29
	แผ่นใบพัดในท่อกลมมุม	12,000-44,000	1.66-3.03	5-6.31	-
Thianpong et al. [34]					
Eiamsa-ard and Promvonge [35]	แบบขอบฟันเลื่อย	4,000-20,000	1.32-1.72	2.47-3.33	0.96-1.17
Murugesan et al. [36]	แบบเสียบตะปู	2,000-12,000	1.47-1.98	3.22-4.26	1.11-1.33
Suwannapan S. Skullong, P. Promvonge [37]		4,000-26,000			

จากตารางที่ 3 แสดงสรุปงานวิจัยของกสรประยุกต์ใช้งานแผ่นโอบิดในแบบต่าง ๆ ตามชนิดของไหลทำงานโครงสร้างลักษณะของแผ่นโอบิด ช่วงเลขเรย์โนลด์ที่ใช้ทดสอบ โดยแสดงค่าเปรียบเทียบของช่วงค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานและตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อนของแต่ละงานวิจัยเพื่อเพิ่มความสะดวกสำหรับผู้ที่ต้องการนำไปประยุกต์ใช้งานพบว่า งานวิจัยของ Wongcharee และ Eiamsa-ard (14) ให้ค่าสมรรถนะทางความร้อนสูงถึง 5.25 รองลงมา คืองานวิจัยของ Eiamsa-ard และคณะ (26) ให้ค่าสมรรถนะทางความร้อนเท่ากับ 4.88 ซึ่งการนำไปประยุกต์ใช้งานกับระบบใด ๆ นั้นขึ้นอยู่กับเงื่อนไขของระบบว่าช่วงการทำงานอยู่ในช่วงของเลขเรย์โนลด์เท่าไรและมีของไหลทำงานเป็นสารชนิดใด เพื่อให้ได้ลักษณะการใช้งานตามวัตถุประสงค์และได้ค่าสมรรถนะทางความร้อนสูงสุด



บทที่ 3

การออกแบบอุปกรณ์ชุดทดลองและวิธีการทดลอง

1. การออกแบบอุปกรณ์และชุดทดลอง

ทางผู้จัดทำต้องการสร้างเครื่องทำน้ำร้อนแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมอาหารขึ้นมา โดยมีขอบเขตคือ ใช้ Stainless AISI 316 สามารถผลิตน้ำร้อนที่ระดับอุณหภูมิ 90°C มีอัตราการไหลสูงสุดที่ประมาณ 200 ลิตร / ชั่วโมง ซึ่งทางผู้จัดทำคิดว่า ขนาดของเครื่อง ไม่ควรใหญ่หรือเล็กไปเพื่อใช้ในการทดลอง และเคลื่อนที่ได้ข้อสรุป ดังนี้ ตัวถัง ไม่ควรสูงเกินระดับสายตา มีฐานและล้อ เพื่อให้เคลื่อนย้ายได้สะดวกมีขนาด 80 ลิตร, สูง 1.10 เมตร เนื่องด้วยข้อจำกัดของสแตนเลส คือทนความร้อนในอุณหภูมิที่สูงมากๆ ไม่ได้ จึงไม่สามารถนำแผ่นสแตนเลส ไปเข้าใกล้ไฟตรงๆ เพื่อนำความร้อนได้ จึงจะได้ท่อน้ำก๊าซ เป็นท่อที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนแทน โดยมีความยาว 1.0 เมตร รวมถึงความยาวของส่วนปลายที่ออกจากถังน้ำ 30 เซนติเมตร และมีเส้นผ่านศูนย์กลาง 10 เซนติเมตรใช้ Level Sensor ในการกำหนดระดับน้ำลดต่ำลงเพื่อปั๊มน้ำเข้าสู่ระบบใช้ Pressure Switch และ Safety valve ในการควบคุมแรงดัน ไม่ให้เกินที่กำหนด ซึ่งในที่นี้ตั้งไว้ที่ 2.5

1.1 Heat exchanger area

พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อน ซึ่งเป็นรูปทรงกระบอก โดยมีความต้องการเส้นผ่านศูนย์กลางทรงกระบอกขนาด 10 เซนติเมตร ยาว 1.0 เมตร ($A = 0.32$ ตารางเมตร) ต้องการจ่ายน้ำปริมาณ 200 ลิตร/ชั่วโมง (0.05 กิโลกรัม/วินาที) มีความเร็วของอากาศร้อนในท่อ ตามคำแนะนำ 2.5 เมตร/วินาที

$$\begin{aligned} Q &= Av \\ &= \pi r^2 v \\ &= \pi (0.05)^2 2.5 \text{ m}^2 \times \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{aligned}$$

$$Q = 0.01963 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m} = Q\rho \quad ; \text{ เมื่อ } \rho \text{ มีค่า } 1.164 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m} = (0.01963 \text{ m}^3/\text{s})(1.164 \text{ kg/m}^3)$$

$$\dot{m} = (0.023 \text{ kg/s})$$

$$\dot{m} = Q\rho \quad ; \text{ เมื่อ } \rho \text{ มีค่า } 1.164 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m} = (0.01963 \text{ m}^3/\text{s})(1.164 \text{ kg/m}^3)$$

กำหนดให้สแตนเลสมีค่า Overall heat transfer coefficients = $11.3 \text{ W/m}^2\text{K}$ และมีอุณหภูมิของของไหลร้อนทางเข้าที่ $1100 \text{ }^{\circ}\text{C}$ จากค่าดังกล่าวใช้วิธี ϵ -NTU ในการวิเคราะห์พื้นที่ถ่ายเทความร้อนและอุณหภูมิทางออกของของไหลร้อนที่ควรจะได้จากการใช้งานจริงที่ใกล้เคียงค่าสมมติที่สุด โดยสมมติให้อุณหภูมิทางออกเริ่มต้นที่ $850 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ได้ว่า

$$C_h = m_h C_{ph} \quad ; \text{ เมื่อ } C_{ph} \text{ มีค่า } 1.164 \text{ kJ/kg K}$$

$$= (0.023 \text{ kg/s})(1164 \text{ J/kg K})$$

$$C_h = 26.703 \text{ W/K}$$

$$C_c = m_c C_{pc} \quad ; \text{ เมื่อ } C_{pc} \text{ มีค่า } 4.185 \text{ kJ/kg K}$$

$$= (0.055 \text{ kg/s})(4185 \text{ J/kg K})$$

$$C_c = 230.175 \text{ W/K}$$

ดังนั้น $C_h = C_{\min}$ แทนค่า $C_{\min}$, U, A ลงในสมการ NTU ได้ว่า

$$\text{NTU} = \frac{AU}{C_{\min}}$$

$$= \frac{(0.32 \text{ m}^2)(11.3 \text{ W/m}^2\text{K})}{26.703 \text{ W/K}}$$

$$\text{NTU} = 0.135415$$

เมื่อได้ค่า NTU, $C_{\min}$, $C_{\max}$ นำไปหาค่า ϵ จากการไหลแบบขนานรูปแบบ Double pipe จากตาราง 2.1 ได้ว่า

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-\text{NTU}(1+C)]}{1+C}$$

$$\epsilon = 0.26336$$

ได้ค่า $Q_{\max}$ คือ

$$Q_{\max} = C_h(1373 - 303 \text{ K})$$

$$Q_{\max} = 28572.21 \text{ Watt}$$

ได้ค่า $Q_{\min}$ คือ

$$Q_{\min} = \epsilon Q_{\max}$$

$$Q_{\min} = 7524.094 \text{ Watt}$$

ได้ค่า $T_{h,out}$ คือ

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \\ T_{h,out} &= 818.2304 \text{ }^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

ได้ค่า $T_{c,out}$ คือ

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_h(T_{h,in} - T_{c,in})}$$

อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำที่เข้าถังคือ $60 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$T_{c,out} = 91.774 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

จากการคำนวณข้างต้น ได้ให้สมมติฐานอุณหภูมิทางออกที่ 850°C แต่การคำนวณได้ที่ $818.23 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ซึ่งต่างจากค่าสมมติ จึงต้องทำการคำนวณซ้ำโดยการลดอุณหภูมิและค่าสมบัติต่างๆลง สรุปได้ว่า ที่อุณหภูมิทางออกสมมติ $800 \text{ }^{\circ}\text{C}$ มีค่า $T_{h,out}$ จริงเท่ากับ $816.53 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ซึ่งมีค่าใกล้เคียงที่สุด ได้ $T_{c,out}$ เท่ากับ $91.739 \text{ }^{\circ}\text{C}$ นั่นคือ ในการใช้เครื่องจริงต้องปรับอุณหภูมิไอเสียที่ $816.53 \text{ }^{\circ}\text{C}$

1.2 ขนาดของตัวถัง

ต้องการความสูงของถัง 1 เมตร ความจุ 80 ลิตร มีท่อนำความร้อนตรงกลาง ซึ่งมีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 10 เซนติเมตร จะได้เส้นผ่านศูนย์กลางของถังบรรจุน้ำคือ

$$\begin{aligned}\text{Volume}_{\text{tank}} &= \pi r_1^2 L_1 - \pi r_2^2 L_2 \\ 0.08 \text{ m}^3 &= \pi r_1^2 L_1 - \pi ((0.05)^2 \text{ m}^2)(1.0 \text{ m}) \\ \pi r_1^2 l_1 &= 0.08 \text{ m}^3 + (7.85 \times 10^{-3} \text{ m}^3) \\ r_1 &= \sqrt{\frac{0.08785}{\pi \times 1.00}} \\ r_1 &= 0.167 \text{ เมตร} \\ r_1 &\approx 0.17 \text{ เมตร}\end{aligned}$$

1.3 ความหนาของภาชนะรับความดัน

ต้องการสร้างภาชนะรับความดันที่ 2.5 bar ใช้ Stainless AISI 316 ในการสร้างถังรับความดัน ในการออกแบบนั้นได้ออกแบบโดยยึดส่วนหนึ่งของมาตรฐาน ASME (American Society for Mechanical Engineers) ในส่วนของภาชนะรับความดันผนังบาง โดยมีข้อจำกัดบางส่วนคือ

1. การใช้ safety factor ลดอัตราส่วนของ tensile strength ลง โดยหารด้วย 3.5
2. ความหนาต่ำสุดของผนังไม่ว่าจะมีความจุของภาชนะเท่าใดหรือความดันเท่าใดคือ 2.54 มิลลิเมตร
3. พิจารณาสวนของการแตกตามแนวยาวและแนวเส้นรอบวง หากค่าใดมากกว่าให้ใช้ค่านั้นในการสร้างภาชนะ

จากสูตรการคำนวณของ ASME Code จะได้ว่า
พิจารณาการแตกตามแนวยาว

$$T_{\text{thickness}} = \frac{Pr}{S_T E - 0.6P}$$

เมื่อ $S_T = \text{Tensile Strength}/3.5 = 550/3.5 = 157.14 \text{ MPa}$
 $E = \text{ประสิทธิภาพการเชื่อม ในที่นี้ให้เท่ากับ } 1$

แทนค่าได้ว่า

$$T_{\text{thickness}} = \frac{(250 \text{ kPa}) \times (0.17)}{(157.14 \times 10^3 \text{ kPa})(1) - 0.6(250 \text{ kPa})}$$

$$T_{\text{thickness}} = 2.7 \times 10^{-4} \text{ เมตร}$$

พิจารณาการแตกตามแนวเส้นรอบวง

$$T_{\text{thickness}} = \frac{Pr}{2S_T E + 0.4P}$$

$$T_{\text{thickness}} = \frac{(250 \text{ kPa}) \times (0.17)}{(157.14 \times 10^3 \text{ kPa})(2)(1) + 0.4(250 \text{ kPa})}$$

$$T_{\text{thickness}} = 1.35 \times 10^{-4} \text{ เมตร}$$

พิจารณาการที่ส่วนเสดของภาชนะ

$$\begin{aligned}
 T_{\text{thickness}} &= \frac{PD}{2S_{TE}-0.2P} \\
 T_{\text{thickness}} &= \frac{(250 \text{ kPa}) \times (0.34)}{(157.14 \times 10^3 \text{ kPa})(2)(1) - 0.2(250 \text{ kPa})} \\
 T_{\text{thickness}} &= 2.71 \times 10^{-4} \text{ เมตร}
 \end{aligned}$$

พิจารณาในส่วนของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน โดย Tensile Strength จะลดลงตามอุณหภูมิที่มากขึ้น ซึ่งอุณหภูมิที่ 800 °C จะมีค่า Tensile Strength เท่ากับ 205 MPa

$$\begin{aligned}
 T_{\text{thickness}} &= \frac{Pr}{S_{TE}-0.6P} \\
 T_{\text{thickness}} &= \frac{(250 \text{ kPa}) \times (0.05)}{(58.57 \times 10^3 \text{ kPa})(1) - 0.6(250 \text{ kPa})} \\
 T_{\text{thickness}} &= 2.13 \times 10^{-4} \text{ เมตร}
 \end{aligned}$$

จากการคำนวณพบว่า ค่าดังกล่าวมีค่าน้อยกว่าค่าที่มาตรฐานกำหนด ดังนั้นเพื่อความปลอดภัย จึงเลือกใช้สแตนเลสหนา 3 มิลลิเมตรสำหรับตัวถัง และ 1 มิลลิเมตรสำหรับท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

1.4 ขนาดปั๊มน้ำ

ต้องการอัตราการสูบน้ำ 200 ลิตร/ชั่วโมง หรือ 5.55×10^{-5} ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที มีความสูงของถัง 1 เมตรและขาดัง 0.20 เมตร ซึ่งขณะเครื่องทำงานมีความดันภายในถังสูงสุดที่ 250 kPa (Gage)

$$\text{หาค่ากำลังปั๊ม ; } = \dot{v}\Delta P$$

$$P_{\text{pump}}$$

$$P_{\text{pump}} = (5.55 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s})(250-0 \text{ kPa})$$

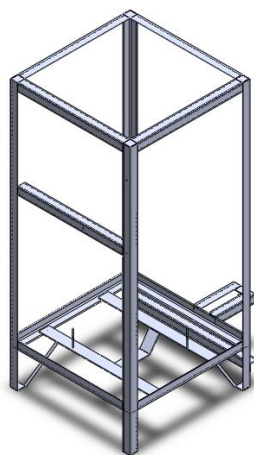
$$P_{\text{pump}} = 13.875 \text{ Watt} \quad (\text{เมื่อ } 1 \text{ hp} = 0.746 \text{ kW})$$

$$P_{\text{pump}} = 0.02 \text{ hp}$$

เลือกใช้ปั๊มขนาด 0.5 hp เนื่องจากอัตราการสูบน้ำเข้าเครื่องมีอัตราการสูบสูงถึง 15 ลิตร/นาที่ และสามารถเอาชนะแรงดันภายในถังเพื่อทำการสูบน้ำได้ ทำให้ไม่จำเป็นต้องใช้เวลานานในการเริ่มการใช้งานเครื่อง และในการใช้งาน มี Level Sensor เป็นตัวกำหนดคาบการทำงานให้ปั๊มทำการสูบเข้าเป็นระยะๆ จึงทำให้สามารถให้ปั๊มขนาดที่ใหญ่กว่าการคำนวณได้

1.5 โครงเหล็กรองรับเครื่องทำน้ำร้อน

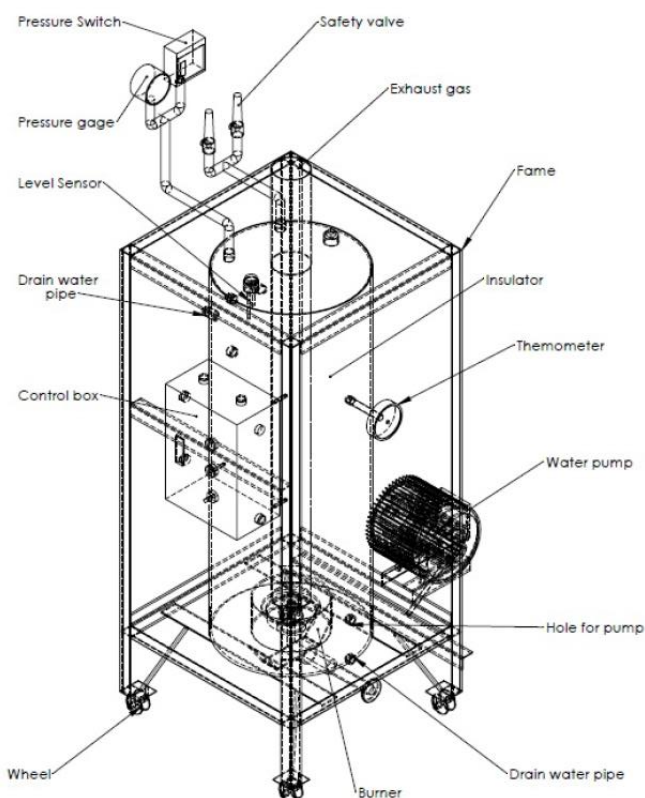
สำหรับเครื่องทำน้ำร้อนในขนาดข้างต้น เพื่อความสะดวกในการเคลื่อนย้าย จึงทำโครงเหล็กและติดล้อไว้สำหรับเคลื่อนที่ มีความสูงของโครง 1.15 เมตร และขาตั้ง 20 เซนติเมตร



ภาพประกอบ 38 โครงสำหรับเคลื่อนที่ของเครื่องทำน้ำร้อน

1.6 เซนเซอร์และภาพโดยรวมของเครื่อง

ใช้ Pressure switch และ Safety valve ในการควบคุมแรงดัน ไม่ให้เกินที่กำหนด ซึ่งในที่นี้ตั้งไว้ที่ 2.5 bar ดังภาพประกอบที่ 39



ภาพประกอบ 39 แสดงส่วนต่างๆและเซนเซอร์ของเครื่องทำน้ำร้อนแบบต่อเนื่อง

2. การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง

ในการศึกษาผลของการทำงานของเครื่องทำน้ำร้อนอัตโนมัติ เพื่อหาประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องและค่าต่างๆ ที่มีผลต่อการทำงานและประสิทธิภาพ เป็นการทำการทดลองและนำผลที่ได้มาวิเคราะห์หาแนวทางเพื่อหาประสิทธิภาพการทำงานที่ดีที่สุด ซึ่งจำเป็นต้องมีการจัดเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง โดยมีรายละเอียดต่างๆ ของอุปกรณ์ที่ใช้ดังนี้

2.1 ชุดทดลองเครื่องทำน้ำร้อนอัตโนมัติ

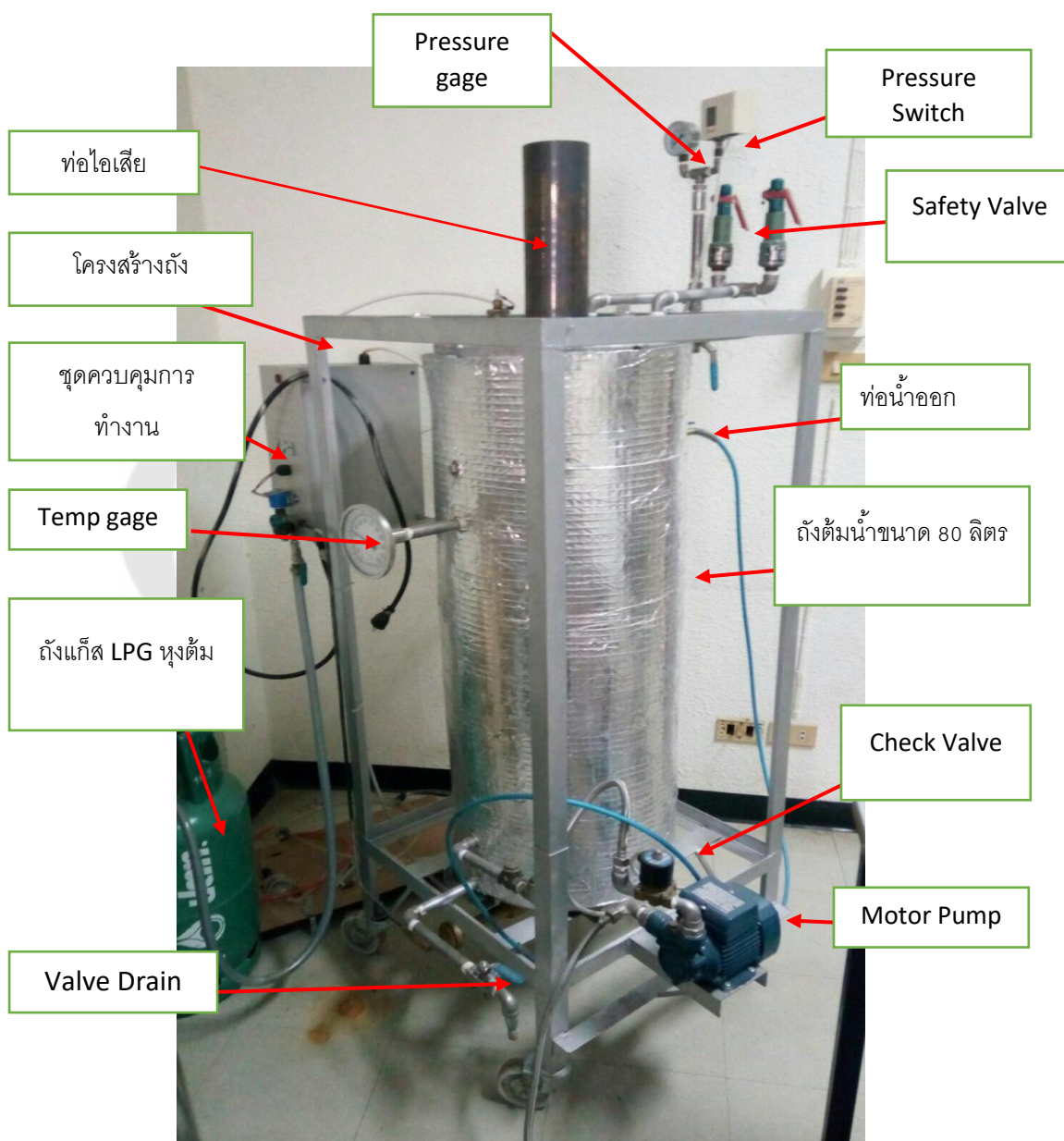
ชุดทดลองเครื่องทำน้ำร้อนอัตโนมัติ เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการต้มน้ำร้อนและจ่ายน้ำร้อน เพื่อให้ได้อุณหภูมิตามต้องการที่ระบุไว้ ภาพประกอบที่ 40 โดยที่สามารถผลิตน้ำร้อนที่ระดับอุณหภูมิประมาณ 90°C มีอัตราการไหลสูงสุดที่ประมาณ 200 ลิตรต่อชั่วโมง



ภาพประกอบ 40 ชุดทดลองเครื่องทำน้ำร้อนอัตโนมัติ

อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

1 อุปกรณ์ในการทดลอง



ภาพประกอบ 41 แสดงส่วนประกอบและอุปกรณ์ต่าง ๆ ของหม้อต้ม

3. อุปกรณ์ในการวัดอุณหภูมิ

3.1 เทอร์โมมิเตอร์ (Thermometer)

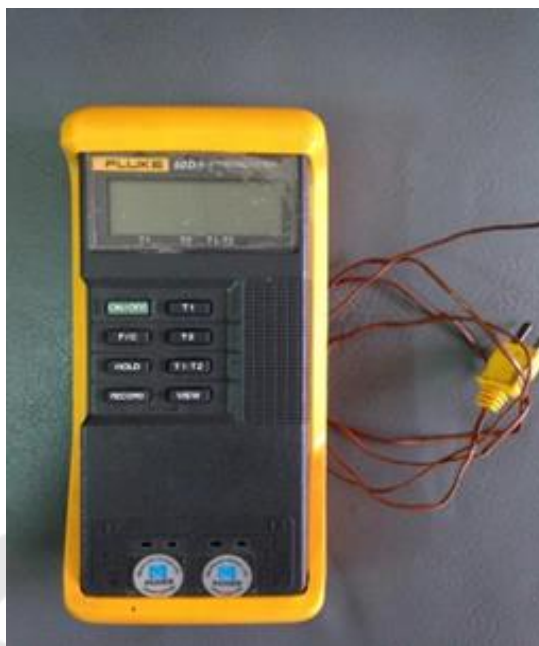
ใช้ในการวัดอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากท่อไอเสีย ดังภาพประกอบที่ 42



ภาพประกอบ 42 เทอร์โมมิเตอร์ A (Thermometer)

3.2 เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple)

เทอร์โมคัปเปิลคืออุปกรณ์วัดอุณหภูมิโดยใช้หลักการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิหรือความร้อนเป็นแรงเคลื่อนไฟฟ้า (emf) เทอร์โมคัปเปิลทำมาจากโลหะตัวนำที่ต่างชนิดกัน 2 ตัว ที่มีความแตกต่างกันทางโครงสร้างของอะตอมนำมาเชื่อมต่อปลายทั้งสองเข้าด้วยกันที่ปลายด้านหนึ่งเรียกว่าจุดวัดอุณหภูมิ ส่วนปลายอีกด้านหนึ่งปล่อยเปิดไว้เรียกว่าจุดอ้างอิงหากจุดวัดอุณหภูมิและจุดอ้างอิงมีอุณหภูมิต่างกันก็จะทำให้มีการนำกระแสในวงจรทั้งสองข้างดังแสดงในภาพประกอบที่ 43



ภาพประกอบ 43 เทอร์โมคัปเปิล B (Thermocouple)

3.3 เครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย

เครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย TESTO 350 เป็นเครื่องมือที่ใช้วัดความหนาแน่นของ HC, CO, CO₂, O₂ และ NO ในแก๊สไอเสีย ดังภาพประกอบที่ 44



ภาพประกอบ 44 เครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย TESTO-350

3.4 อุปกรณ์ควบคุมการทำงานและความปลอดภัย

ตู้ควบคุมการทำงาน ตู้ควบคุมการทำงานใช้ในการควบคุมการทำงานของเครื่องในด้านต่าง ๆ ได้แก่การเปิดและปิดการทำงานของเครื่องต้มน้ำร้อนอัตโนมัติในอุตสาหกรรมอาหาร การทำงานของปั้มน้ำ การควบคุมแก๊ส LPG และการจุดระเบิดของหัวแก๊สดังแสดงในภาพประกอบที่ 45



ภาพประกอบ 45 ตู้ควบคุมการทำงาน

3.5 สวิตช์ควบคุมความดัน (Pressure Switch)

สวิตช์ควบคุมความดันมีหลักการทำงาน คือ ทำหน้าที่ในการตัดและต่อวงจรไฟฟ้าให้มอเตอร์ทำงานและหยุดทำงานโดยอัตโนมัติโดยอาศัยความดันของอากาศในถังบรรจุอากาศเพื่อป้องกันเกิดความดันที่สูงเกินไปทำให้เกิดอุบัติเหตุในการใช้งานดังแสดงในภาพประกอบที่ 46



ภาพประกอบ 46 สวิตช์ควบคุมความดันและหน้าปัดแสดงความดัน

3.6 วาล์วระบายความดัน (Pressure Relief Valve)

วาล์วระบายความดัน คือ วาล์วใช้ในการควบคุมหรือจำกัดแรงดันในระบบ วัตถุประสงค์เพื่อลดความดันเกินในของเหลวโดยจะเปิดแบบค่อย ๆ ยกตัวขึ้นตามความดัน



ภาพประกอบ 47 วาล์วระบายความดัน (Pressure Relief Valve)

3.7 Hand Pressure Valve

Hand Pressure Valve ใช้ในการป้องกันความดันภายในถังบรรจุของเหลวสูงเกินไป โดยสามารถใช้มือหมุนวาล์วเพื่อปล่อยความดันที่ค้างอยู่ภายในถังบรรจุของเหลวดังแสดงในภาพประกอบที่ 48



ภาพประกอบ 48 Hand Pressure Valve

4.ระบบน้ำและเชื้อเพลิง

4.1 เครื่องสูบน้ำ (Water Pump)

เครื่องสูบน้ำทำหน้าที่ในการสูบน้ำเข้าสู่ถังบรรจุของเหลวโดยเครื่องสูบน้ำที่ใช้มีกำลัง 0.37 kW 0.5 แรงม้าสามารถสูบน้ำได้ 15 ลิตร/นาที ใช้กระแสไฟฟ้า 220 V ดังภาพประกอบที่ 49



ภาพประกอบ 49 เครื่องสูบน้ำ (Water Pump)

4.2 แก๊สปิโตรเลียมเหลว (Liquefied Petroleum Gas , LPG)

แก๊สปิโตรเลียมเหลวใช้เป็นเชื้อเพลิงในการให้ความร้อนแก่ถังบรรจุน้ำในการทดลอง
ดังแสดงในภาพประกอบที่ 50



ภาพประกอบ 50 แก๊สปิโตรเลียมเหลว (Liquefied Petroleum Gas, LPG)

4.3. เครื่องทำน้ำร้อนแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมอาหาร

4.3.1 อุปกรณ์การทดสอบ

เครื่องทำน้ำร้อนอัตโนมัติแบบต่อเนื่องสำหรับอุตสาหกรรมอาหาร_ถึงน้ำบรรจุน้ำสำหรับปั้มน้ำเข้าถังบรรจุน้ำที่ออกจากเครื่องเพื่อค่าเบรทวัดความเร็วของการไหลขนาด 0.42×0.42×0.42 เมตร หรือ รองรับน้ำได้ 74 kg - เครื่องวิเคราะห์ก๊าซไอเสีย TESTO 350-XL ใช้ในการวิเคราะห์ O_2 , CO_2 , CO , NO และ Fuel temperature เครื่องชั่งน้ำหนักดิจิทัล SDS IDS01 Platform Scale (two decimal) เทอร์โมมิเตอร์ (Thermometer) เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple)_แก๊สปิโตรเลียมเหลว (Liquefied Petroleum Gas, LPG) ขนาด 15 กิโลกรัม

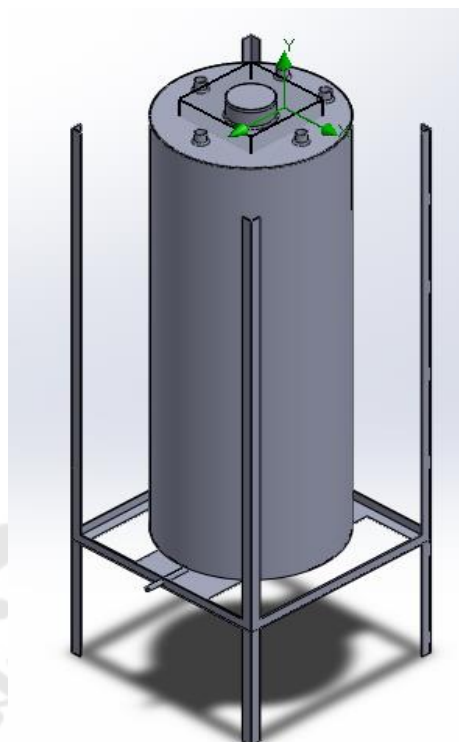
4.3.2 ขั้นตอนในการทดสอบ

4.3.2.1 การเตรียมความพร้อมก่อนการทดลอง

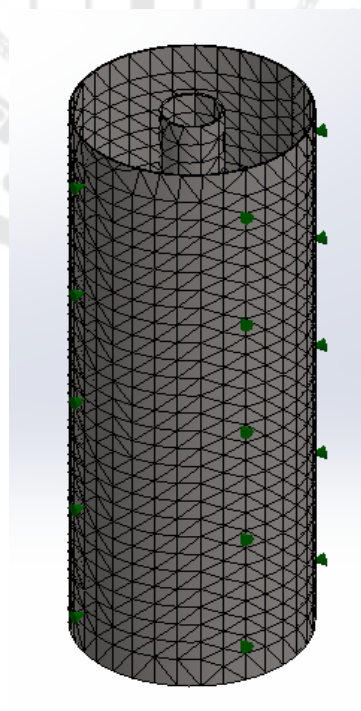
ติดตั้งถังแก๊สปิโตรเลียมเหลวเข้ากับเครื่อง ทำการวัดอุณหภูมิของน้ำทางเข้าก่อนที่จะทำการทดสอบ ทำการวัดอุณหภูมิภายในหรือผนังของถังบรรจุน้ำใช้ Hand Pressure Valve ปลดความดันตกค้างในเครื่องออก เพื่อป้องกันอันตรายจากการต้มน้ำทำการเปิดวาล์วน้ำที่ออกเพื่อทิ้งน้ำเก่า และตรวจสอบตะกอนใช้เครื่องชั่งน้ำหนักดิจิทัล SDS IDS01 Platform Scale ชั่งน้ำหนักของถังแก๊ส LPG

4.3.2.2 ขั้นตอนทดลอง

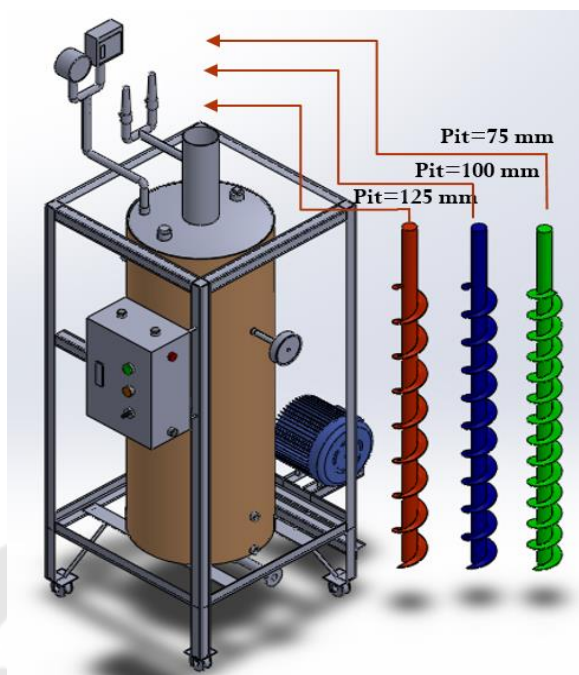
1.ทดลองการวิเคราะห์ทางคอมพิวเตอร์ เพื่อหาค่าความน่าจะเป็นก่อนการทดลองจริงเพื่อเปรียบเทียบการขนาดของไบบิตที่ใส่เข้าไปในห้องเผาไหม้ ทั้ง 3 แบบ คือขนาด พิต ระยะ 75 มม. 100 มม. 125 มม. จากนั้นทดลองดูผลการวิเคราะห์หารกระจายตัวของความร้อนที่ผนังท่อ ว่าระยะใดที่ ให้การถ่ายเทความร้อนให้กับผนังท่อได้ดีที่สุด เพื่อนำไปเปรียบเทียบกับการต้มน้ำจริงๆ



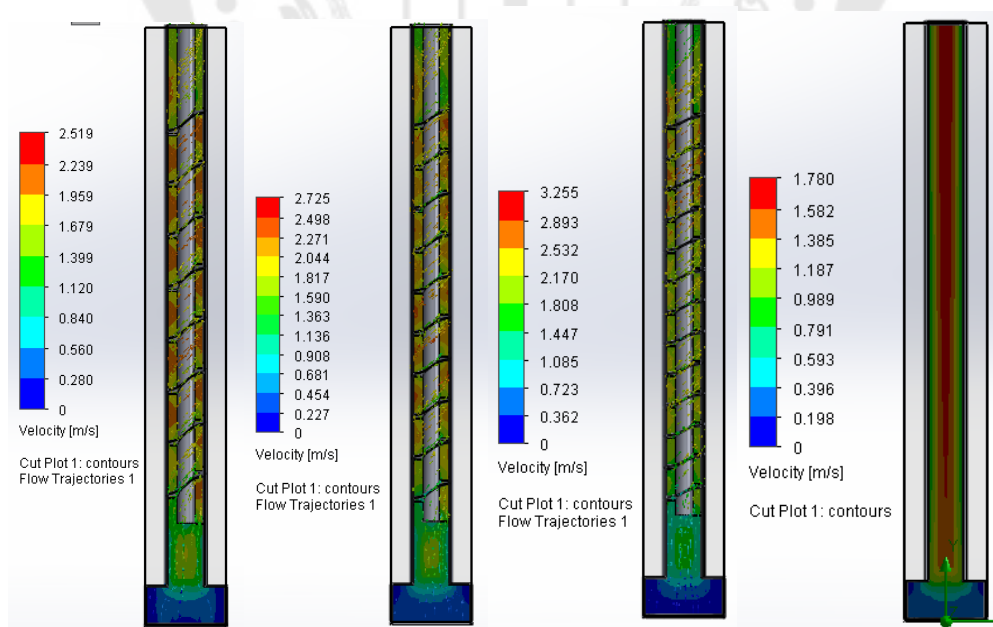
ภาพประกอบ 51 หม้อต้มน้ำที่พัฒนาขึ้น 3 มิติ



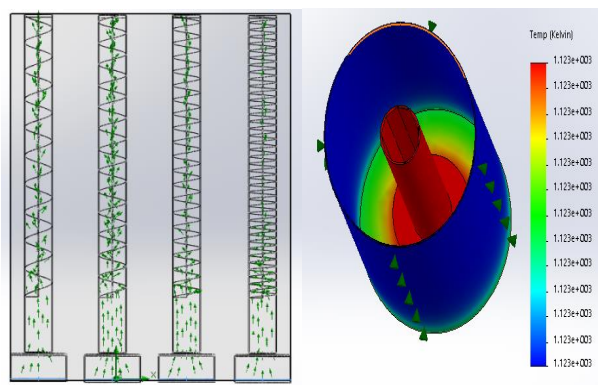
ภาพประกอบ 52 Create mesh หม้อต้มน้ำเพื่อกำหนดค่าต่าง ๆ



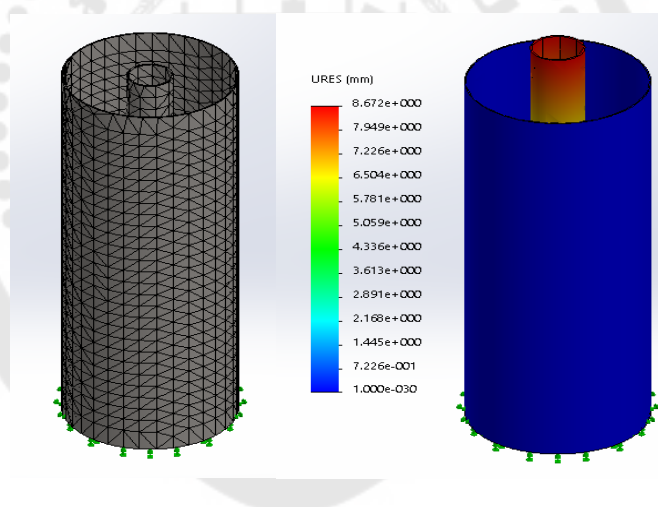
ภาพประกอบ 53 ใบบดแต่ละขนาดที่ใส่เข้าไปในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน มีขนาด Pit = 75, 100, 125 mm.



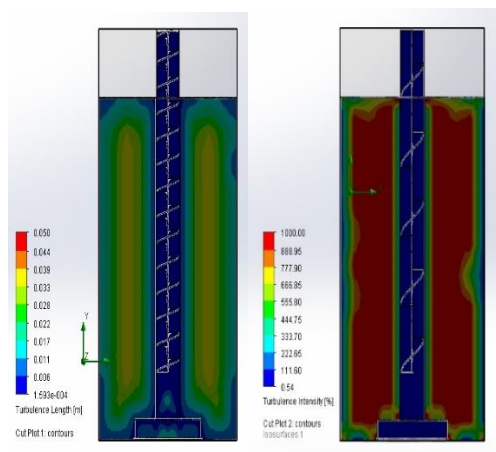
ภาพประกอบ 54 ความเร็วของแก๊สร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน มีขนาด Pit = 75, 100, 125 mm



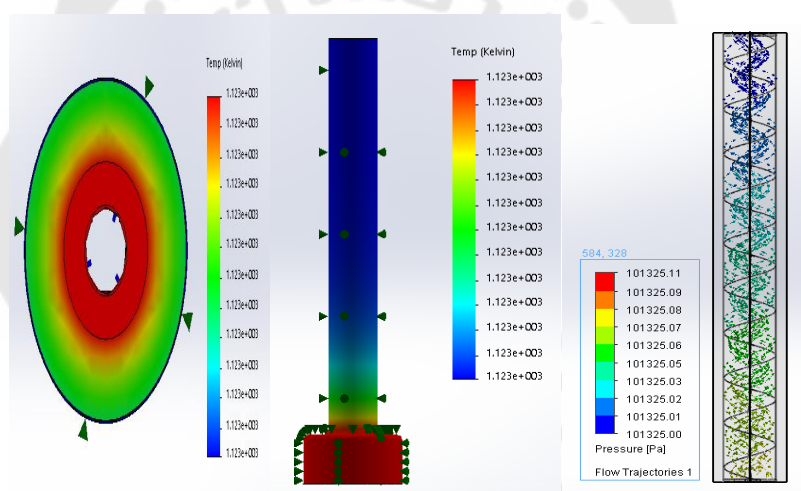
ภาพประกอบ 55 เปรียบเทียบแต่ละขนาดที่ใส่เข้าไปในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน มีขนาด Pit = 75, 100, 125 mm.



ภาพประกอบ 56 ทดสอบหาความแข็งแรงของหม้อต้มน้ำ



ภาพประกอบ 57 ทดสอบหาความการแผ่ความร้อนให้กับน้ำในหม้อต้ม



ภาพประกอบ 58 ทดสอบการกระจายแผ่ความร้อนและการเคลื่อนตัวของแก๊สร้อน

ทดลองการต้มน้ำระหว่างแบบเดิมโดยไม่มีการใส่ใบปิดเข้าไปในห้องเผาไหม้ และการต้มแบบใส่ใบปิดเข้าไปในห้องเผาไหม้ เปิด Switch เครื่องทำน้ำร้อนอัตโนมัติแบบต่อเนื่อง สำหรับอุตสาหกรรมอาหารเครื่องทำงานโดยเริ่มจากการปั้มน้ำเข้า เมื่อถึง 80 ลิตร ที่ระดับของ Level Sensor จะทำการหยุดการปั้มน้ำทันทีเมื่อปั้มหยุดการทำงาน หัว Burner จะทำงานจุดระเบิด LPG เพื่อให้ความร้อนแก่น้ำที่อยู่ภายในถังใช้เครื่องวิเคราะห์ก๊าซไอเสีย TESTO 350-XL วัดปริมาณก๊าซแต่ละชนิด หลังจากต้มน้ำถึง 90 °C การเผาไหม้แก๊ส LPG จะหยุดลง และหากทำการจ่ายน้ำออกจากเครื่องถึงระดับของ Level Sensor การปั้มน้ำและการจุดระเบิด LPG อีกครั้ง หลังจากใช้เครื่องเสร็จเรียบร้อยแล้วทำการปล่อยน้ำที่ไม่ใช่ออก และทำงานซ้ำ น้ำหนัก ของถัง

LPG เพื่อวัดปริมาณแก๊สที่ใช้ ตรวจวัดอุณหภูมิของน้ำขาออกโดยใช้ Thermocouple เพื่อนำไปวิเคราะห์ การทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อนในงานวิจัยนี้ อ้างอิงการทดสอบตามมาตรฐาน DIN EN 203-2 German Standards and Technical Rule (1997) การวัดประสิทธิภาพเชิงความร้อนนี้จะหาค่าได้จากค่าความร้อนสัมผัสที่น้ำได้รับ โดยการต้มน้ำจากอุณหภูมิห้องจนใกล้จุดเดือดของน้ำ (ประมาณ 90 °C) แล้ววัดค่าอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงไปเทียบกับปริมาณความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง ซึ่งหาได้จากเวลาที่ใช้ในการต้มน้ำและอัตราการไหลของแก๊สเชื้อเพลิง แล้วนำมาคำนวณหาประสิทธิภาพเชิงความร้อน วิธีการทดสอบนี้เป็นวิธีการทดสอบมาตรฐานแบบวิธีการต้มเดือด (Water Boiling Test, WBT) ตามสมการ ที่ 1 – 3

$$\eta = [Q_u/Q_{fule}] \times 100 \%$$

η = ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตา, %

Q_u = ปริมาณความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิง, KJ

Q_{fule} = ปริมาณความร้อนที่ใช้ประโยชน์, KJ

ปริมาณความร้อนที่นำไปใช้ประโยชน์ หาได้จากความร้อนที่ใช้ในการอุ่นและระเหยน้ำ ดังแสดง ในสมการที่ 2

$$Q_u = [m_{w,1} C_{p,w} (T_{w,b} - T_{w,i})] + [m_{w,2} h_{fg}]$$

เมื่อ $m_{w,1}$ = มวลน้ำเริ่มต้น, kg

$m_{w,2}$ = มวลน้ำที่ระเหย, kg

$C_{p,w}$ = ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ มีค่า 4.186

h_{fg} = ค่าความร้อนแฝงของการระเหยน้ำ 2,257 kJ/kg

ปริมาณความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิง หาได้ตามสมการที่ 3

$$Q_{fule} = m_{fuel} \times LHV$$

m_{fuel} = มวลของเชื้อเพลิงที่ใช้ทั้งหมด, kg

LHV = ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง (kJ/kg)

บทที่ 4

ผลและการวิเคราะห์

การวิเคราะห์หาประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำทั้ง 2 ชนิด ได้แก่

- 1 ผลการวิเคราะห์หาประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำชนิดไม่มีใบปิดในห้องเผาไหม้
- 2 ผลการวิเคราะห์หาประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำชนิดมีใบปิดในห้องเผาไหม้
 - 2.1 ผลการวิเคราะห์หาประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำระยะ พิต เท่ากับ 75 มม.
 - 2.2 ผลการวิเคราะห์หาประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำระยะ พิต เท่ากับ 100 มม.
 - 2.3 ผลการวิเคราะห์หาประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำระยะ พิต เท่ากับ 125 มม.

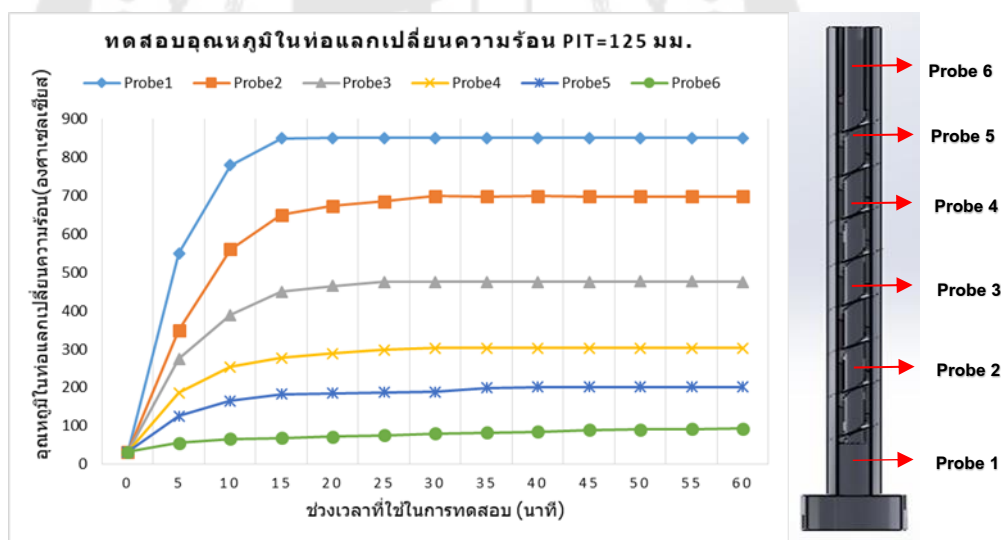
โดยรายละเอียดของการวิเคราะห์สามารถจัดแสดงได้ดังต่อไปนี้

1 ผลการวิเคราะห์หาประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำชนิดไม่มีใบปิดในห้องเผาไหม้

การทดสอบความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนในหม้อต้มน้ำร้อนของใบปิด ทำการทดลองทดสอบความร้อนในท่อแก๊สร้อน แต่ละใบปิด เพื่อทดสอบว่าความร้อนของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนในแต่ละช่วงความยาวท่อทำให้ทราบถึงพฤติกรรมของการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนในแต่ละช่วง ดังกราฟ ที่ 61 62 63 ตามลำดับนั้น แสดงถึงอุณหภูมิของท่อแลกเปลี่ยนที่ใส่ใบปิดที่มีขนาด 75 100 125 มม.เข้าไปในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน สังเกตได้ว่าในช่วงต้นและปลายท่อ อุณหภูมิจะกระจายไปทั่วท่อแลกเปลี่ยนความร้อนไม่เท่ากันและมีอุณหภูมิลดลงตามความยาวท่อ ส่งผลให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ไม่เท่ากันในแต่ละช่วง จากการทดสอบ ต้มน้ำ ภายในระยะเวลา 60 นาที ใบปิด ขนาด 75 100 125 มม.ใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิดอยู่ที่ 1.08 กิโลกรัม ตามลำดับ และมีอุณหภูมิในแต่ละช่วงที่แตกต่างกัน ได้แบ่งระยะ ช่วงละ 25 เซนติเมตร รวมทั้งหมด 100 เซนติเมตร ที่ ท่อแลกเปลี่ยน นั้นสัมผัสกับน้ำในหม้อต้มน้ำ จะเห็นได้ว่า อุณหภูมิช่วงปลายท่อจะแตกต่างอย่างเห็นได้ชัด เนื่องจาก อิทธิพลของระยะ พิตของใบปิดที่แตกต่างกัน ส่งผลให้ ท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ในแต่ละช่วง แต่ละใบปิดนั้น มีอุณหภูมิที่ต่างกัน อย่างเห็นได้ชัด ซึ่งจะมีผลให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำที่ล้อมรอบผิวท่อ

ตาราง 4 ผลทดลองหาอุณหภูมิในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนใบปิด พิตเท่ากับ 125 มม.

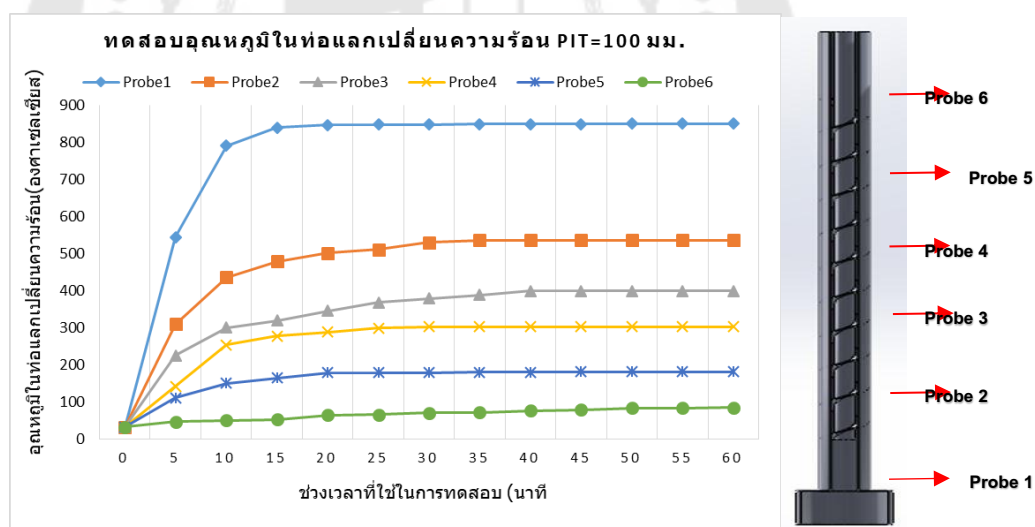
เวลาที่ใช้ต้ม	Probe 1	Probe 2	Probe 3	Probe 4	Probe 5	Probe 6
Start up	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2
5	550.4	350	275	186.4	125	55.4
10	780.5	560.4	389	254	165.2	65.7
15	850	650.2	450.3	277.5	182.5	67.8
20	850.97	674.2	465.2	288.6	185.4	72.4
25	850.8	685.7	475.8	298.7	187.4	75.8
30	850.8	699.7	475.2	302.4	188.9	80.4
35	850.9	698.7	475.8	302.5	199.5	82.7
40	850.9	699.2	475.6	302.7	201.5	84.5
45	850.8	698.7	475.8	302.4	201.4	89.7
50	850.8	698.7	476.2	302.8	201.6	90.7
55	850.9	698.5	476.2	302.7	201.8	91.4
60	850.8	698.8	475.4	302.7	201.9	92.8



ภาพประกอบ 59 แสดงการกระจายความร้อนในท่อแก๊สร้อนของใบปิด พิตเท่ากับ 125 มม.

ตาราง 5 ผลทดลองหาอุณหภูมิในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนไบบิต พิตเท่ากับ 100 มม.

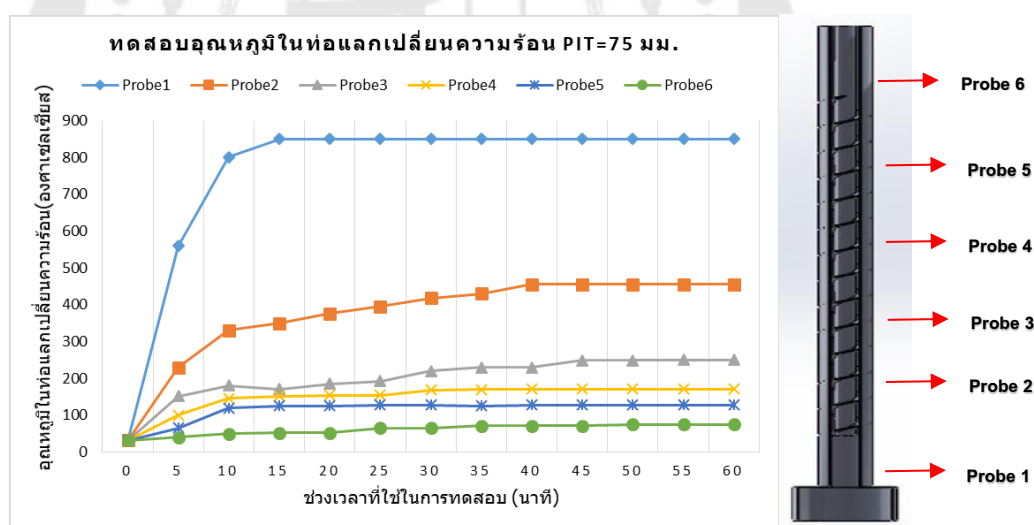
เวลาที่ใช้ต้ม	Probe 1	Probe 2	Probe 3	Probe 4	Probe 5	Probe 6
Start up	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2
5	545	310	225	142	110	45.7
10	790.7	435.8	300.4	254	150	50.2
15	840.7	478.9	319.7	277.5	164.7	51.7
20	847.8	502	345.8	288.6	178.4	63.7
25	848.9	510.7	367.8	298.7	178.4	65.7
30	848.9	530.2	378.9	302.4	178.4	69.8
35	849.8	535.8	388.7	302.5	179.8	70.9
40	849.7	535.9	398.7	302.7	179.8	75.4
45	849.9	535.7	398.7	302.4	180.4	78.9
50	850.8	535.6	398.7	302.8	180.4	82.7
55	850.9	535.6	398.7	302.7	180.4	82.9
60	850.8	535.6	398.7	302.7	180.4	84.9



ภาพประกอบ 60 แสดงการกระจายความร้อนในท่อแก๊สร้อนของไบบิต พิตเท่ากับ 100 มม.

ตาราง 6 ผลทดลองหาอุณหภูมิในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนไบบิต พิตเท่ากับ 75 มม.

เวลาที่ใช้ต้ม	Probe 1	Probe 2	Probe 3	Probe 4	Probe 5	Probe 6
Start up	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2
5	560	230	152.4	100	65	40.5
10	801.4	330.5	180.7	145.5	120	50.2
15	850.4	350.4	171	151.6	125.4	51.7
20	850.4	375.8	185	154.7	125.4	51.7
25	850.4	395.7	192.4	154.7	127.4	65.7
30	850.4	417.8	220.4	168.7	127.4	65.7
35	850.6	430.7	230	169.7	125.4	70.9
40	850.6	454.9	230	171.5	127.8	70.9
45	850.6	454.9	248.6	171.5	127.8	70.9
50	850.6	454.9	248.6	171.5	127.8	75.1
55	850.6	454.9	250	171.5	127.8	75.1
60	850.8	454.9	250	171.5	127.8	75.1

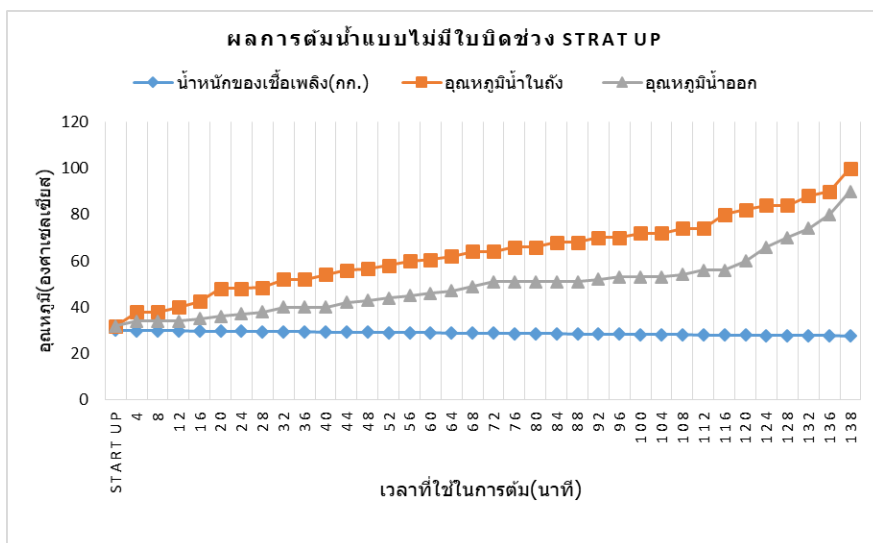


ภาพประกอบ 61 แสดงการกระจายความร้อนในท่อแก๊สร้อนของไบบิต พิตเท่ากับ 75 มม.

ในการทดลองนี้เพื่อวิเคราะห์หาอุณหภูมิในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนในแต่ละช่วงของท่อแลกเปลี่ยนที่สัมผัสกับน้ำในหม้อต้มน้ำจะเห็นว่าอุณหภูมิในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนจะเริ่มคงที่ที่เวลาต่างกัน และมีอุณหภูมิ ในแต่ละช่วงที่ต่างกันมีผลทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นแตกต่างกัน

ตาราง 7 ผลการทดลองต้มน้ำแบบไม่มีใบปิดต่อเนื่อง ช่วง Start up

เวลาที่ต้มน้ำ (นาที)	น้ำหนักของเชื้อเพลิง (กก.)	อุณหภูมิน้ำในถัง (°C)	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)	อุณหภูมิแก๊สไอเสีย (°C)
Start up	30	32	32	32	32
4	29.93	38	31	34	709
8	29.86	38	31	34	730
12	29.79	40	31	34	760
16	29.72	42.5	31	35	780
20	29.65	48	31	36	780
24	29.58	48	32	37	780
28	29.51	48.5	32	38	780
32	29.44	52	32	40	780
36	29.37	52	32	40	780
40	29.31	54	32	40	784
44	29.24	56	32	42	786
48	29.17	56.5	32	43	790
52	29.11	58	32	44	792
56	29.04	60	32	45	796
60	28.97	60.5	32	46	799
64	28.9	62	32	47	800
68	28.83	64	32	49	815
72	28.76	64	32	51	820
76	28.69	66	32	51	830
80	28.62	66	32	51	835
84	28.55	68	32	51	835
88	28.48	68	32	51	835
92	28.41	70	32	52	835
96	28.34	70	32	53	835
100	28.27	72	32	53	845
104	28.22	72	32	53	845
108	28.15	74	32	54	845
112	28.08	74	32	56	845
116	28.01	80	32	56	846
120	27.94	82	32	60	846
124	27.87	84	32	66	848
128	27.81	84	31	70	850
132	27.74	88	32	74	850
136	27.67	90	32	80	850
138	27.6	100	32	90	850



ภาพประกอบ 62 แสดงอุณหภูมิน้ำในถังช่วง start up

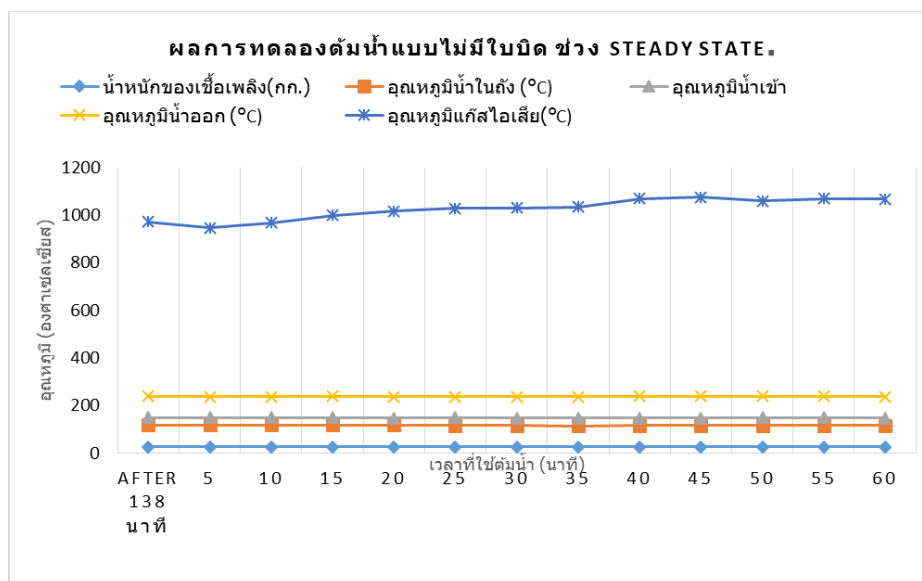
จากตาราง ที่ 5 ใช้เวลา การต้มน้ำ 138 นาที ใช้เชื้อเพลิงในการต้มน้ำ 2.4 กิโลกรัม อุณหภูมิน้ำเข้า 31.8 องศาเซลเซียส อุณหภูมิน้ำออก 90 องศาเซลเซียส อุณหภูมิแก๊สได้ 789 องศาเซลเซียส

ตาราง 8 ผลการทดลองต้มน้ำแบบไม่มีใบปิด ช่วง steady state.

เวลาที่ใช้ต้มน้ำ (นาที)	น้ำหนักของเชื้อเพลิง (กก.)	อุณหภูมิน้ำในถัง (°C)	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)	อุณหภูมิแก๊สไอเสีย(°C)
Start up(138)	27.59	90	31	90	732
5	27.52	90	31	88	709
10	27.45	90	31	89	730
15	27.38	90	31	90	760
20	27.31	90	31	88	780
25	26.75	90	32	89	790
30	26.68	89	32	90	792
35	26.61	88	32	90	796
40	26.26	90	32	91	830
45	26.19	90	32	91	835
50	26.18	90	33	90	820

ตาราง 8 (ต่อ)

เวลาที่ใช้ตม่น้ำ (นาที)	น้ำหนักของเชื้อเพลิง (กก.)	อุณหภูมิน้ำในถัง (°C)	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)	อุณหภูมิแก๊สไอเสีย(°C)
55	26.17	91	32	89	830
60	26.16	90	32	88	835



ภาพประกอบ 63 แสดงผลการทดลองตม่น้ำแบบไม่มีใบปิด ช่วง Steady State

จากผลการทดลอง ตม่น้ำต่อไปอีก 60 นาที ช่วง steady state. พบว่าการใช้เชื้อเพลิง เท่ากับ 1.43 กิโลกรัม อุณหภูมิน้ำในถังของหม้อต้มเฉลี่ยอยู่ที่ 89.84 องศาเซลเซียส อุณหภูมิน้ำทางออกเฉลี่ยอยู่ที่ 89.46 องศาเซลเซียส อุณหภูมิแก๊สไอเสียเฉลี่ยอยู่ที่ 787.78 องศาเซลเซียส

ตาราง 9 ผลจากการทดลองการทำงานต่อเนื่องครั้งที่ 2 อุณหภูมิน้ำเริ่มต้น 31 °C (ระบบเปิด)

เวลาที่ใช้ต้มน้ำ (นาทื)	น้ำหนักของเชื้อเพลิง (กก.)	อุณหภูมิน้ำในถัง (°C)	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)	อุณหภูมิแก๊สไอเสีย(°C)
Start up	27.59	34	31	33	32
4	27.52	38	31	34	709
8	27.45	38	31	34	730
12	27.38	40	31	34	760
16	27.31	42.5	31	35	780
20	27.24	48	31	36	780
24	27.17	48	32	37	780
28	27.1	48.5	32	38	780
32	27.03	52	32	40	780
36	26.96	52	32	40	780
40	26.89	54	32	40	784
44	26.82	56	32	42	786
48	26.75	56.5	32	43	790
52	26.68	58	32	44	792
56	26.61	60	32	45	796
60	26.54	60.5	32	46	799
64	26.47	62	32	47	800
68	26.4	64	32	49	815
72	26.33	64	32	51	820
76	26.26	66	32	51	830
80	26.19	66	32	51	835
84	26.12	68	32	51	835
88	26.05	68	32	51	835
92	25.98	70	32	52	835
96	25.91	70	32	53	835
100	25.84	72	32	53	845
104	25.77	72	32	53	845
108	25.7	74	32	54	845
112	25.63	74	32	56	845
116	25.56	80	32	56	846
120	25.49	82	32	60	846
124	25.42	84	32	66	848
128	25.35	84	31	70	850
132	25.28	88	32	74	850
136	25.21	90	32	80	850

จากตาราง ที่ 6 ใช้เวลา การต้มน้ำ 136 นาที ใช้เชื้อเพลิงในการต้มน้ำ 2.38 กิโลกรัม
อุณหภูมิน้ำเข้า 30.09 องศาเซลเซียส อุณหภูมิน้ำออก 90 องศาเซลเซียส อุณหภูมิแก๊สไต่ 850
องศาเซลเซียส

ตาราง 10 ผลจากการทดลองการทำงานต่อเนื่องครั้งที่ 3 อุณหภูมิน้ำเริ่มต้น 31.8 °C

เวลาที่ใช้ต้มน้ำ (นาที)	น้ำหนักของเชื้อเพลิง (กก.)	อุณหภูมิน้ำในถัง (°C)	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)	อุณหภูมิแก๊สไอเสีย(°C)
Start up	25.2	34	31	33	32
4	25.01	38	31	34	709
8	24.95	38	31	34	730
12	24.89	40	31	34	760
16	24.83	42.5	31	35	780
20	24.77	48	31	36	780
24	24.71	48	32	37	780
28	24.65	48.5	32	38	780
32	24.59	52	32	40	780
36	24.53	52	32	40	780
40	24.47	54	32	40	784
44	24.41	56	32	42	786
48	24.35	56.5	32	43	790
52	24.29	58	32	44	792
56	24.23	60	32	45	796
60	24.17	60.5	32	46	799
64	24.11	62	32	47	800
68	24.05	64	32	49	815
72	23.99	64	32	51	820
76	23.93	66	32	51	830
80	23.87	66	32	51	835
84	23.81	68	32	51	835
88	23.75	68	32	51	835
92	23.69	70	32	52	835

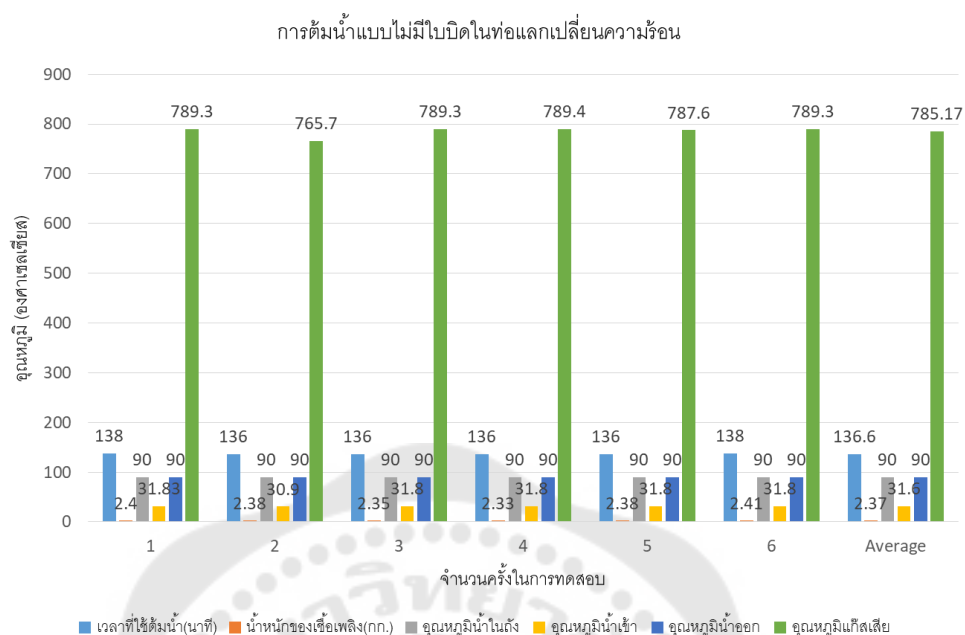
ตาราง 10 (ต่อ)

เวลาที่ใช้ต้มน้ำ (นาที)	น้ำหนักของเชื้อเพลิง (กก.)	อุณหภูมิน้ำในถัง (°C)	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)	อุณหภูมิแก๊สไอเสีย(°C)
96	23.6	70	32	53	835
100	23.51	72	32	53	845
104	23.45	72	32	53	845
108	23.39	74	32	54	845
112	23.33	74	32	56	845
116	23.24	80	32	56	846
120	23.18	82	32	60	846
124	23.09	84	32	66	848
128	23.03	84	32	72	850
132	22.97	88	32	74	850
136	22.91	90	32	80	850
138	22.85	100	32	90	850

จากตารางที่ 10 ใช้เวลา การต้มน้ำ 138 นาที ใช้เชื้อเพลิงในการต้มน้ำ 2.35 กิโลกรัม
อุณหภูมิน้ำเข้า 31.8 องศาเซลเซียส อุณหภูมิน้ำออก 90 องศาเซลเซียส อุณหภูมิแก๊สไส 850
องศาเซลเซียส

ตาราง 11 สรุปผลจากการทดลองการต้มน้ำแบบไม่มีไบบิตในห้องแล็บเปลี่ยนความร้อน
ช่วง Start up

จำนวนครั้งที่ ต้ม	เวลาที่ใช้ต้มน้ำ (นาที)	น้ำหนักของ เชื้อเพลิง(กก.)	อุณหภูมิน้ำในถัง (°C)	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)	อุณหภูมิแก๊สไอ เสีย(°C)
1	138	2.4	90	31.83	90	789.3
2	136	2.38	90	30.9	90	765.7
3	136	2.35	90	31.8	90	789.3
4	136	2.33	90	31.8	90	789.4
5	136	2.38	90	31.8	90	787.6
6	138	2.41	90	31.8	90	789.3
Average	136.6	2.37	90	31.6	90	785.17



ภาพประกอบ 64 แสดงสรุปผลการทดลองการต้มน้ำแบบไม่มีใบปิดในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

คำนวณการต้มน้ำแบบไม่มีใบปิดในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

การทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อนในงานวิจัยนี้ อ้างอิงการทดสอบตามมาตรฐาน DIN EN 203-2 German Standards and Technical Rule (1997) การวัดประสิทธิภาพเชิงความร้อนนี้จะหาได้จากค่าความร้อนสัมผัสที่น้ำได้รับ โดยการต้มน้ำจากอุณหภูมิห้องจนใกล้จุดเดือดของน้ำ (ประมาณ 90 °C) แล้ววัดค่าอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงไปเทียบกับปริมาณความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง ซึ่งหาได้จากเวลาที่ใช้ในการต้มน้ำและอัตราการไหลของแก๊สเชื้อเพลิงแล้วนำมาคำนวณหาประสิทธิภาพเชิงความร้อน วิธีการทดสอบนี้เป็นวิธีการทดสอบมาตรฐานแบบวิธีการต้มเดือด (Water Boiling Test, WBT) ตามสมการ ที่ 1 – 3

$$\eta = [Q_u/Q_{fule}] \times 100 \%$$

$$\eta = \text{ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตา, \%}$$

$$Q_u = \text{ปริมาณความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิง, KJ}$$

$$Q_{fule} = \text{ปริมาณความร้อนที่ใช้ประโยชน์, kJ}$$

ปริมาณความร้อนที่นำไปใช้ประโยชน์ หาได้จากความร้อนที่ใช้ในการอุ่นและระเหยน้ำ ดังแสดงในสมการที่ 2

$$Q_u = [m_{w,1} C_{p,w} (T_{w,b} - T_{w,i})] + [m_{w,2} h_{fg}]$$

เมื่อ $m_{w,1}$ = มวลน้ำเริ่มต้น, kg

$m_{w,2}$ = มวลน้ำที่ระเหย, kg

$C_{p,w}$ = ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ มีค่า 4.186

h_{fg} = ค่าความร้อนแฝงของการระเหยน้ำ 2,257 kJ/kg

ปริมาณความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิง หาได้ตามสมการที่ 3

$$Q_{fue} = m_{fuel} \times LHV$$

M_{fuel} = มวลของเชื้อเพลิงที่ใช้ทั้งหมด, kg

LHV = ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง (kJ/kg)

คำนวณการต้มน้ำแบบไม่มีปิดในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

จากสมการ $Q = mcp\Delta t$

หาปริมาณความร้อนของน้ำที่ได้รับความร้อนจากแก๊ส

$$Q = mcp\Delta t$$

แทนค่า = (80 kg) (4.187 kJ/kg) (90-33° C)

$$= 80 \times 4.187 \times 57$$

$$= 19,029.72 \text{ kJ/kg}$$

ใช้เวลาในการต้มน้ำ ทั้งสิ้น 136.6 นาที

$$\text{พลังความร้อน} = \frac{\text{ความร้อนที่ใช้ในการต้มน้ำ}}{\text{เวลาที่ใช้ในการต้มน้ำ}}$$

$$\text{แทนค่า} = \frac{19,029.72 \text{ kJ/kg}}{136.6 \text{ นาที}}$$

$$= 2.386733041 \text{ kWh}$$

หาค่าความร้อนจากแก๊สที่ใช้ในการต้มน้ำ แก๊ส 1 กก.ให้ค่าความร้อน เท่ากับ 50,220 kJ/kg

ในการต้มน้ำใช้ แก๊สไป 2.37 kg

$$\text{แทนค่า} = \frac{(50,220 \text{ kJ/kg})(2.37 \text{ kg})}{1 \text{ kg}}$$

$$= 119,021.4 \text{ kJ/kg}$$

ใช้เวลาในการต้มน้ำทั้งสิ้น 136.6 นาที

$$\text{แทนค่า} = \frac{119,021.4 \text{ kJ/kg}}{136.6 \text{ นาที}}$$

$$= 14.52 \text{ kWh}$$

หาประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำ

$$= \frac{(2.38)}{(14.52) \text{ kWh}}$$

$$= 0.1639$$

$$\text{คิดเป็น} \quad 16.39 \%$$

คำนวณการต้มน้ำแบบมีปิดในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน pit =125mm

$$\text{จากสมการ } Q = mcp\Delta t$$

หาปริมาณความร้อนของน้ำที่ได้รับความร้อนจากแก๊ส

$$Q = mcp\Delta t$$

$$\text{แทนค่า} = (80 \text{ kg}) (4.187 \text{ kJ/kg}) (90 - 31.6^\circ \text{ C})$$

$$= 80 \times 4.187 \times 58.4$$

$$= 19,561.6 \text{ kJ/kg}$$

ใช้เวลาในการต้มน้ำ ทั้งสิ้น 58 นาที

$$\text{พลังความร้อน} = \frac{\text{ความร้อนที่ใช้ในการต้มน้ำ}}{\text{เวลาที่ใช้ในการต้มน้ำ}}$$

$$\text{แทนค่า} = \frac{19,561.6 \text{ kj/kg}}{58 \text{ นาที}}$$

$$= 5.62 \text{ kWh}$$

หาค่าความร้อนจากแก๊สที่ใช้ในการต้มน้ำ แก๊ส 1 กก. ให้ค่าความร้อน เท่ากับ 50,220 kj/kg ในการต้มน้ำใช้ แก๊สไป 1.05 kg

$$\text{แทนค่า} = \frac{(50,220 \text{ kj/kg})(1.05 \text{ kg})}{1 \text{ kg}}$$

$$= 52,731 \text{ kj/kg}$$

ใช้เวลาในการต้มน้ำทั้งสิ้น 58 นาที

$$\text{แทนค่า} = \frac{52,731 \text{ kj/kg}}{58 \text{ นาที}}$$

$$= 15.152 \text{ kWh}$$

หาประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำ (2)/(3)

$$= (5.62) / (15.152) \text{ kWh}$$

$$= 0.3895$$

$$\text{คิดเป็น} \quad 38.95\%$$

ผลการทดลอง แบบไม่มีใบปิดในห้องแลกเปลี่ยนความร้อน

จากการทดลองพบว่าการทดลองการต้มน้ำที่ไม่มีใบปิดพบว่า สูญเสียปริมาณการใช้เพลิงจำนวนมากเนื่องจากแก๊สร้อนวิ่งผ่านท่อโดยไม่มีใบปิดเพื่อหน่วยแก๊สร้อน ทำให้แก๊สร้อนวิ่งผ่านออกไปอย่างรวดเร็ว ส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนกับผนังท่อได้ไม่ดีเท่าที่ควร ผลทดลองการใช้เชื้อเพลิงในการต้มน้ำเฉลี่ย 2.37 กิโลกรัม และใช้เวลาในการต้มน้ำเพื่อให้ได้อุณหภูมิ ช่วงใช้งาน 80-90 °C เท่ากับ 136.6 นาที โดยประมาณ และมีอุณหภูมิน้ำเข้า/ออก ที่ 32.6/90 ในการต้มน้ำแบบต่อเนื่อง จำนวน 80 ลิตร อัตราการไหล 10.06 ลิตร / นาที ค่าความร้อนที่น้ำได้รับ เท่ากับ 19,561.66 kj/kg ค่าความร้อนที่ได้จากแก๊ส 50,722.20 kj/kg ประสิทธิภาพทางความร้อน เท่ากับ 0.16 kw คิดเป็น 16%

2 ผลการวิเคราะห์หาประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำชนิดมีใบปิดในห้องเผาไหม้

2.1 ผลการวิเคราะห์ ระยะ พืท 125 ซ.ม. ที่ใส่เข้าไปในห้องเผาไหม้

2.2 ผลการวิเคราะห์ ระยะ พืท 100 ซ.ม. ที่ใส่เข้าไปในห้องเผาไหม้

2.3 ผลการวิเคราะห์ ระยะ พืท 75 ซ.ม.ที่ใส่เข้าไปในห้องเผาไหม้

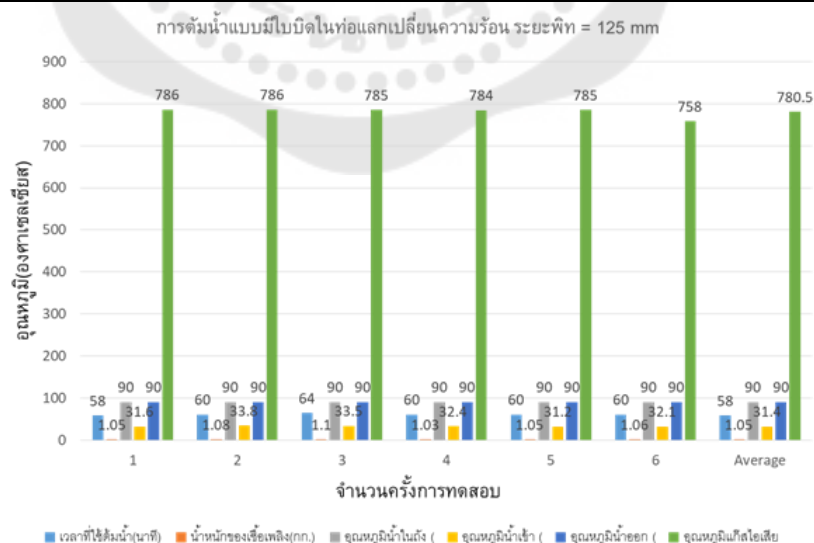
ผลการทดลอง

4.2.1 ผลการวิเคราะห์ ระยะ พืท 125 ซ.ม. ที่ใส่เข้าไปในห้องเผาไหม้

ในการทดลองนี้เพื่อวิเคราะห์การใช้พลังงานของเครื่องทำน้ำร้อนและอุณหภูมิของน้ำร้อนที่ผลิตได้ ซึ่งต้องการอุณหภูมิที่ 90°C และกำหนดให้ไม่ต่ำกว่า 80°C โดยให้ทำงานต่อเนื่อง ไม่คิดช่วง Start up

ตาราง 12 ผลสรุปจากการทดลองการต้มน้ำ ระยะ พืท 125 ซ.ม.ช่วง Start up

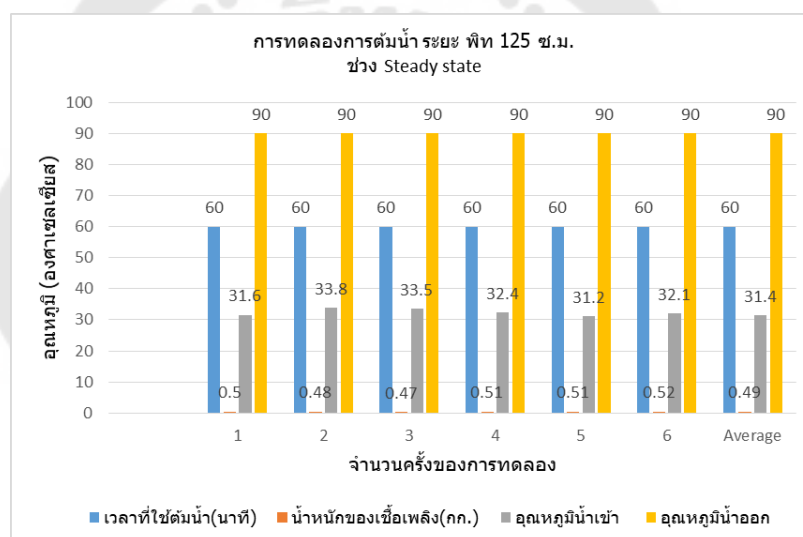
จำนวนครั้งที่ต้ม	เวลาที่ใช้น้ำ (นาที)	น้ำหนักของเชื้อเพลิง (กก.)	อุณหภูมิน้ำในถัง ($^{\circ}\text{C}$)	อุณหภูมิน้ำเข้า ($^{\circ}\text{C}$)	อุณหภูมิน้ำออก ($^{\circ}\text{C}$)	อุณหภูมิแก๊สไอเสีย ($^{\circ}\text{C}$)
1	58	1.05	90	31.6	90	786
2	60	1.08	90	33.8	90	786
3	64	1.10	90	33.5	90	785
4	60	1.03	90	32.4	90	
5	60	1.05	90	31.2	90	785
6	60	1.06	90	32.1	90	758
Average	58	1.05	90	31.4	90	780.5



ภาพประกอบ 65 แสดงสรุปผลการทดลองการต้มน้ำแบบมีใบปิด ระยะพืท เท่ากับ 125 มม.ในห้องเผาเปลี่ยนความร้อน ช่วง Start up

ตาราง 13 ผลสรุปจากการทดลองการต้มน้ำ ระยะ ฟิท 125 ซ.ม.ช่วง Steady state

จำนวนครั้งที่ต้ม	เวลาที่ใช้น้ำ(นาท)	จำนวนเชื้อเพลิง(กก.)	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)
1	60	0.5	31.6	90
2	60	0.48	33.8	90
3	60	0.47	33.5	90
4	60	0.51	32.4	90
5	60	0.51	31.2	90
6	60	0.52	32.1	90
Average	60	0.49	31.4	90

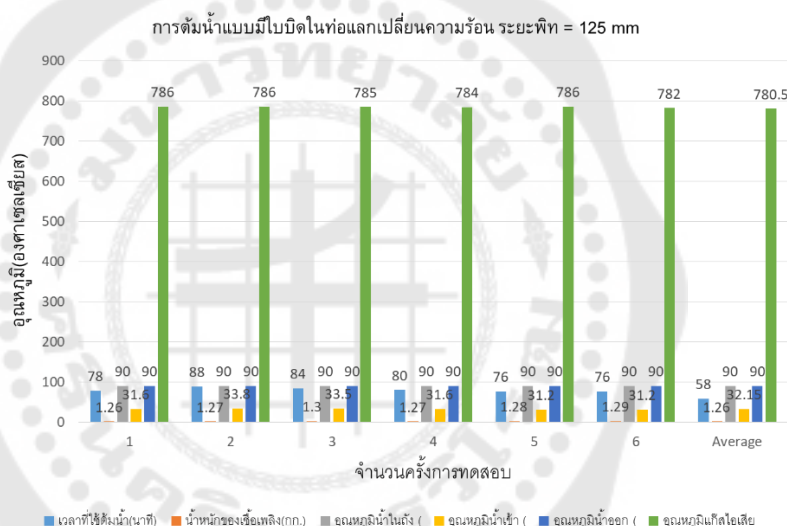


ภาพประกอบ 66 แสดงการทดลองการต้มน้ำ ระยะ ฟิท 125 มม. ช่วง Steady state

จากการทดลองพบว่า การทดลองการต้มน้ำที่มีใบปิดพบว่า สูญเสียปริมาณการใช้เชื้อเพลิงจำนวนน้อยกว่าเนื่องจากแก๊สร้อนวิ่งผ่านท่อแลกเปลี่ยนความร้อนโดยมีใบปิดเพื่อหน่วยแก๊สร้อน ทำให้แก๊สร้อนวิ่งผ่านออกได้ช้าลง ส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนกับผนังท่อได้ดีกว่า ผลทดลอง การใช้เชื้อเพลิงในการต้มน้ำเฉลี่ย 1.05 กิโลกรัม และใช้เวลาในการต้มน้ำเพื่อให้ได้อุณหภูมิ ช่วงใช้งาน 80-90 °C เท่ากับ 58 นาที โดยประมาณ และมีอุณหภูมิน้ำเข้า/ออก ที่ 31.4/90 ในการต้มน้ำแบบต่อเนื่อง จำนวน 80 ลิตร อัตราการไหล 10.06 ลิตร / นาที ค่าความร้อนที่น้ำได้รับเท่ากับ 19,561.66 kJ/kg ค่าความร้อนที่ได้จากแก๊ส 52,731 kJ/kg ประสิทธิภาพทางความร้อนเท่ากับ 0.37 kw คิดเป็น 37 %

ตาราง 14 ผลสรุปจากการทดลองการต้มน้ำ ระยะ พืท 100 มม.

จำนวนครั้งที่ต้ม	เวลาที่ใช้น้ำ (นาที)	น้ำหนักของเชื้อเพลิง (กก.)	อุณหภูมิน้ำในถัง (°C)	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)	อุณหภูมิแก๊สไอเสีย (°C)
1	78	1.26	90	31.6	90	786
2	88	1.27	90	33.8	90	786
3	84	1.3	90	33.5	90	785
4	80	1.27	90	31.6	90	784
5	76	1.28	90	31.2	90	786
6	76	1.29	90	31.2	90	782
Average	58	1.26	90	32.15	90	780.5

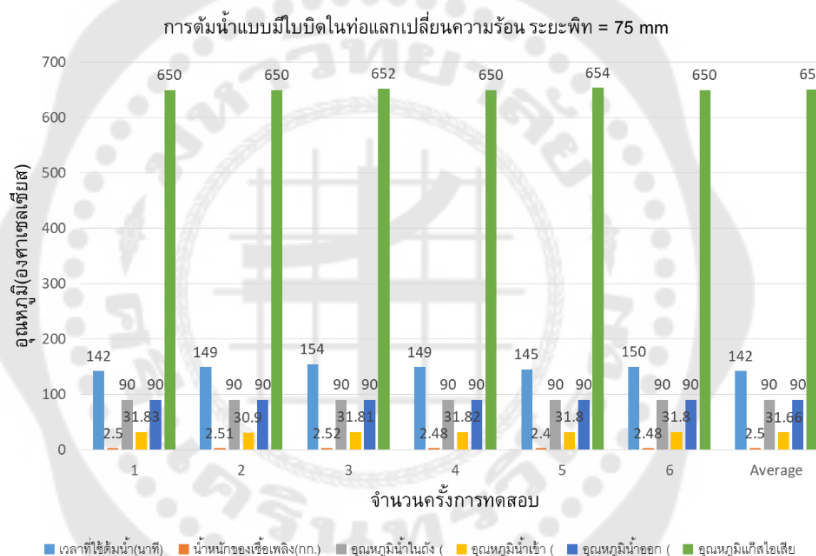


ภาพประกอบ 67 แสดงสรุปผลต้มน้ำแบบมีใบปิด ระยะพืท เท่ากับ 125 มม.

จากการทดลองพบว่า การทดลองการต้มน้ำที่มีใบปิดพบว่า สูญเสียปริมาณการใช้เชื้อเพลิงจำนวนน้อยกว่าเนื่องจากแก๊สร้อนวิ่งผ่านท่อแลกเปลี่ยนความร้อนโดยมีใบปิดเพื่อหน่วยแก๊สร้อน ทำให้แก๊สร้อนวิ่งผ่านออกได้ช้าลง ส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนกับผนังท่อได้ดีกว่า ผลทดลอง การใช้เชื้อเพลิงในการต้มน้ำเฉลี่ย 1.26 กิโลกรัม และใช้เวลาในการต้มน้ำเพื่อให้ได้อุณหภูมิ ช่วงใช้งาน 80-90 °C เท่ากับ 78 นาที โดยประมาณ และมีอุณหภูมิน้ำเข้า/ออก ที่ 31.4/90 ในการต้มน้ำแบบต่อเนื่อง จำนวน 80 ลิตร อัตราการไหล 10.06 ลิตร / นาที ค่าความร้อนที่น้ำได้รับเท่ากับ 19,377.44 kJ/kg ค่าความร้อนที่ได้จากแก๊ส 63,277.20 kJ/kg ประสิทธิภาพทางความร้อนเท่ากับ 0.37 kw คิดเป็น 30.62 %

ตาราง 15 ผลจากการทดลองการต้ม ครั้งที่ 1 ระยะ พืท 75 ซม.

จำนวนครั้งที่ต้ม	เวลาที่ใช้ต้มน้ำ (นาที)	น้ำหนักของเชื้อเพลิง(กก.)	อุณหภูมิน้ำในถัง (°C)	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)	อุณหภูมิแก๊สไอเสีย(°C)
1	142	2.5	90	31.83	90	650
2	149	2.51	90	30.9	90	650
3	154	2.52	90	31.81	90	652
4	149	2.48	90	31.82	90	650
5	145	2.40	90	31.80	90	654
6	150	2.48	90	31.80	90	650
Average	142	2.5	90	31.66	90	651



ภาพประกอบ 68 แสดงสรุปผลการทดลองการต้มน้ำแบบมีใบปิด ระยะพืท เท่ากับ 75 มม.

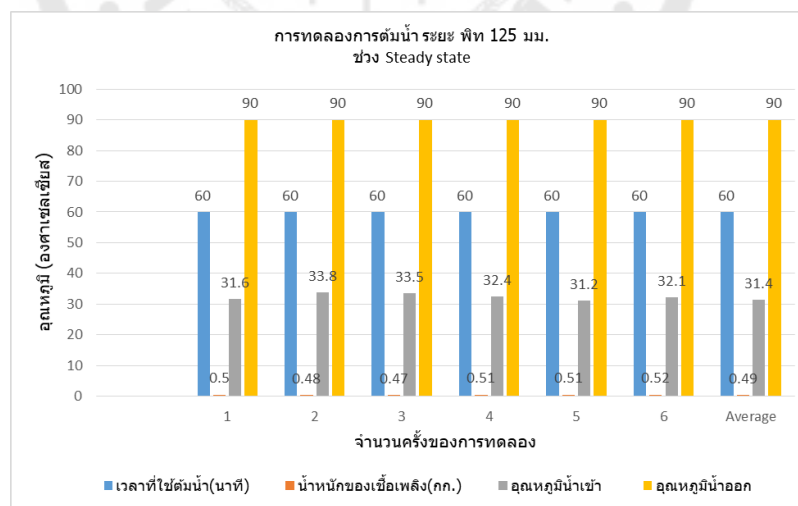
จากการทดลองพบว่าการทดลองการต้มน้ำที่มีใบปิดพบว่า สูญเสียปริมาณการใช้เพลิงจำนวนน้อยกว่าเนื่องจากแก๊สร้อนวิ่งผ่านท่อแลกเปลี่ยนความร้อนโดยมีใบปิดเพื่อหน่วยแก๊สร้อน ทำให้แก๊สร้อนวิ่งผ่านออกได้ช้าลง ส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนกับผนังท่อได้ดีกว่า ผลทดลอง การใช้เชื้อเพลิงในการต้มน้ำเฉลี่ย 2.5 กิโลกรัม และใช้เวลาในการต้มน้ำเพื่อให้ได้อุณหภูมิช่วงใช้งาน 80-90 °C เท่ากับ 142 นาที โดยประมาณ และมีอุณหภูมิน้ำเข้า-ออก ที่ 31.66-90 องศาเซลเซียส ในการต้มน้ำแบบต่อเนื่อง จำนวน 80 ลิตร อัตราการไหล 10.06 ลิตร / นาที ค่าความร้อนที่น้ำได้รับเท่ากับ 19,487.97 kJ/kg ค่าความร้อนจากแก๊ส 125,500 kJ/kg ประสิทธิภาพทางความร้อนเท่ากับ 0.1552 kw คิดเป็น 15.52 %

ตาราง 16 ผลสรุปจากการทดลอง แบบไม่มีไบบิต และ ระยะ ฟิท 75,100,125 ซ.ม.ตามลำดับ

ประเภทการ ต้ม	เวลาที่ใช้ (นาท)	ค่าความร้อนที่น้ำได้รับ (KJ/KG)	ค่าความร้อนที่ได้จาก แก๊ส(KJ/KG)	ประสิทธิภาพทางความ ร้อน(KWh)	เชื้อเพลิงที่ใช้ (KG)	คิดเป็น %
ไม่มีไบบิต	136.6	19,561.66	119,201.40	0.1643	2.37	16.43
75	142	19,487.97	125,500	0.1552	2.5	15.52
100	78	19,377.44	63,277	0.3062	1.26	30.62
125	58	19,561.66	52,731	0.3895	1.05	38.95

ตาราง 17 ผลสรุปจากการทดลองการต้มน้ำ ระยะ ฟิท 125 มม.ช่วง Steady state

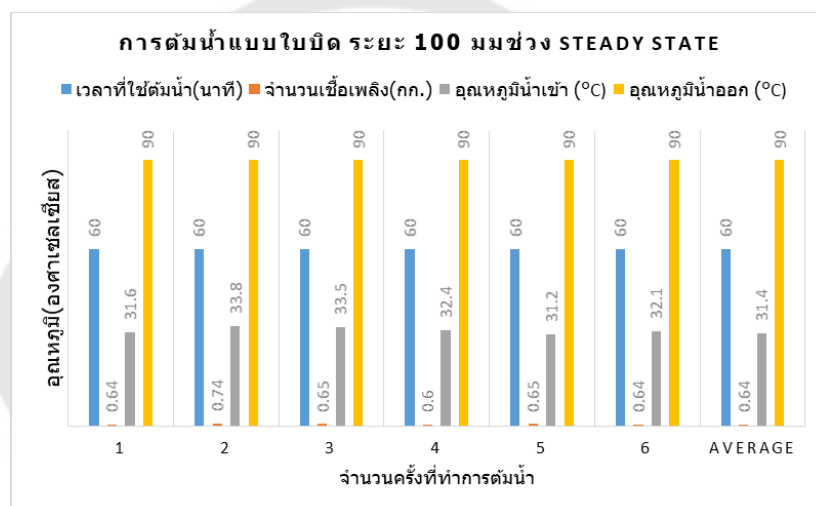
จำนวนครั้งที่ต้ม	เวลาที่ใช้น้ำ(นาท)	จำนวนเชื้อเพลิง(กก.)	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)
1	60	0.5	31.6	90
2	60	0.48	33.8	90
3	60	0.47	33.5	90
4	60	0.51	32.4	90
5	60	0.51	31.2	90
6	60	0.52	32.1	90
Average	60	0.49	31.4	90



ภาพประกอบ 69 แสดงสรุปผลการทดลองการต้มน้ำแบบมีไบบิต ระยะฟิท เท่ากับ 125 มม.

ตาราง 18 ผลสรุปจากการทดลองการต้มน้ำ ระยะ ฟิท 100 มม.ช่วง Steady state

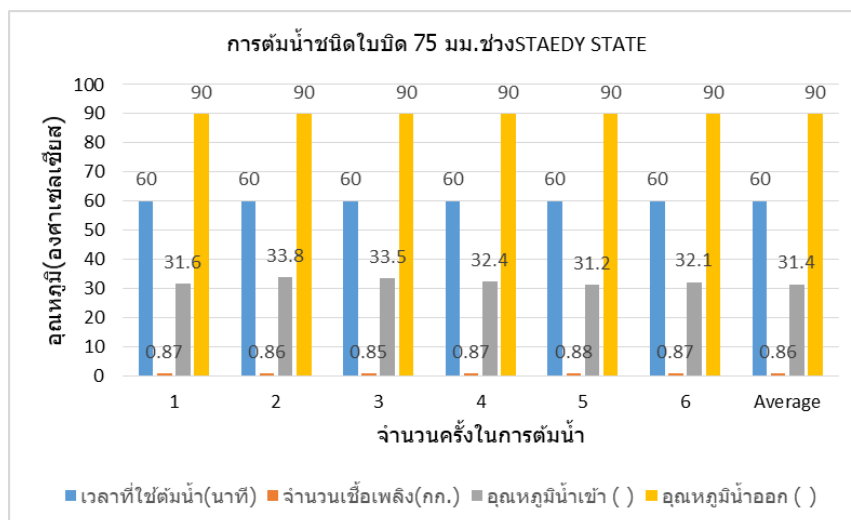
จำนวนครั้งที่ต้ม	เวลาที่ใช้น้ำ(นาท)	จำนวนเชื้อเพลิง(กก.)	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)
1	60	0.64	31.6	90
2	60	0.74	33.8	90
3	60	0.65	33.5	90
4	60	0.6	32.4	90
5	60	0.65	31.2	90
6	60	0.64	32.1	90
Average	60	0.64	31.4	90



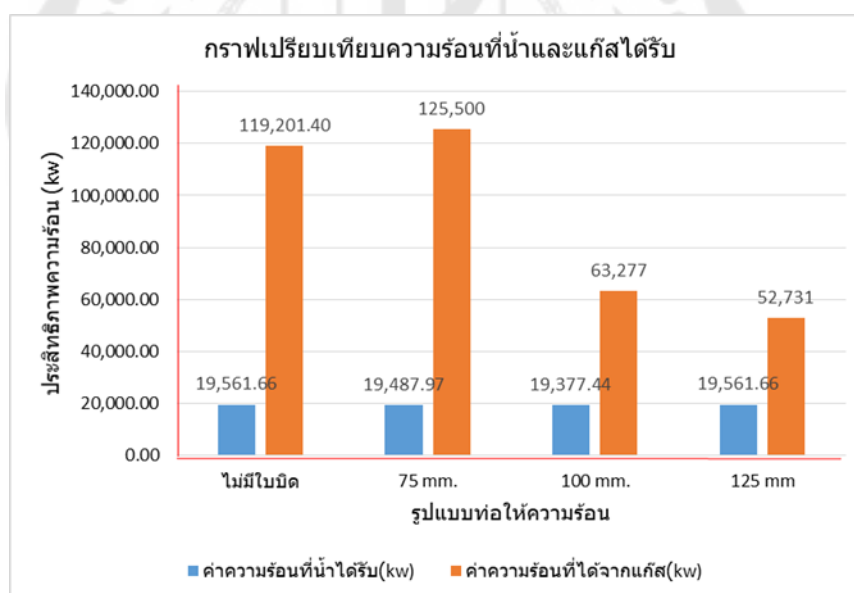
ภาพประกอบ 70 แสดงการทดลองการต้มน้ำระยะฟิท เท่ากับ 100 มม ช่วง Steady

ตาราง 19 ผลสรุปจากการทดลองการต้มน้ำ ระยะ ฟิท 75 ซม.ช่วง Steady state

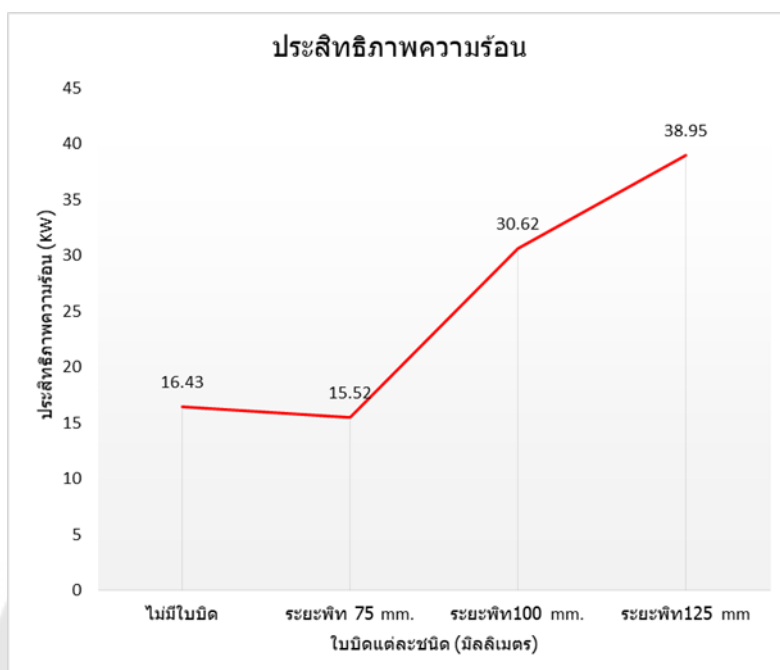
จำนวนครั้งที่ต้ม	เวลาที่ใช้น้ำ(นาท)	จำนวนเชื้อเพลิง(กก.)	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)
1	60	0.87	31.6	90
2	60	0.86	33.8	90
3	60	0.85	33.5	90
4	60	0.87	32.4	90
5	60	0.88	31.2	90
6	60	0.87	32.1	90
Average	60	0.86	31.4	90



ภาพประกอบ 71 แสดงการทดลองการดมน้ำระยะพิท เท่ากับ 75 มม ช่วง Steady



ภาพประกอบ 72 แสดงการเปรียบเทียบค่าความร้อนที่น้ำและแก๊ส



ภาพประกอบ 73 แสดงการเปรียบเทียบประสิทธิภาพทางความร้อนของหม้อต้มน้ำ

ช่วง Start up จากการทดลองพบว่าการทดลองการต้มน้ำที่มีไบบิตช่วง Start up สูญเสียปริมาณการใช้เพลิงจำนวนน้อยกว่าเนื่องจากแก๊สร้อนวิ่งผ่านท่อแลกเปลี่ยนความร้อนโดยมีไบบิตเพื่อหน่วยแก๊สร้อน ทำให้แก๊สร้อนวิ่งผ่านออกได้ช้าลง ส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนกับผนังท่อได้ดีกว่า ผลทดลอง การใช้เชื้อเพลิงในการต้มน้ำที่ดีที่สุดในการทดลอง คือหม้อต้มน้ำที่ใส่ไบบิตในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ระยะ พิต เท่ากับ 125 มม. ใช้เชื้อเพลิง 1.05 กิโลกรัม และใช้เวลาในการต้มน้ำเพื่อให้ได้อุณหภูมิ ช่วงใช้งาน $80-90^{\circ}\text{C}$ เท่ากับ 58 นาที โดยประมาณ และมีอุณหภูมิน้ำเข้า/ออก ที่ 31.4/90 ในการต้มน้ำแบบต่อเนื่อง จำนวน 80 ลิตร อัตราการไหล 10.06 ลิตร / นาที ค่าความร้อนที่น้ำได้รับเท่ากับ 19,561.66 kJ/kg ค่าความร้อนที่ได้จากแก๊ส 52,731 kJ/kg ประสิทธิภาพทางความร้อนเท่ากับ 0.3895 kw คิดเป็น 38.95% เมื่อเทียบกับการต้มน้ำแบบไม่มีไบบิตในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน และยังพบว่า ที่ระยะ พิต ที่ 125 นั้น มีการใช้เวลา และเชื้อเพลิงในการต้มน้ำให้ได้ตามข้อกำหนด แต่ต้องเป็นระยะที่เหมาะสมกับระดับน้ำที่จะทำการหมุนแก๊สเสียเพื่อให้แก๊สเสียได้สัมผัสกับผนังท่อแลกเปลี่ยนความร้อนได้ยาวนาน ส่วนการต้มน้ำใน

ช่วง Steady state เมื่อทำการทดลองต้มน้ำนาน 1 ชั่วโมง หม้อต้มน้ำที่ไม่มีไบบิตในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนใช้เชื้อเพลิง เท่ากับ 1.43 กิโลกรัมต่อชั่วโมง ส่วนการต้มน้ำแบบมีไบบิตในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ระยะ พิต 75, 100, 125 มม. มีการใช้เชื้อเพลิง 0.86, 0.64, 0.49 กิโลกรัม/ชั่วโมง ทั้งนี้การใส่ไบบิตเพื่อทำการชะลอแก๊สร้อนที่วิ่งในท่อแก๊สร้อนนั้นต้องศึกษา

จำนวนมากเนื่องจากแก๊สร้อนวิ่งผ่านท่อโดยไม่มีใบปิดเพื่อหน่วยแก๊สร้อน ทำให้แก๊สร้อนวิ่งผ่าน
ออกไปอย่างรวดเร็ว ส่งผลให้การ แลกเปลี่ยนความร้อนกับผนังท่อได้ไม่ดีเท่าที่ควร และควรศึกษา
และทดลองระยะ พิท ความเร็วของแก๊สร้อน ที่จะทำการต้มน้ำแต่ละขนาดต่อไป



บทที่ 5

สรุปและข้อเสนอแนะ

1 สรุปผลการวิจัย

งานวิจัยนี้มีจุดมุ่งหมายศึกษาการพัฒนาหม้อต้มน้ำให้มีประสิทธิภาพได้ทำการปรับอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง และศึกษาระยะ พิต ของไบบิตที่จะทำการใส่เข้าไปในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน จากการศึกษพบว่าเมื่อทำการต้มน้ำเทียบกับการใส่ไบบิตเข้าไปในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนพบว่าใช้เวลาในการต้มน้ำใช้น้อยลง, ใช้ประมาณ LPG น้อยลง เนื่องจากอุณหภูมิไอเสียมากขึ้น ทำให้ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนได้รับความร้อนเพิ่มขึ้น และการใส่ไบบิตเข้าไปในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น ส่งผลให้หม้อต้มน้ำให้ไหลด้านในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนยาวนานขึ้นส่งผลให้น้ำที่สัมผัสกับท่อแลกเปลี่ยนความร้อนได้แลกเปลี่ยนความร้อนที่นานขึ้น และส่งผ่านความร้อนไปยังน้ำที่ล้อมรอบท่อแลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อเทียบกับการทดลองต้มน้ำโดยตรง ไม่มีไบบิตในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้แก๊สร้อนวิ่งผ่านไปอย่างรวดเร็ว มีการสูญเสียพลังงานมาก

จากการทดลองพบว่า เครื่องทำน้ำร้อนอัตโนมัติแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมอาหารมีระบบปิด และไบบิตที่มีระยะ พิต 75 100 125 มม. ใส่เข้าไปในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อนให้กับน้ำที่อยู่โดยรอบ ส่งผลให้น้ำในหม้อต้มได้รับความร้อนที่นานขึ้น ในการทดลองพบว่า ไบบิต ที่ระยะ พิต 125 เซนติเมตร นั้น สามารถหม้อต้มน้ำได้ดีกว่าระยะพิต 100 และ 75 เซนติเมตรตามลำดับ โดยเฉพาะท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ให้ก๊าซไอเสียวิ่งนั้น ถูกทิ้งไปโดยเปล่าประโยชน์ การต้มน้ำโดยใช้เครื่องทำน้ำร้อนอัตโนมัติแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมที่มีการใส่ไบบิตเข้าไปในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนสูญเสียพลังงานระหว่างการผลิตน้อยกว่าแบบที่ไม่ใส่ไบบิตที่ท่อแลกเปลี่ยนความร้อน การต้มน้ำโดยใช้เครื่องทำน้ำร้อนอัตโนมัติแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมที่ไม่ใส่ไบบิตในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนให้ประสิทธิภาพน้อยกว่าแบบที่ใส่ไบบิตในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ถึง 22.95 %

เมื่อนำไปประยุกต์ใช้งานในภาคอุตสาหกรรมอาหาร ผู้วิจัยหวังว่าจะเป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาและออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้เกิดเทคโนโลยีใหม่โดยที่ใช้วัสดุที่มีความเหมาะสมในอุตสาหกรรมด้านนั้นๆ และเป็นแนวทางในการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน การประหยัดพลังงาน นำไปสู่การลดต้นทุนการผลิต เกิดประโยชน์ทั้งในแง่การติดตั้งและการใช้งานที่สะดวกยิ่งขึ้นและง่ายต่อการบำรุงรักษา

2 ข้อเสนอแนะ

จากการออกแบบสร้างเครื่องต้มน้ำ ในระบบปิดที่ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบทรงกระบอกกวางตั้งตรง โดยให้อิเสียนจากเชื้อเพลิงวิ่งผ่านท่อแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อส่งต่อความร้อนไปสู่ น้ำพบว่ามีการสูญเสียความร้อนค่อนข้างมาก นอกจากนั้นในการทดลอง ได้ทำการทดลองในห้องปิดที่มีความกว้างไม่มากนัก อาจมีผลเสียต่อสุขภาพผู้ทดลอง และในการทดลองผู้ทดลองไม่ได้กำหนดอุณหภูมิมาตรฐานของการทดลอง ดังนั้นการทดลองจึงมีผลไปตามอุณหภูมิห้อง ณ ช่วงเวลานั้นๆ โดยการศึกษาและพัฒนาต่อไปควรจะศึกษาถึงตัวแปรอื่นๆ เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบให้ได้เครื่อง แบบต่อเนื่อง ที่มีการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องมากยิ่งขึ้น เช่น

1. ศึกษา Finned heater ในลักษณะต่างๆ โดยใช้วัสดุที่สามารถทนความร้อนในอุณหภูมิสูงได้ เพื่อหวังไอสียนเพิ่มเวลาในการแลกเปลี่ยนความร้อน
2. ศึกษาอิทธิพลของอุณหภูมิภายนอกของสิ่งแวดล้อม ที่มีต่อการทำงานและประสิทธิภาพของเครื่อง
3. ศึกษาอิทธิพลของการติดตั้งครีปในท่อทรงกระบอกกวางและ ระยะพิทที่เหมาะสม ในการหมุนว่งแก๊สร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน รวมถึงอันตรายการไหลที่เหมาะสมของแก๊สร้อนที่จะวิ่งผ่านท่อแลกเปลี่ยนความร้อน
4. ศึกษาการเพิ่ม-ลด ของอุณหภูมิด้วยการจำลองด้วยคอมพิวเตอร์โปรแกรมเพื่อช่วยให้เห็นถึงลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้น รวมถึงการเพิ่มลดของปริมาณน้ำภายภาชนะบรรจุ
5. เพิ่มเติมจุดวางถังเชื้อเพลิงเพื่อง่ายต่อการเคลื่อนที่ในขณะที่ทำการต้มน้ำ
6. เปลี่ยนจากการทดลองในห้อง เป็นการทดลองในที่ที่เปิดกว้าง เพื่อป้องกันการสะสมของก๊าซไอสียน ซึ่งจะเกิดผลเสียต่อร่างกายของผู้ทดลอง

บรรณานุกรม

- 1 Cengel YAaB, M.A., McGraw-Hill, . Thermodynamics an engineering approach. Singapore2011.
- 2 บริษัท ทิมฟู้ด จำกัด. ขั้นตอนการดำเนินงาน เรื่องการควบคุมการปฏิบัติเรื่องการอนุรักษ์พลังงาน 2554.
- 3 W.D. Callister J. Materials Science and Engineering: An Introduction, John Wiley & Son, Inc. New York1997.
- 4 Eiamsa-ard SaP, P. . Performance assessment in a heat exchanger tube with alternate clockwise and counterclockwise twisted-tape inserts. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2010(13641372): 53.
- 5 Eiamsa-ard S, Seemawute, P. and Wongcharee, K. . Influences of peripherally-cut twisted tape insert on heat transfer and thermal performance characteristics in laminar and turbulent tube flows. Experimental Thermal and Fluid Science. 2010(34):711–9.
- 6 Webb RL. Principles of Enhanced Heat Transfer. New York: John-Wiley & Sons; 1992.
- 7 Bejan AaK, A.D. . Heat transferhandbook. New Jersey: John-Wiley & Sons; 2003.
- 8 Kumar AaP, B.N. . Investigation of twisted tape inserted solar water heaters heat transfer, friction factor and thermal performance results. Renewable Energy. 2000(19):379–98.
- 9 Noothong W, Eiamsa-ard, S. and Promvonge,P. . Effect of twisted-tape inserts on heat transfer in a tube The 2nd JointInternationa conference onThailand. “Sustainable Energy and Environment (SEE2006)”; Bangkok2006.
- 10 Sarada N, Raju, S.,Kalyani Radha, A.V. and Shyam K. . Enhancement of heat transfer using varying width twisted tape inserts. International Journal of Engineering, Science and Technology. 2010(2(6)):107–18
- 11 Eiamsa-ard, S.,Thianpong, C., Eiamsa-ard, P.and Promvonge, P. 2009. Convective heat transfer in a circular tube with short-length twisted tape insert. International Communications in Heat and Mass Transfer, 36: 365–71.

- 12 Jaisankar, S., Radhakrishnan T.K., Sheeba K.N. and Suresh, S. 2009. Experimental investigation of heat transfer and friction factor characteristics of thermosyphon solar water heater system fitted with spacer at the trailing edge of left–right twisted tapes. *Energy Conversion and Management*. 50: 2638-2649.
- 13 Eiamsa-ard, S. and Promvonge, P. 2010. Performance assessment in a heat exchanger tube with alternate clockwise and counterclockwise twisted-tape inserts. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53: 1364-1372.
- 14 ongcharee, K. and Eiamsa-ard, S. 2011. Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl flow through the round tubes inserted with alternate clockwise and counterclockwise twisted-tapes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38: 348-52.
- 15 Eiamsa-ard, S., Somkleang, P., Nuntadusit, C. and Thianpong C. 2013. Heat transfer enhancement in tube by inserting uniform/nonuniform twisted-tapes with alternate axes: Effect of rotated-axis length. *Applied Thermal Engineering*, 54(1): 289-309.
- 16 Eiamsa-ard, S., Thianpong, C., Eiamsa-ard, P. and Promvonge, P. 2010. Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with dual twisted tape elements in tandem. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37: 39-46.
- 17 Eiamsa-ard, S. and Promvonge, P. 2005. Enhancement of heat transfer in a tube with regularly-spaced helical tape swirl generators. *Solar Energy*, 78: 483–494.
- 18 Jaisankar, S., Radhakrishnan, T.K. and Sheeba, K.N. 2009. Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of thermo syphon solar water heater system fitted with spacer at the trailing edge of twisted tapes. *Applied Thermal Engineering*, 29: 1224-1231.
- 19 Krishna, S.R., Pathipaka, G. and Sivashanmugam, P. 2009. Heat transfer and pressure drop studies in a circular tube fitted with straight full twist. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33: 431-8.

- 20 Bas, H. and Ozceyhan, V. 2012. Heat transfer enhancement in a tube with twisted tape inserts placed separately from the tube wall. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 41:51–58.
- 21 Eiamsa-ard, S., Wongcharee, K., Eiamsa-ard, P. and Thianpong, C. 2010. Thermo hydraulic investigation of turbulent flow through around tube equipped with twisted tapes consisting of center wings and alternate-axes. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34: 1151-1161.
- 22 Eiamsa-ard, P., Thianpong, C. and Eiamsa-ard, S. 2011. Influences of Twisted-Tape with Parallel Rectangular-Wing on Thermal Performance of a Heat Exchanger. 2011 International Conference and Utility Exhibition on Power and Energy Systems: Issues & Prospects for Asia (ICUE), Pattaya, Thailand, Sept. 28-30, 2011
- 23 Eiamsa-ard, S., Wongcharee, K., Eiamsa-ard, P. and Thianpong, C. 2010. Heat transfer enhancement in a tube using delta-winglet twisted tape inserts. *Applied Thermal Engineering*, 30: 310-8.
- 24 Wongcharee, K. and Eiamsa-ard, S. 2011. Heat transfer enhancement by twisted tapes with alternate-axes and triangular, rectangular and trapezoidal wings. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 50:211-219.
- 25 Seemawute, P. and Eiamsa-ard, S. 2010. Thermohydraulics of turbulent flow through a round tube by a peripherally-cut twisted tape with an alternate axis. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37: 652-659.
- 26 Eiamsa-ard, S., Seemawute, P. and Wongcharee, K. 2010. Influences of peripherally-cut twisted tape insert on heat transfer and thermal performance characteristics in laminar and turbulent tube flows. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34: 711–719.
- 27 Murugesan, P., Mayilsamy, K. and Suresh, S. 2010. Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in Tube Fitted with Square-cut Twisted Tape. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 18(4): 609-617.

- 28 Murugesan, P., Mayilsamy, K., Suresh, S. and Srinivasan, P.S.S. 2011. Heat transfer and pressure drop characteristics in a circular tube fitted with and without V-cut twisted tape insert. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38: 329-234.
- 29 Thianpong, C., Eiamsa-ard, P., Promvonge, P. and Eiamsa-ard, S. 2012. Effect of perforated twisted-tapes with parallel wings on heat transfer enhancement in a heat exchanger tube. *Energy Procedia*, 14: 1117-1123.
- 30 Bhuiya, M.M.K., Chowdhury, M.S.U., Saha, M. and Islam, M.T. 2013. Heat transfer and friction factor characteristics in turbulent flow through a tube fitted with perforated twisted tape inserts. *International Communications Heat and Mass Transfer*, 46: 49-57.
- 31 Jaisankar, S., Radhakrishnan, T.K. and Sheeba, K.N. 2011. Experimental studies on heat transfer and thermal performance characteristics of thermosyphon solar water heating system with helical and left-right twisted tapes. *Energy Conversion and Management*, 52: 2048-2055.
- 32 Eiamsa-ard, S., Yongsiri, K., Nanan, K. and Thianpong, C. 2012. Heat transfer augmentation by helically twisted tapes as swirl and turbulence promoters. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 60: 42-48.
- 33 Nanan, K., Yongsiri, K., Wongcharee, K., Thianpong, C. and Eiamsa-ard, S. 2013. Heat transfer enhancement by helically twisted tapes inducing co- and counter-swirl flows. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 46: 67-73.
- 34 Thianpong, C., Eiamsa-ard, P., Wongcharee, K. and Eiamsa-ard, S. 2009. Compound heat transfer enhancement of a dimpled tube with a twisted tape swirl generator. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36: 698-704.
- 35 Eiamsa-ard, S. and Promvonge, P. 2010. Thermal characteristics in round tube fitted with serrated twisted tape. *Applied Thermal Engineering*, 30: 1673-1682.
- 36 Murugesan, P., Mayilsamy, K. and Suresh, S. 2010. Heat transfer and friction factor studies in a circular tube fitted with twisted tape consisting of wire-nails. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 18: 1038-1042.

- 37 S. Suwannapan S. Skullong, P. Promvong 2015 Thermal Characteristics In a Heat Exchanger Tube Fitted With Zigzag-winglet perforated-Tapes Transactions of the TSME (2015) Vol. 3, No. 1, 29-36
- 38 Cancan Zhang, Dingbiao Wang, Kun Ren, Yong Han, Youjian Zhu, Xu Peng, Jing Deng, Xiyang Zhang comparative review of self-rotating and stationary twisted tape inserts in heat exchanger Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 53, January 2016, Pages 433-449







ภาคผนวก ก
รายการสัญลักษณ์

รายการสัญลักษณ์และคำย่อ

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A	พื้นที่	m^2
A_c	พื้นที่หน้าตัด	m^2
A_s	พื้นที่ผิวของวัตถุที่มีการพาความร้อน	m^2
AFR_T	อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงจริง	kg air / kg fuel
C	อัตราส่วนความจุความร้อนระหว่าง C_{min} และ C_{max}	-
C_c	อัตราค่าความจุความร้อนจำเพาะของของไหลเย็น	W/K
C_h	อัตราค่าความจุความร้อนจำเพาะของของไหลร้อน	W/K
C_{min}	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของของไหลร้อนหรือเย็นที่ค่าน้อย	W/K
C_{max}	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของของไหลร้อนหรือเย็นที่ค่ามาก	W/K
C_p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศที่ความดันคงที่	J/kg·K
C_v	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของของไหลที่ปริมาตรคงที่	J/kg·K
C_α	จำนวนของคาร์บอน	-
C_{pc}	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของของไหลเย็น	J/kg·K
C_{ph}	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของของไหลร้อน	J/kg·K
CO	คาร์บอนมอนอกไซด์	-
CO ₂	คาร์บอนไดออกไซด์	-
D	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ	m
D_i	เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของภาชนะความดัน	m
E	ประสิทธิภาพการเชื่อม	-
F	เชื้อเพลิง	kg
F_R	ความเค้น	N/m^2
F_s	อัตราส่วนของ Fuel-Air ที่พอดีโดยมวล	kg air / kg fuel
f	แรงเสียดทาน	N
g	แรงโน้มถ่วง	m/s^2
H ₂	ก๊าซไฮโดรเจน	-

รายการสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
HHV	Higher Heating Value	MJ/kg
H ₂ O	น้ำ	-
h	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ตำแหน่งใด ๆ	BTU/hr ft ² °F
k	ค่าสภาพการนำความร้อนของวัสดุแต่ละชนิด	W·m·°K
L	ความยาว	m
LD _i	Projected Area	m
m _{fuel}	มวลเชื้อเพลิง	kg
m	มวล	kg
ṁ	อัตราการไหลเชิงมวล	kg/s
ṁ _{fuel}	อัตราการไหลเชิงมวลเชื้อเพลิง	kg/s
m _c	อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลเย็น	kg/s
m _{dg}	ปริมาณไอเสียแห้ง	kg
m _{dry,a}	มวลอากาศแห้ง	kg
m _f	มวลเชื้อเพลิง	kg
m _h	อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลร้อน	kg/s
m _{moisture}	มวลความชื้น	kg
m _r	มวลของแข็งที่เหลือจากการเผาไหม้	kg
m _w	มวลความชื้นในไอเสีย	kg
m _{wg}	ไอเสียชื้น	kg
m _{water}	มวลน้ำ	kg
N _δ	จำนวนไนโตรเจน	-
NTU	Number of Transfer Units	-
Nu _D	เลขนัสเซิลท์	-
N ₂	ไนโตรเจน	-
NO ₂	ไนโตรเจนไดออกไซด์	-

รายการสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
O_Y	จำนวนออกซิเจน	-
P_{pump}	กำลังงานของปั๊ม	hp
Pr	เลขพรานส์	-
P	ความดัน	N/m^2
Q	อัตราการไหลเชิงปริมาตร	m^3/s
q	การพาความร้อน	W/m^2
q_{conv}	อัตราการถ่ายเทความร้อน	W
q_s''	ฟลักซ์ความร้อน	W/m^2
R	ค่าคงที่ของแก๊ส	$J \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}$
Re_D	เลขเรย์โนลด์	-
r	เส้นผ่านศูนย์กลางของถังบรรจุ	m
r_i	รัศมีภายในของภาชนะความดัน	m
r_o	รัศมีภายนอกของภาชนะความดัน	m
S	กำมะถัน	-
SEC	Specific energy consumption	MJ/kg product
SO_2	ซัลเฟอร์ไดออกไซด์	-
S_T	Tensile Strength	MPa
T	อุณหภูมิ	$^{\circ}C$
T_b	อุณหภูมิเดือดของของไหล	$^{\circ}C$
T_c	แรงการต้านแรงดึง	N
$T_{c,in}$	อุณหภูมิทางเข้าของของไหลเย็น	$^{\circ}C$
$T_{c,out}$	อุณหภูมิทางออกของของไหลเย็น	$^{\circ}C$
$T_{h,in}$	อุณหภูมิทางเข้าของของไหลร้อน	$^{\circ}C$
$T_{h,out}$	อุณหภูมิทางออกของของไหลร้อน	$^{\circ}C$

รายการสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
$T_{m,o}$	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อที่ทางออก	$^{\circ}\text{C}$
T_r	อุณหภูมิที่ผนัง	$^{\circ}\text{C}$
T_s	อุณหภูมิเฉลี่ยผิวครีป	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{thickness}}$	ความหนาของภาชนะความดัน	m
T_{∞}	ค่าคงที่อุณหภูมิพื้นผิว	$^{\circ}\text{C}$
t	เวลา	s
t_p	ความหนาของภาชนะความดัน	m
V	ปริมาตร	m^3
$\dot{V}$	อัตราการไหลเชิงปริมาตร	m^3/s
v	ความเร็ว	m/s
ν	ปริมาตรจำเพาะ	m^2/s
U	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
u_m	ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ	m/s
$\dot{W}_{\text{in}}$	การจ่ายกำลังให้ปั๊มน้ำ	J/s
X_C	สัดส่วนโดยมวลของคาร์บอน	percent b mass
X_H	สัดส่วนโดยมวลของไฮโดรเจน	percent by mass
X_S	สัดส่วนโดยมวลของซิลิกอน	percent by mass
X_O	สัดส่วนโดยมวลของออกซิเจน	percent by mass
X_s	Mass Fractions	percent by mass
X_{fd}	ความยาวทางเข้าสำหรับการปรับตัวเต็มที่	m
$X_{fd,h}$	ความยาวทางเข้าสำหรับการปรับตัว	m
Y_s	ค่า Mole Fractions	mole
y	ความสูง	m
ρ	ความหนาแน่น	kg/m^3
ρu	ฟลักซ์มวล	m^2/s

รายการสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
ϵ	อัตราส่วนเชื้อเพลิง – อากาศ	-
ϵ	ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	-
ϕ	สมมูลของอัตราส่วนของ Fuel – air	-
η	ประสิทธิภาพ	%
σ_{TC}	ความเค้นแรงดึงในแนวเส้นรอบวง	MPa
σ_{tL}	ความเค้นตามแนวแกนนอนในผนังของภาชนะความดัน	MPa
$\omega_{m_{dry,a}}$	มวลความชื้น	kg
$\alpha, \beta, \gamma, \delta$	จำนวนโมเลกุลของสาร	-

ภาคผนวก ข

รูปถ่ายเครื่องต้มน้ำแบบต่อเนื่องที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาหารและการทดสอบ





ภาพประกอบ รูปถ่ายเครื่องต้มน้ำแบบต่อเนื่องที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาหารและการทดสอบ



ภาพประกอบ รูปถ่ายเครื่องต้มน้ำแบบต่อเนื่องที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาหารและการทดสอบ



ภาพประกอบ รูปถ่ายเครื่องตม้้น้ำแบบต่อเนื่องที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาหารและการทดสอบ



ภาพประกอบ รูปถ่ายเครื่องตม้้น้ำแบบต่อเนื่องที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาหารและการทดสอบ



ภาพประกอบ รูปถ่ายเครื่องต้มน้ำแบบต่อเนื่องที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาหารและการทดสอบ



ภาพประกอบ รูปถ่ายเครื่องต้มน้ำแบบต่อเนื่องที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาหารและการทดสอบ



ภาพประกอบ รูปถ่ายเครื่องต้มน้ำแบบต่อเนื่องที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาหารและการทดสอบ



ภาพประกอบ รูปถ่ายเครื่องต้มน้ำแบบต่อเนื่องที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาหารและการทดสอบ



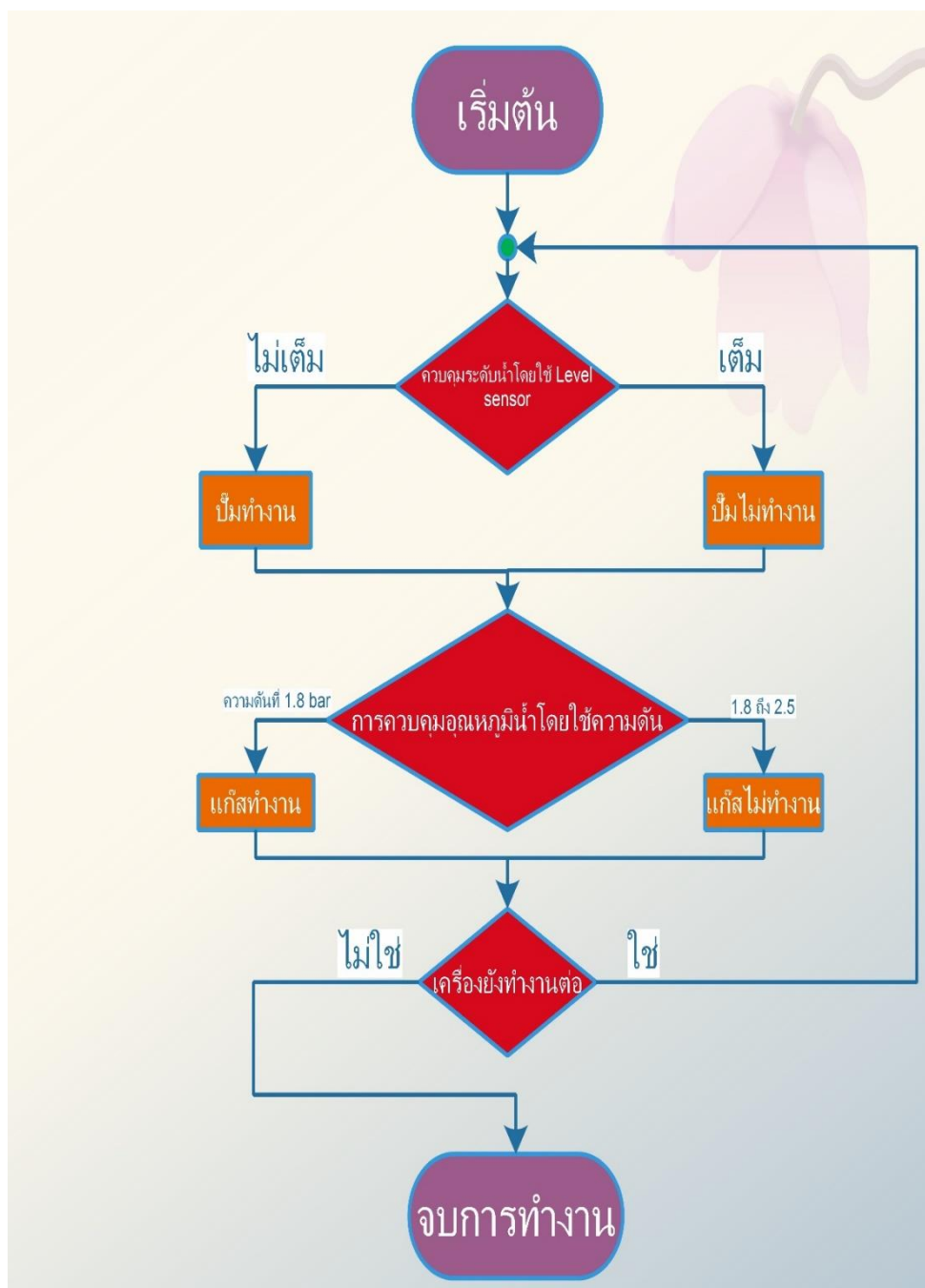
ภาพประกอบ รูปถ่ายเครื่องต้มน้ำแบบต่อเนื่องที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาหารและการทดสอบ



ภาพประกอบ รูปถ่ายเครื่องต้มน้ำแบบต่อเนื่องที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาหารและการทดสอบ



ภาคผนวก ค
แผนผังลำดับการทำงานของเครื่องต้มน้ำแบบต่อเนื่อง

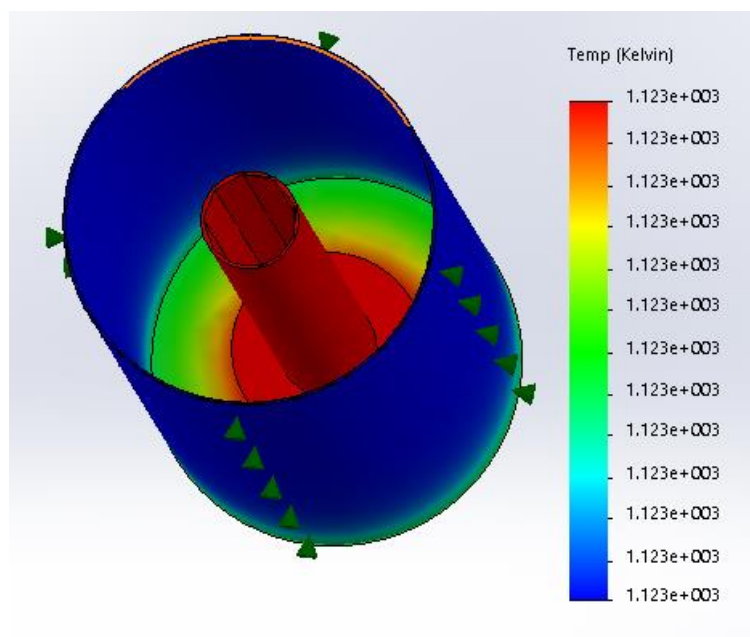


ภาพประกอบ Flow chart การทำงานของเครื่องทำน้ำร้อนแบบต่อเนื่อง

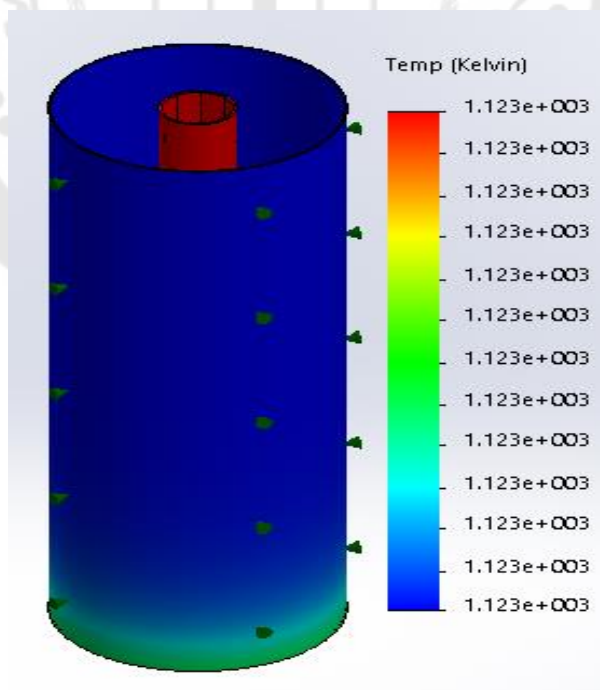
ภาคผนวก ง

แบบจำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อนที่ถัง

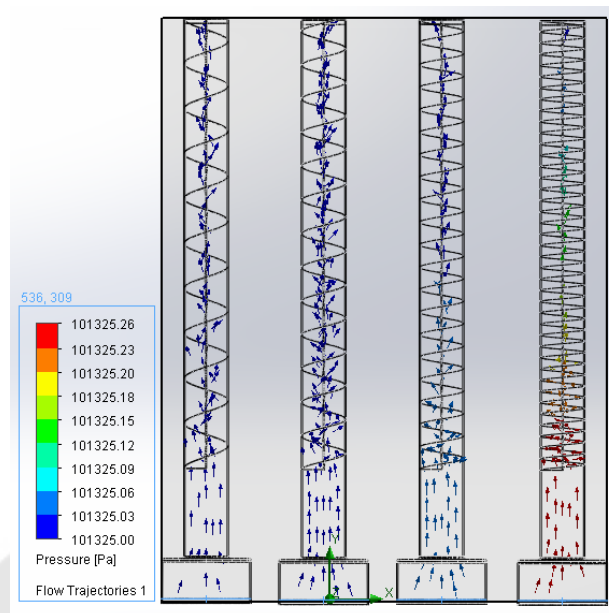




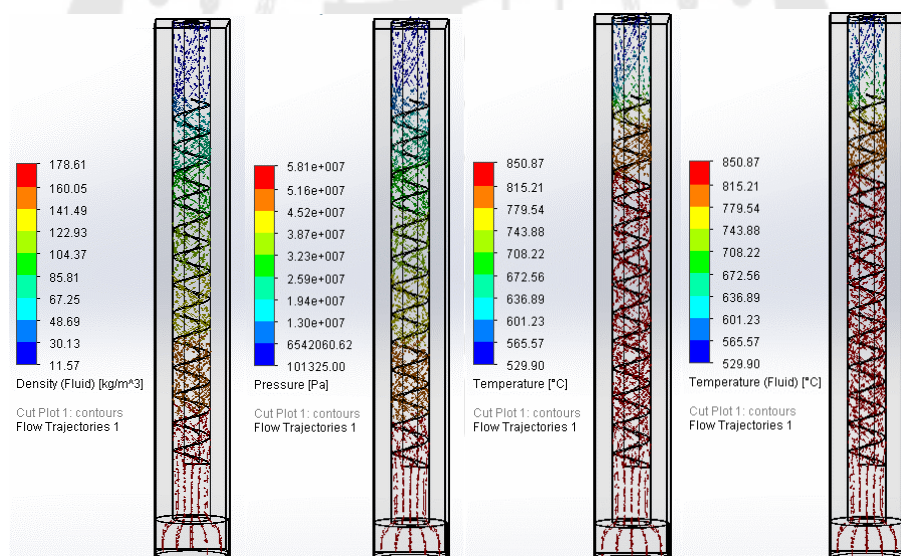
ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อนที่ถัง



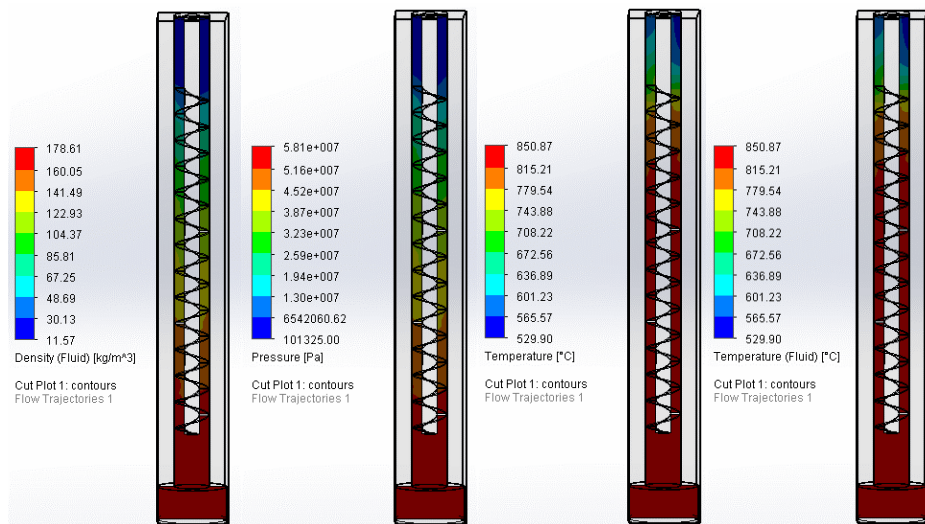
ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อนที่ถัง



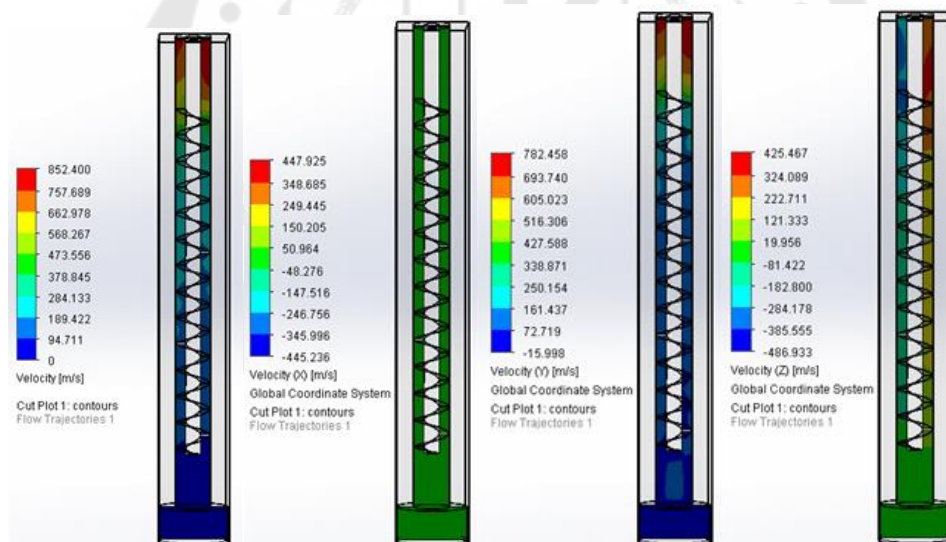
ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อนที่ถึงทั้ง 4 ขนาด



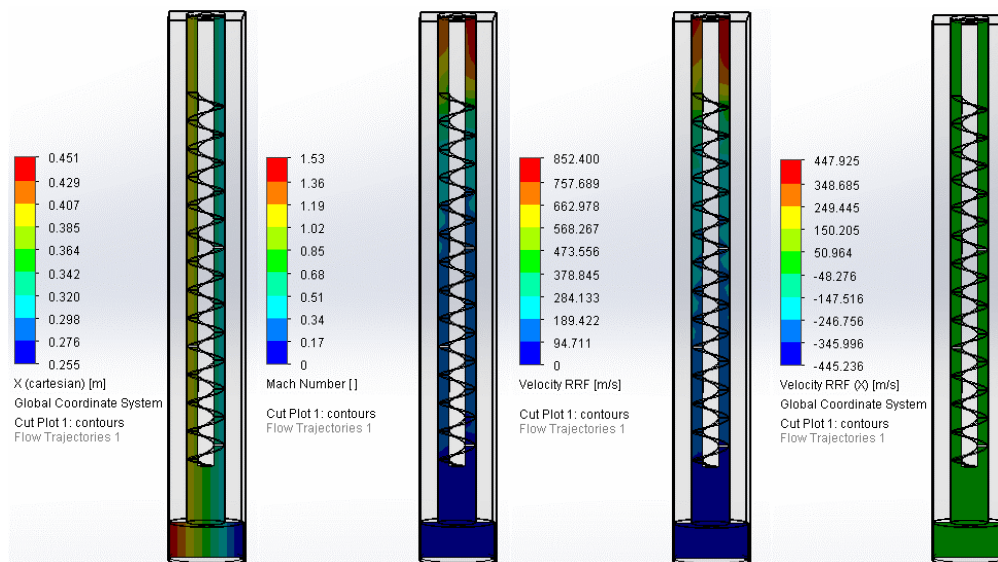
ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อนแบบปิด



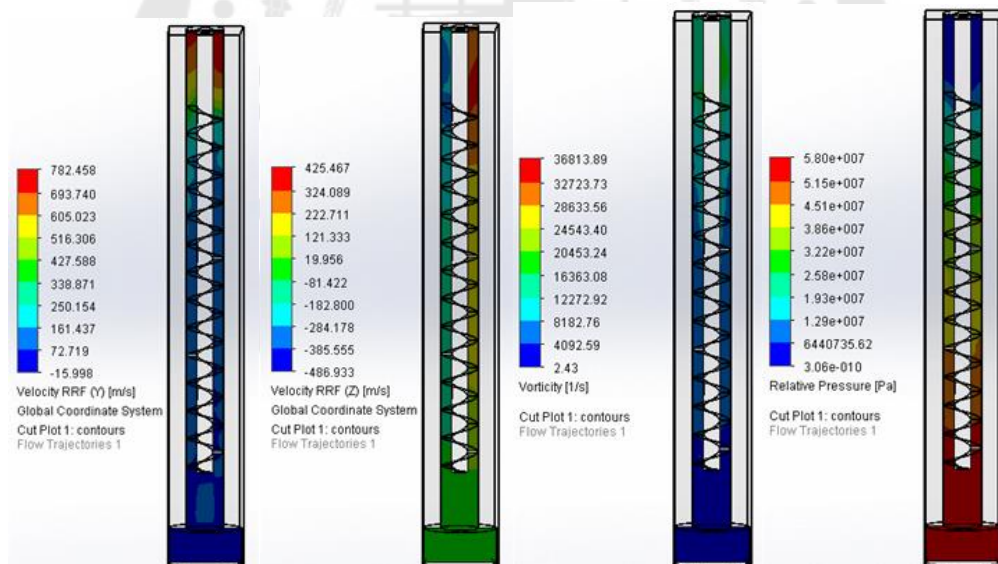
ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อน



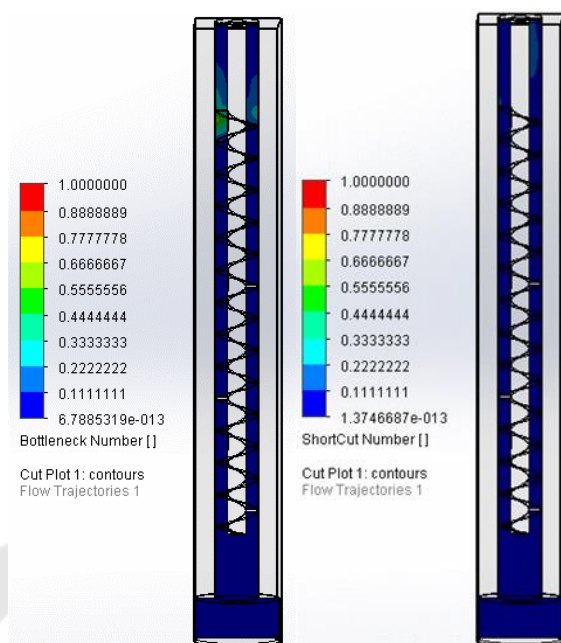
ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อน



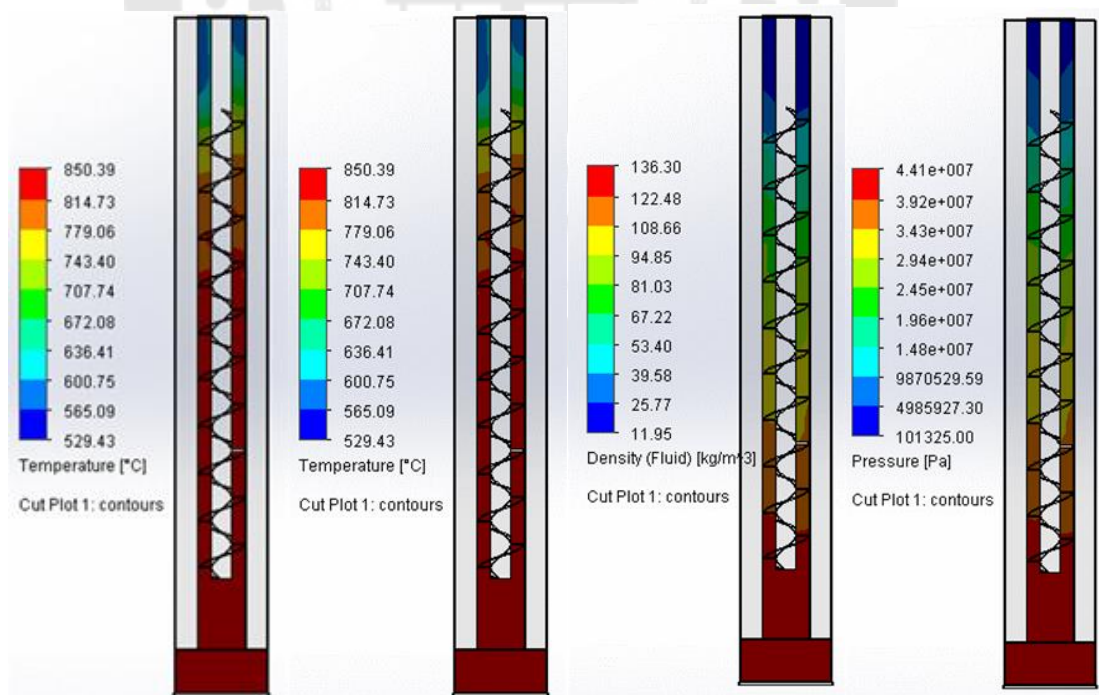
ภาพประกอบ 82 จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อน



ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อน

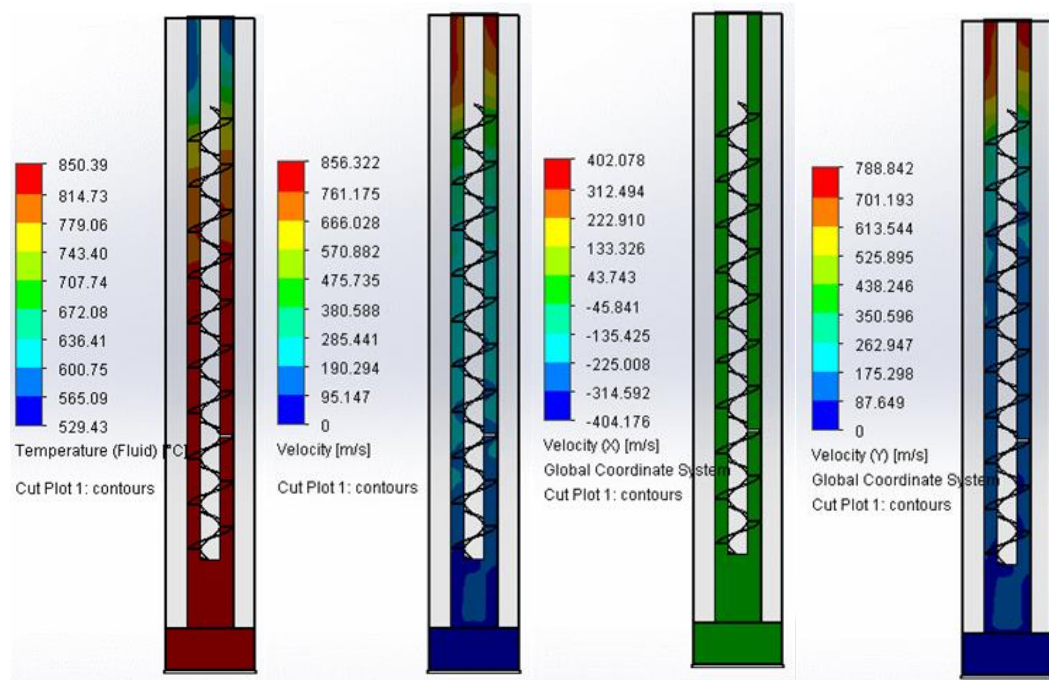


ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อน

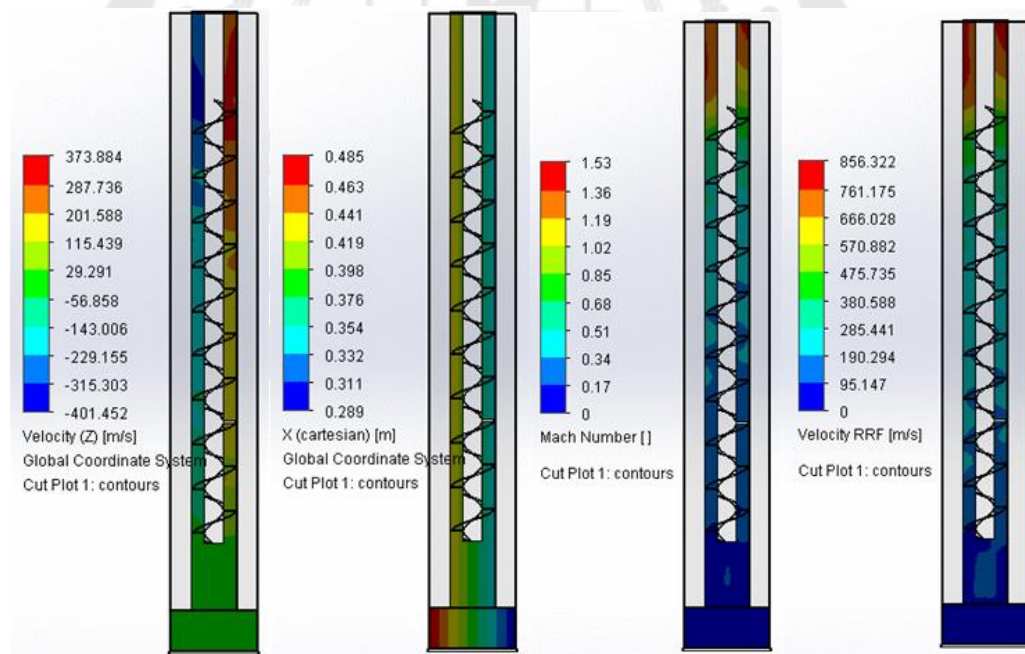


ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อนในบิต

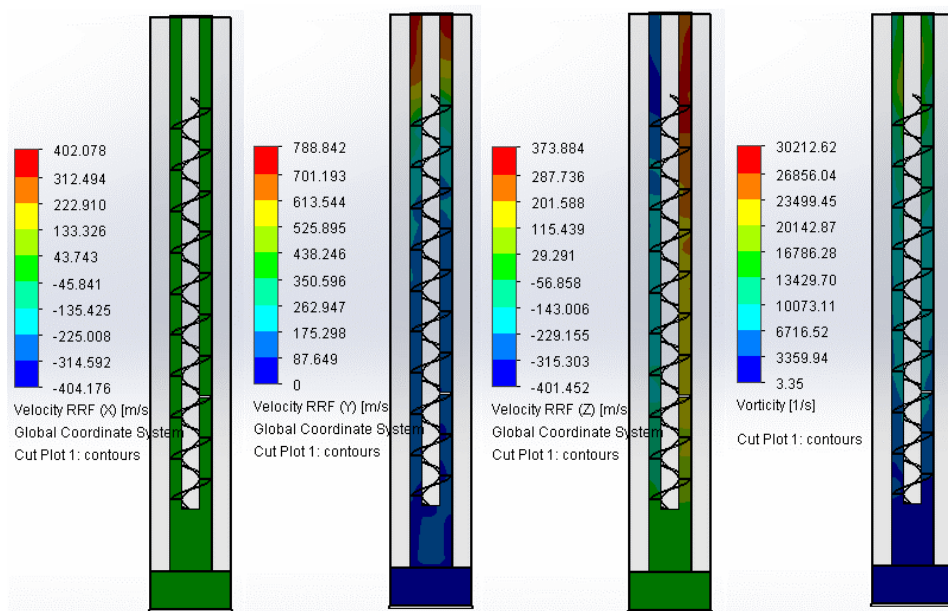
ระยะพิท= 100 mm



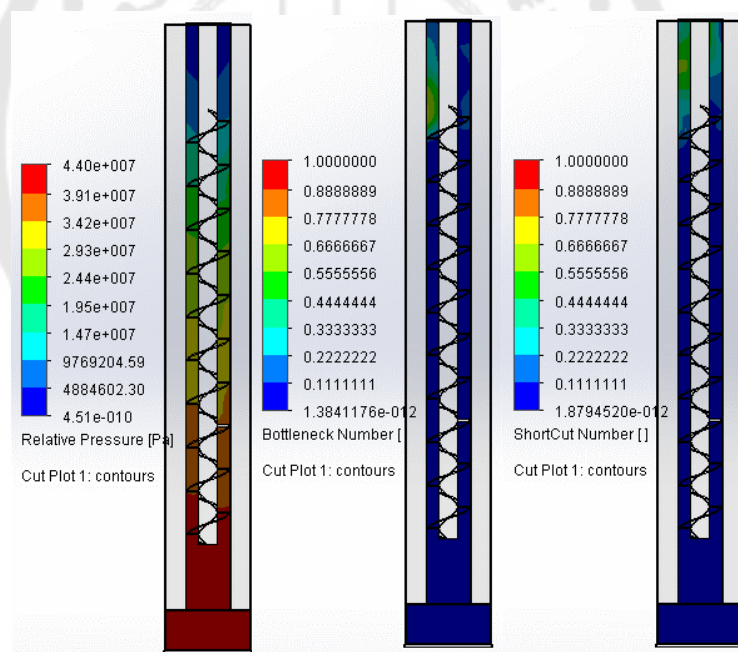
ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อนในปิโตรระยะพิท= 100 mm



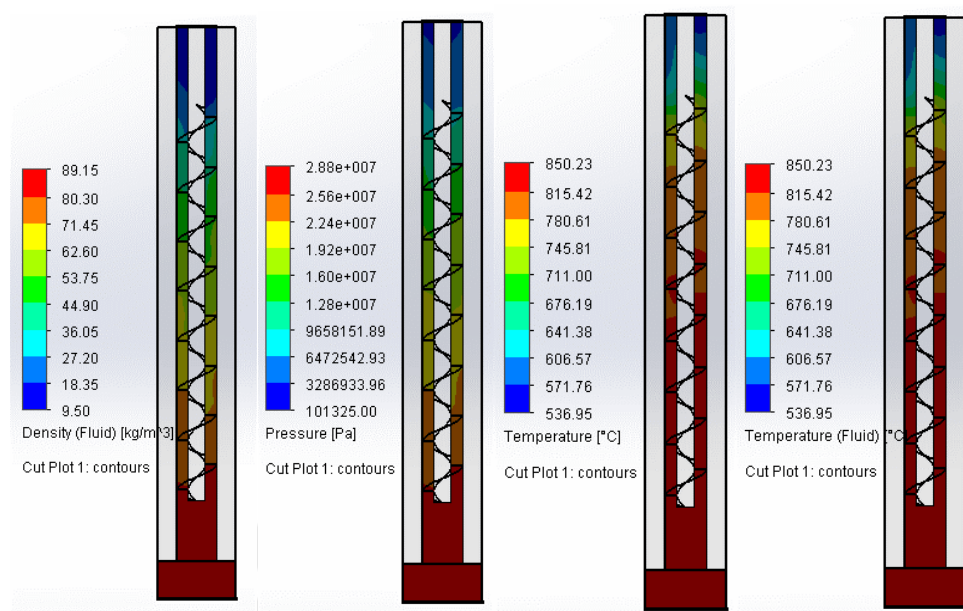
ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อนในปิโตรระยะพิท= 100 mm



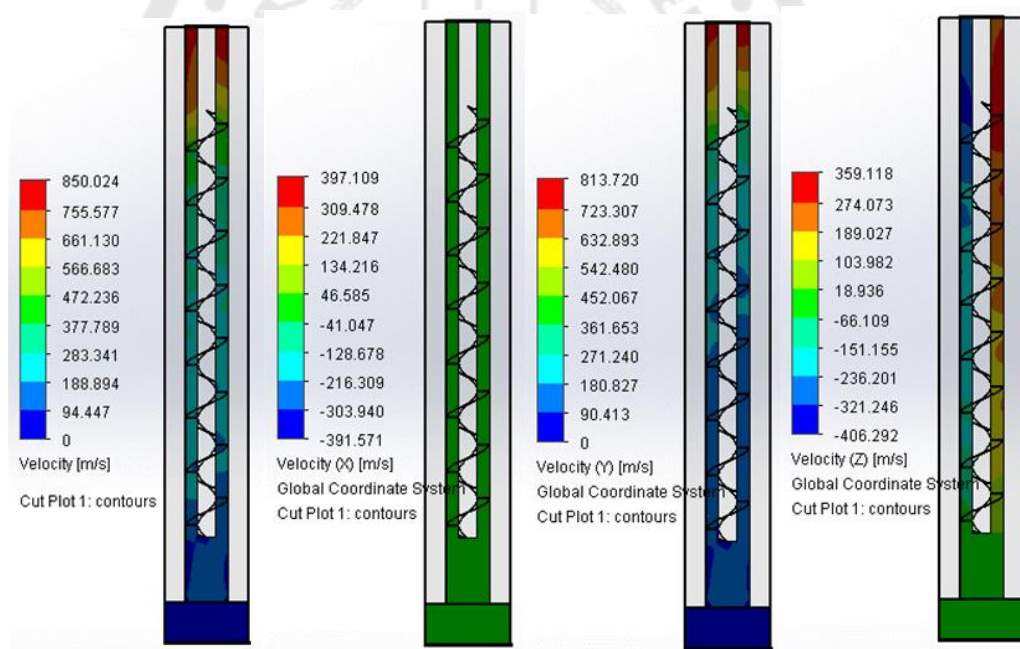
ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อนในปิโตรระยะพิท= 100 mm



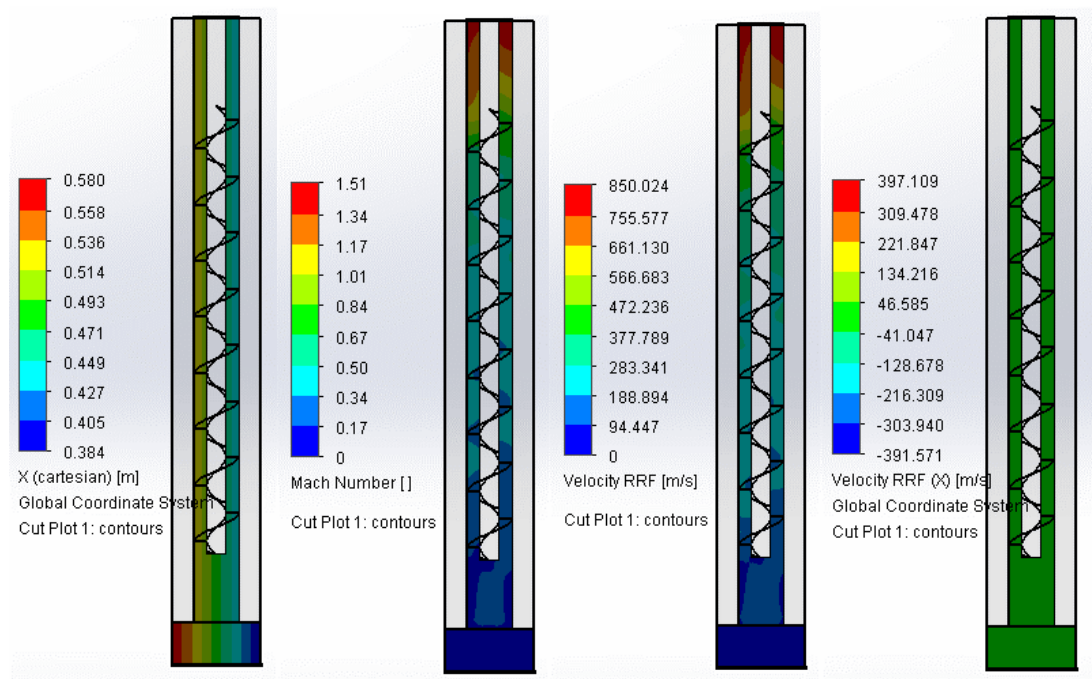
ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อนในปิโตรระยะพิท= 100 mm



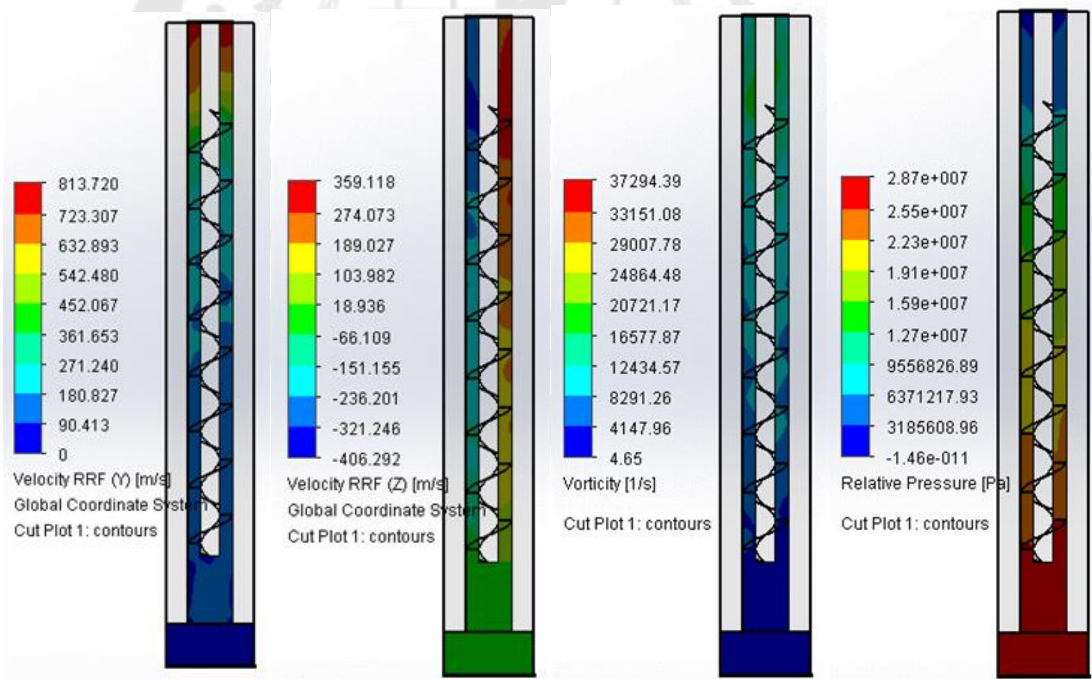
ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อนในปิโตรระยะพิท= 125 mm



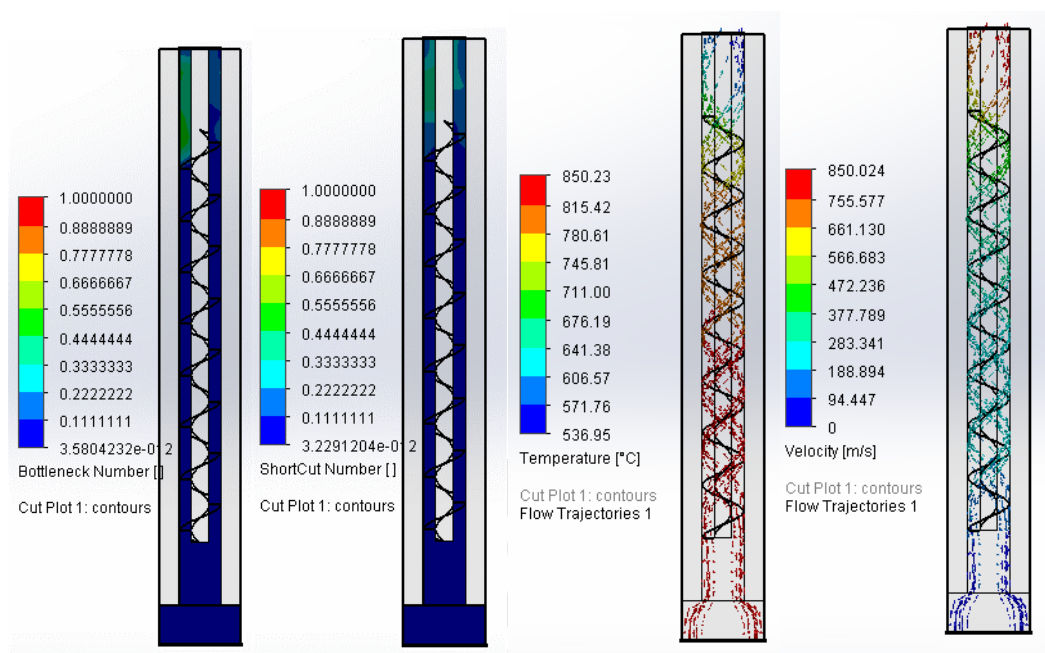
ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อนในปิโตรระยะพิท= 125 mm



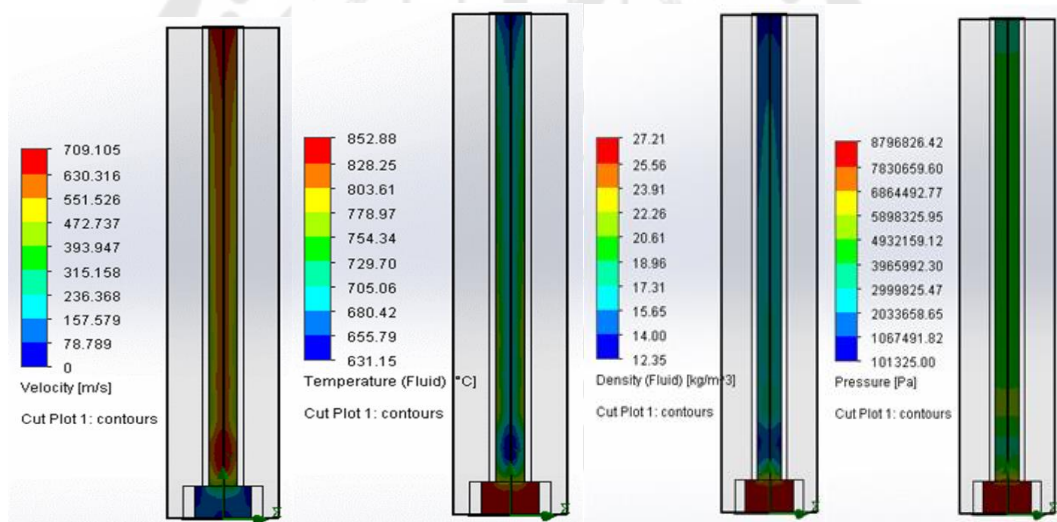
ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อนในปิกระยะพิท= 125 mm



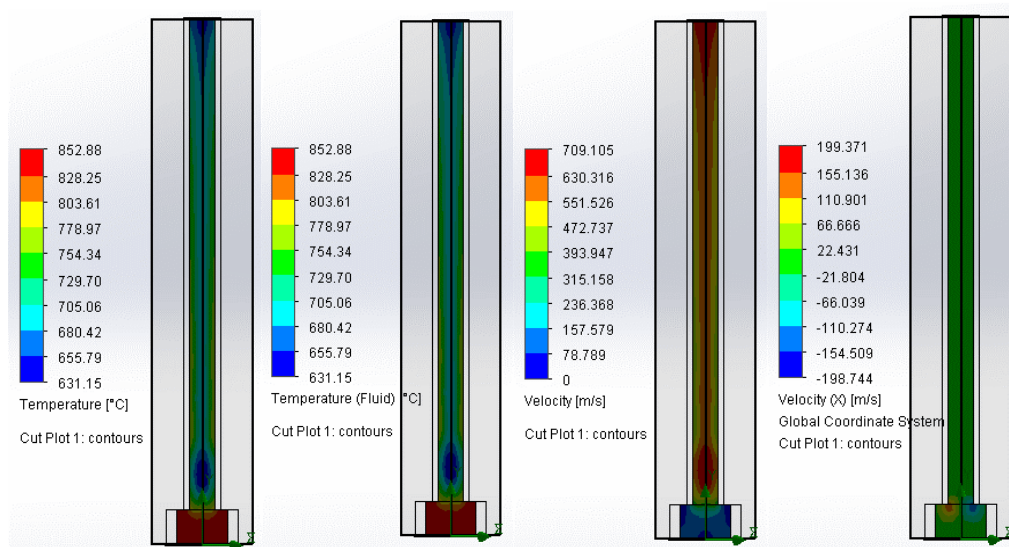
ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อนในปิกระยะพิท= 125 mm



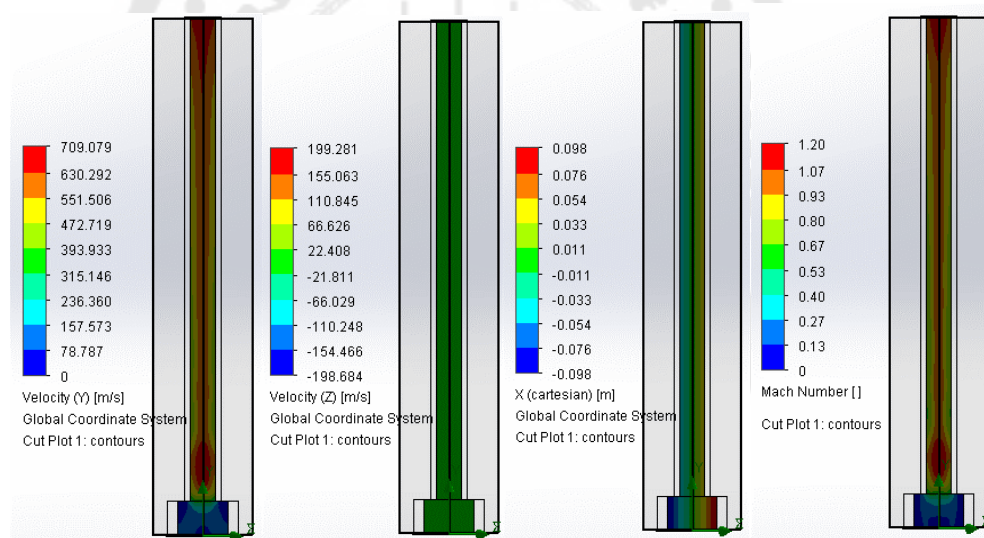
ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อนในบิกระยะพิท= 125 mm



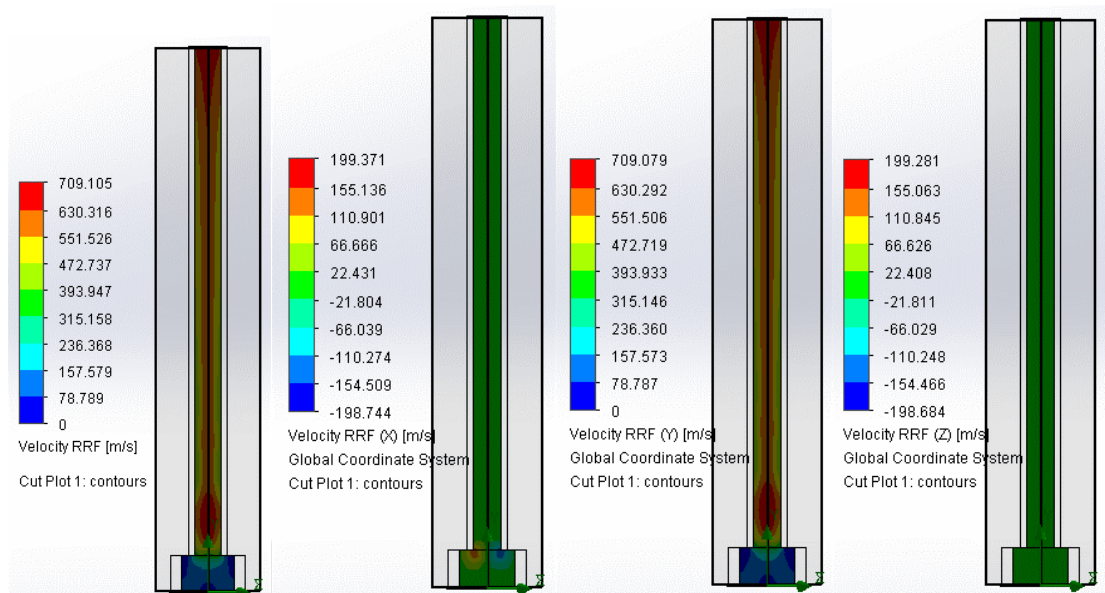
ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อนไม่มีไบบิต



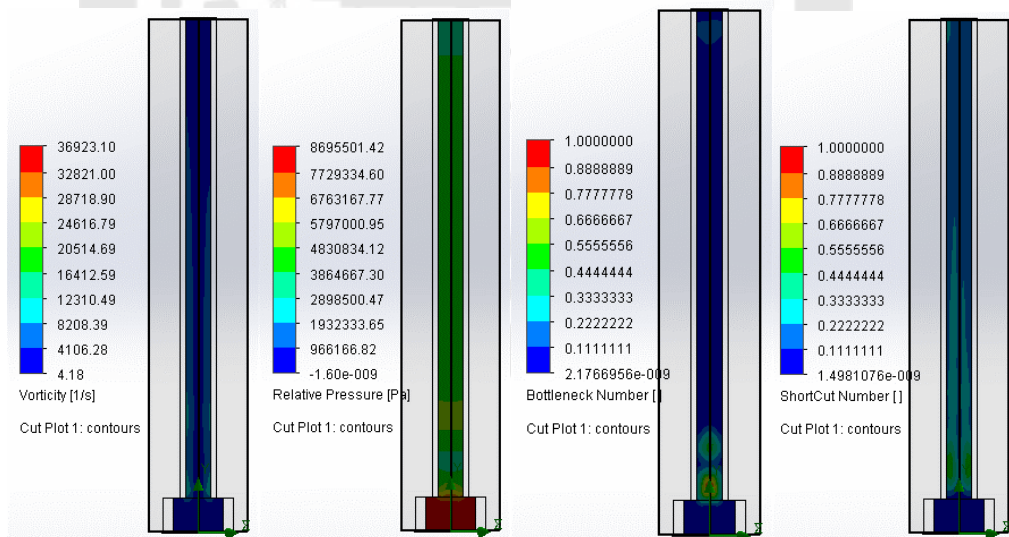
ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อนไม่มีใบปิด



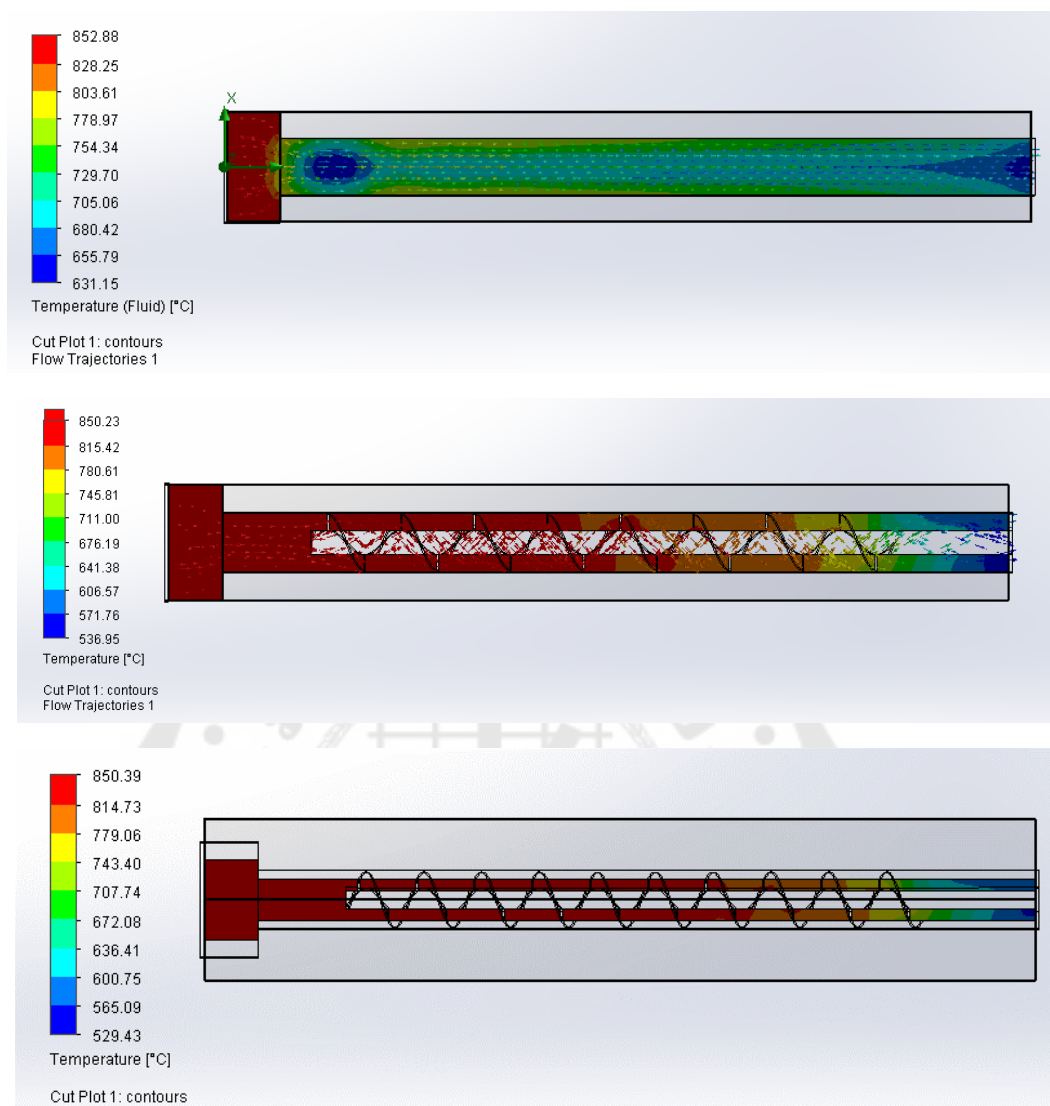
ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อน



ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อน

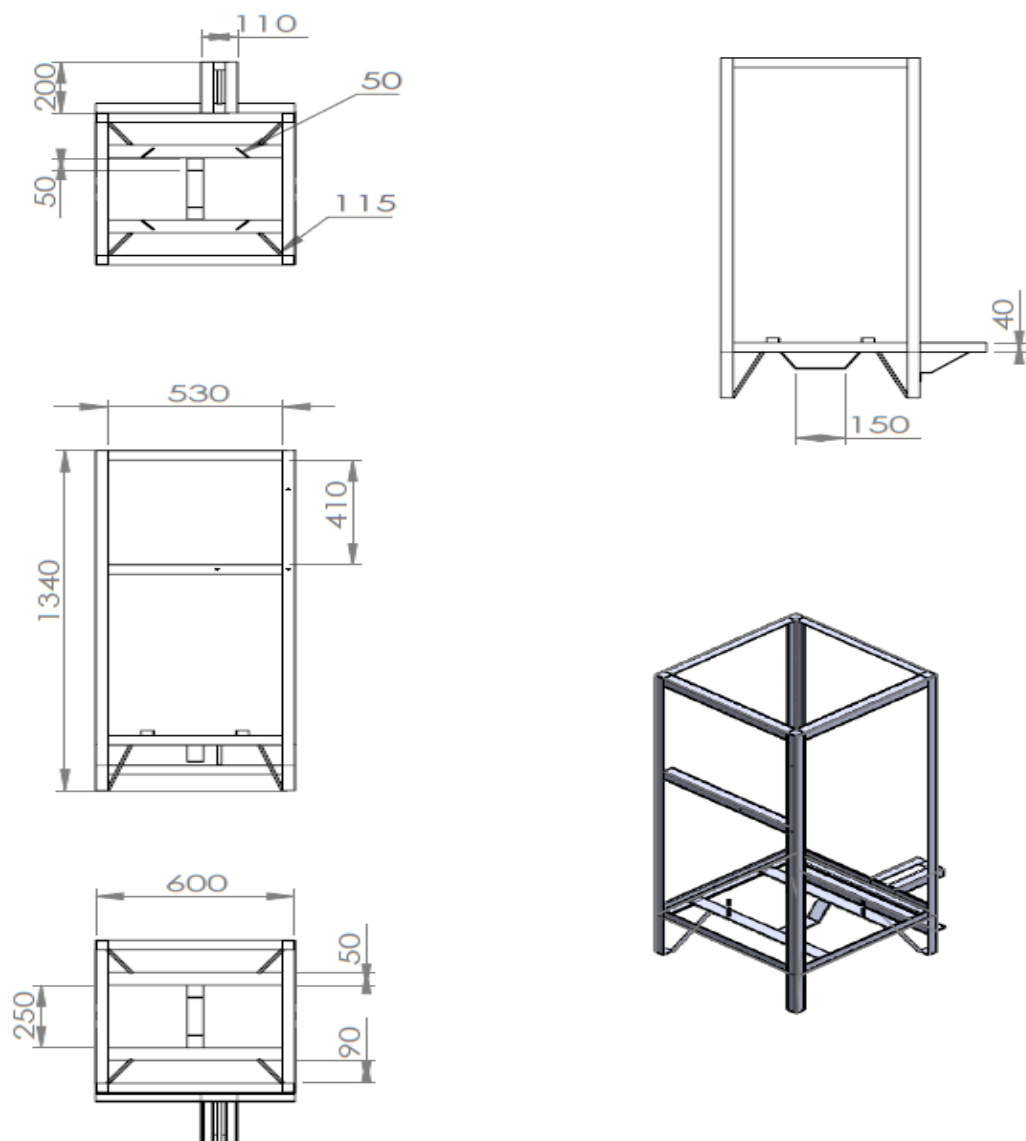


ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อน

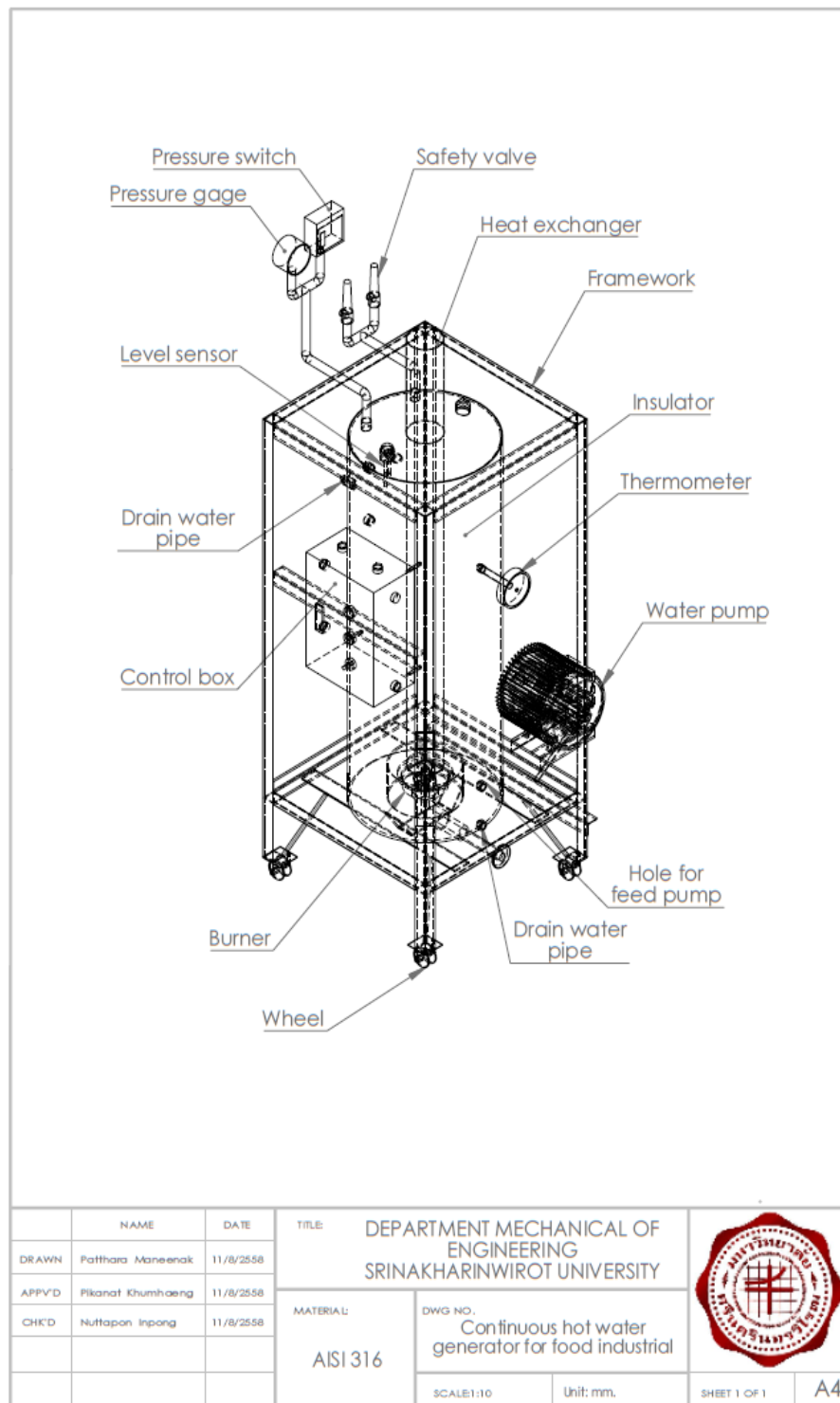


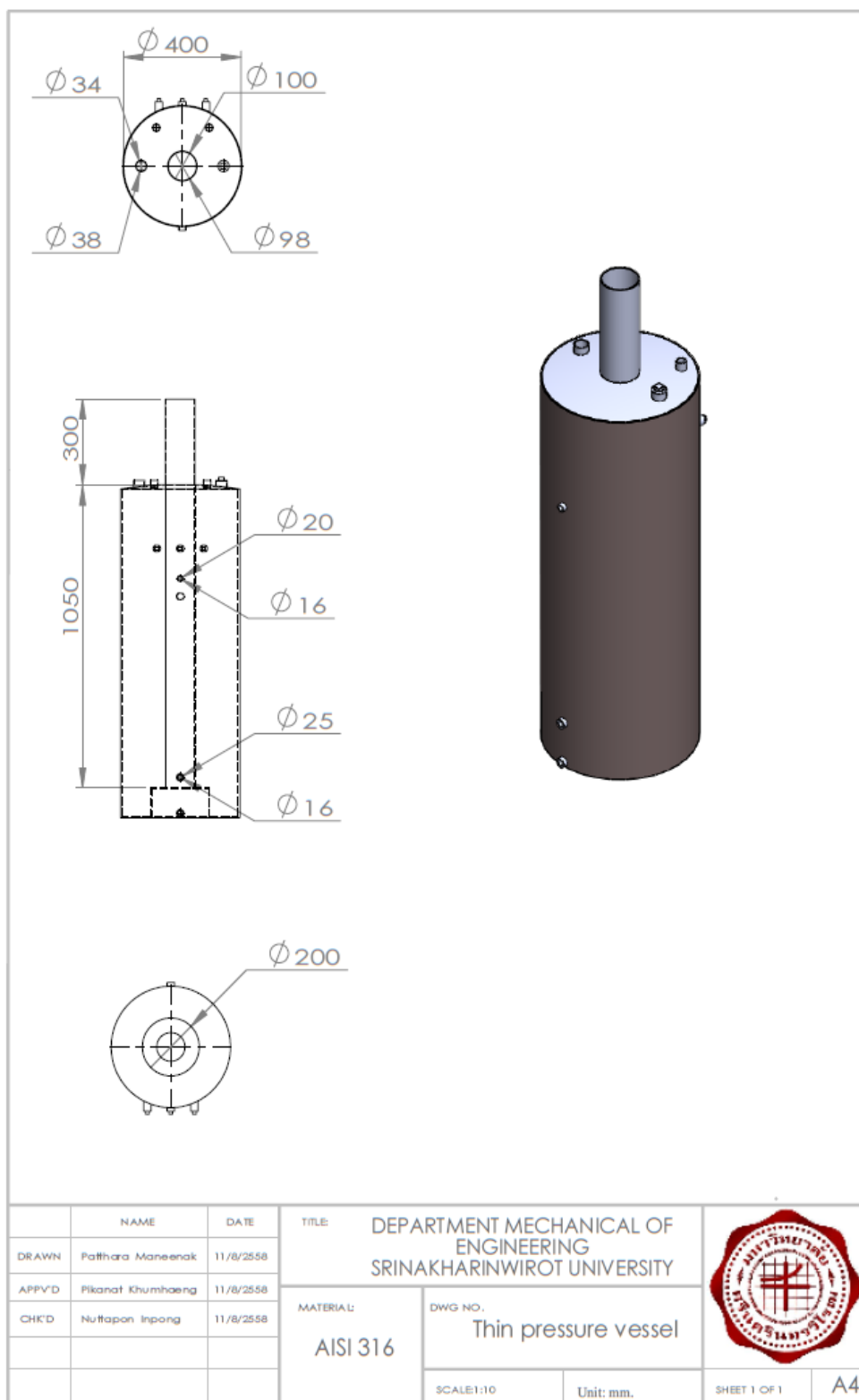
ภาพประกอบ จำลองการไหลของอากาศร้อนและการกระจายความร้อน





	NAME	DATE	TITLE: DEPARTMENT MECHANICAL OF ENGINEERING SRINAKHARINWIROT UNIVERSITY		
DRAWN	Pathara Maneenak	11/8/2558	MATERIAL: Steels	DWG NO.	
APPV'D	Pikarat Khumhaeng	11/8/2558		Framework	
CHK'D	Nuttapon Ipong	11/8/2558		SCALE: 1:10	
				Unit: mm.	SHEET 1 OF 1
					A4





ภาคผนวก จ
ผลงานวิจัยศึกษาพัฒนาเครื่องทำน้ำร้อนแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมอาหาร

1. วุฒิพงศ์ ไชยแสง, ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล, และ สมมาศ แก้วล้วน, 2561 ศึกษาพัฒนาเครื่องทำน้ำร้อนแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมอาหาร, ปรินทิฟิเคชัน วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ: บัณฑิต วิทยาลัยมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ,การประชุมสัมมนาวิชาการรูปแบบพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 10,29-30 -1 ธันวาคม 2560 ณ หอประชุมเฉลิมพระเกียรติ มหาวิทยาลัยทักษิณ จังหวัด พัทลุง ประเทศไทย,หน้า 513-520.



ISBN 978-974-474-059-5




The 10th Thailand Renewable Energy for Community Conference

การประชุมสัมมนาวิชาการรูปแบบพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 10

พลังงานยุคเปลี่ยนผ่าน

เล่าขานวิถีพอเพียง หล่อเลี้ยงชุมชนยั่งยืน

New Era of Community Energy

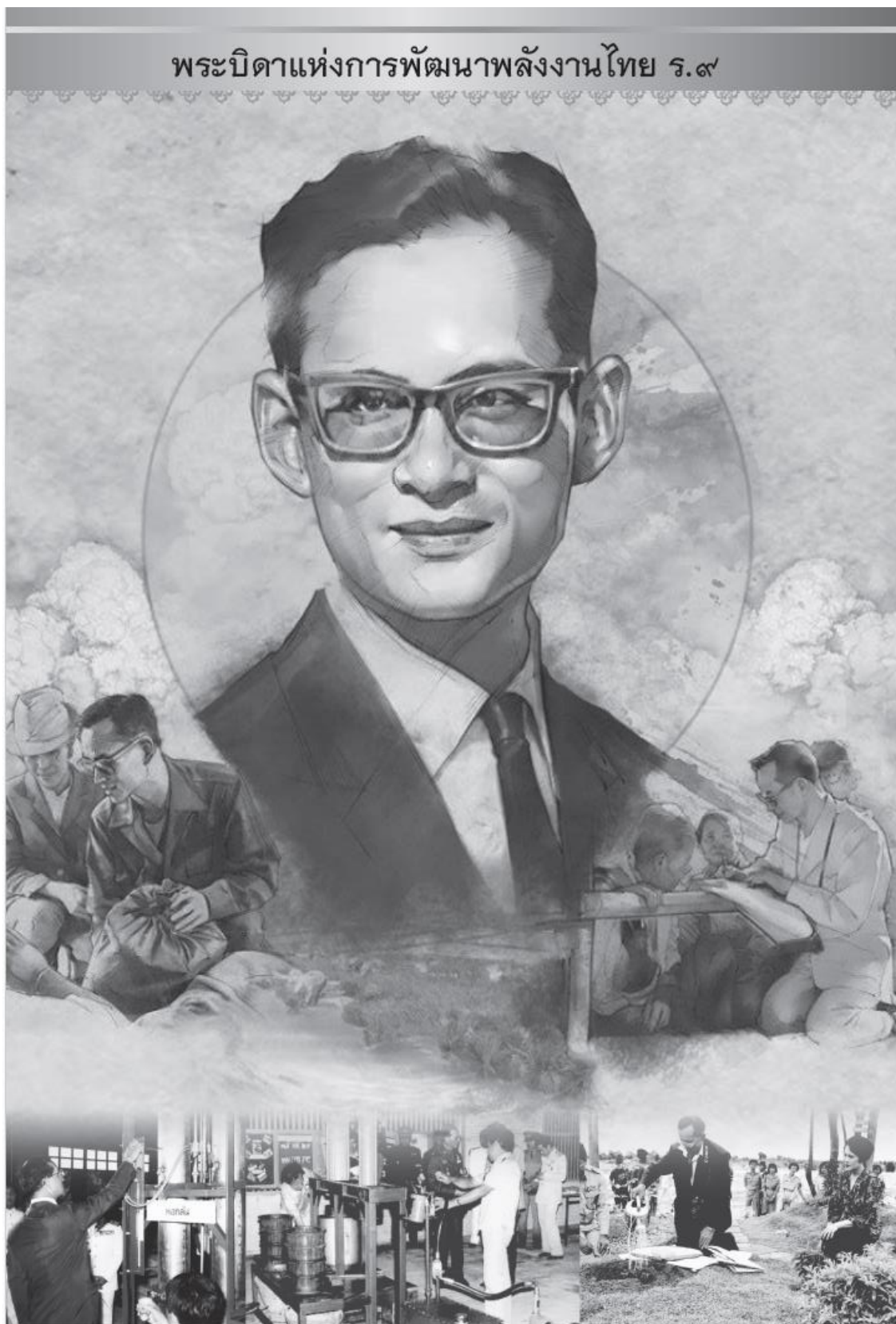


ณ หอประชุมเฉลิมพระเกียรติ มหาวิทยาลัยทักษิณ วิทยาเขตพัทลุง

ร่วมจัดโดย



พระบิดาแห่งการพัฒนาพลังงานไทย ร.๙





สารจากอธิการบดี

ในนามคณะผู้บริหารและบุคลากรมหาวิทยาลัยทักษิณ รู้สึกเป็นเกียรติและภาคภูมิใจอย่างยิ่งที่ได้รับเกียรติให้เป็นเจ้าภาพในการจัดการประชุมสัมมนาวิชาการรูปแบบพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 10 ประจำปี 2560 โดยมีนักวิชาการ และนักพลังงานชุมชน จากหลากหลายมหาวิทยาลัยและสถาบันทั่วประเทศเข้าร่วมในการนำเสนอผลงานทางวิชาการและวิจัย ซึ่งแสดงให้เห็นประจักษ์ชัดแล้วว่า การพัฒนาประเทศชาติในด้านพลังงานทดแทน จำเป็นจะต้องมีการพัฒนาอย่างเป็นระบบ และมีความต่อเนื่อง เพื่อให้ทันกับโลกปัจจุบันมากขึ้น

การประชุมสัมมนาวิชาการในครั้งนี้จึงถือเป็นอีกก้าวสำคัญของมหาวิทยาลัยทักษิณที่จะเข้าไปมีบทบาทสำคัญในการสร้างงานวิจัย สิ่งประดิษฐ์ งานสร้างสรรค์และนวัตกรรมต่างๆ ของประเทศ ซึ่งเป็นไปตามพันธกิจหลักของมหาวิทยาลัย ที่จะสร้างสรรค์ผลงานการวิจัยและพัฒนา เพื่อการรับใช้และชี้นำการพัฒนาให้กับสังคม และพัฒนาตัวเองสู่การเป็นมหาวิทยาลัยวิจัยได้ในอนาคต นอกจากนี้ยังถือเป็นโอกาสสำคัญให้คณาจารย์ นักวิจัย นักพลังงานชุมชน นิสิต นักศึกษา ตลอดจนผู้สนใจทุกท่านได้มาพบปะกัน เพื่อแลกเปลี่ยนเรียนรู้ร่วมกัน และนำเอาองค์ความรู้และวิวัฒนาการทางด้านพลังงานทดแทนที่ทันสมัยไปประยุกต์ใช้ให้เกิดประสิทธิผลได้อย่างแท้จริงในอนาคต

สุดท้ายนี้ มหาวิทยาลัยทักษิณ ขอขอบคุณหน่วยงานที่ให้เกียรติเป็นเจ้าภาพร่วม ผู้ให้การสนับสนุน ผู้นำเสนอผลงาน ผู้เข้าร่วมประชุม คณะกรรมการดำเนินการจัดประชุมสัมมนาวิชาการ ตลอดจนผู้เกี่ยวข้องทุกท่าน และหวังเป็นอย่างยิ่งว่า ทุกท่านจะประสบแต่ความสุขความเจริญ และดำเนินงานประชุมสัมมนาวิชาการครั้งนี้ประสบความสำเร็จตามวัตถุประสงค์ที่ตั้งไว้ทุกประการ

(รองศาสตราจารย์ ดร.วิชัย ชำนิ)

อธิการบดีมหาวิทยาลัยทักษิณ



สารจากคณบดี คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณมีความรู้สึกยินดีเป็นอย่างยิ่งที่ได้รับเกียรติและความไว้วางใจจากเครือข่ายสมาคมพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทย ให้เป็นเจ้าภาพร่วมในการจัดการประชุมสัมมนาวิชาการรูปแบบพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 10 ขึ้น

โดยพลังงานนับเป็นปัจจัยพื้นฐานที่สำคัญยิ่ง ในการตอบสนองความต้องการขั้นพื้นฐานของชุมชน และเป็นเครื่องมือสำคัญในการพัฒนาเศรษฐกิจของประเทศมาโดยตลอด การประชุมสัมมนาวิชาการร่วมกันของนักวิชาการ และนักพลังงานชุมชนในครั้งนี้ แสดงถึงความร่วมมือของทั้งสองภาคส่วน ที่มีความตระหนักและมุ่งมั่นในการที่จะพัฒนางานวิจัยทางด้านพลังงานให้มีคุณภาพที่สูงขึ้น ประกอบกับสามารถนำไปใช้งานเพื่อพัฒนาคุณภาพชีวิตของคนในชุมชนให้มีความมั่นคง มั่งคั่ง และยั่งยืนด้วยวิถีชีวิตที่พอเพียง

การจัดงานในครั้งนี้คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ ได้รับความร่วมมือจากผู้เชี่ยวชาญและผู้ทรงคุณวุฒิทางด้านพลังงาน ในการตรวจอ่านและประเมินผลงานในลักษณะของ Peer Review ดังนั้นผลงานที่ตีพิมพ์ในเอกสารการประชุมสัมมนาวิชาการฯ นี้จึงเป็นงานวิจัยที่มีคุณภาพและผ่านการประเมินจากผู้ทรงคุณวุฒิแล้วทั้งสิ้น คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณหวังเป็นอย่างยิ่งว่าการจัดประชุมสัมมนาวิชาการฯ ในครั้งนี้จะเป็นประโยชน์ต่อผู้เข้าร่วมประชุมและผู้สนใจทุกท่าน ในการนำไปพัฒนางานวิจัยและนวัตกรรมที่เกี่ยวข้องเพื่อจะได้นำความรู้ไปประยุกต์ใช้ให้เกิดประโยชน์ต่อองค์กรและประเทศชาติต่อไป

(อาจารย์ ดร.นันทพันธ์ นภัทรานันท์)

คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์



สารจากคณบดีคณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ

พลังงานเป็นสิ่งจำเป็นต่อมนุษย์ทุกคน จากอดีตที่ผ่านมามนุษย์ใช้พลังงานที่ได้จากการเผาไหม้ถ่านหิน และน้ำมันเป็นหลัก ที่เรียกกันว่า เชื้อเพลิงฟอสซิล ซึ่งก่อให้เกิดปัญหามลพิษ ปัญหาด้านสิ่งแวดล้อม อีกทั้งเชื้อเพลิงดังกล่าวนับวันมีแต่จะลดจำนวนลง ซึ่งสวนทางกับปริมาณการใช้พลังงานที่เพิ่มมากขึ้นตามการเติบโตของประชากรมนุษย์ และยังเห็นได้ว่าพลังงานจากเชื้อเพลิงฟอสซิลมีแนวโน้มราคาที่สูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง ซึ่งอาจก่อให้เกิดปัญหาทางด้านเศรษฐกิจสำหรับชุมชนหรือบุคคลที่ต้องมีค่าใช้จ่ายด้านพลังงานที่สูงขึ้น ทางออกหนึ่งของปัญหาเหล่านี้คือการปรับเปลี่ยนมาใช้พลังงานทดแทน โดยเฉพาะในกลุ่มพลังงานหมุนเวียนที่เป็นพลังงานที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ได้อย่างต่อเนื่อง ประเทศไทยก็เป็นประเทศหนึ่งที่มีแผนการพัฒนาพลังงานทดแทนให้เพิ่มสัดส่วนการใช้ทดแทนพลังงานหลักที่ได้จากเชื้อเพลิงฟอสซิลอย่างจริงจัง โดยมุ่งเน้นการมีส่วนร่วมของภาคประชาสังคมและชุมชนในการจัดการด้านพลังงานในท้องถิ่นของตนเองด้วยการส่งเสริมทัศนคติในการใช้พลังงานอย่างยั่งยืน

ในปี พ.ศ. 2560 นี้ นับเป็นวาระอันดีที่คณะวิทยาศาสตร์ร่วมกับคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ ได้มีโอกาสเป็นเจ้าภาพในการจัดการประชุมสัมมนาวิชาการ รูปแบบพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 10 (TREC 10) โดยได้ร่วมมือกับ สมาคมพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทย งานประชุมวิชาการนี้จะเปิดเวทีให้นักวิชาการ นักวิจัย จากองค์กรภาครัฐและเอกชนรวมทั้งนักวิจัยในชุมชนที่เป็นเครือข่ายการทำงานด้านพลังงานชุมชนโดยเฉพาะภาคใต้ ได้มีโอกาสมาแลกเปลี่ยนแนวคิด องค์ความรู้ รวมทั้งนวัตกรรมใหม่ๆ ที่ถูกคิดค้นขึ้น อันจะเป็นประโยชน์ต่อการจัดการพลังงานทดแทนในชุมชนของประเทศไทยได้อย่างมีประสิทธิภาพในอนาคต

สุดท้ายนี้ กระผมขอขอบคุณผู้ให้การสนับสนุน ชุมชนเครือข่ายพลังงาน สถาบันอุดมศึกษา ผู้ร่วมประชุมสัมมนาคณะบุคคลที่อยู่เบื้องหลังการทำงานและผู้ที่มีส่วนเกี่ยวข้องทุกท่าน ที่ช่วยให้การจัดประชุมสัมมนาวิชาการรูปแบบพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 10 ครั้งนี้ได้เกิดขึ้นและดำเนินไปได้ด้วยดี และหวังเป็นอย่างยิ่งว่ากิจกรรมครั้งนี้จะเป็นส่วนหนึ่งที่ช่วยสร้างแรงผลักดันให้ประเทศไทยได้เดินก้าวหน้าไปเป็นประเทศที่มีความมั่นคงทางพลังงานอย่างยั่งยืนได้ในอนาคต

(อาจารย์ ดร.ชนพันธุ์ ปิณฑานนท์)

คณบดีคณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ



สารจากนายกสมาคม

พลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทย

ในนามของนายกสมาคมพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทยซึ่งได้ก่อตั้งขึ้นเพื่อวัตถุประสงค์ในการศึกษา วิจัย สนับสนุนการใช้พลังงานทดแทนของประเทศ โดยเน้นการนำพลังงานและรูปแบบการจัดการพลังงาน เพื่อนำไปใช้ได้จริงอย่างเหมาะสมต่อชุมชนในประเทศไทย เพื่อให้เกิดผลได้อย่างแท้จริงจากการใช้พลังงานทดแทนและพลังงานสะอาด ซึ่งรวมถึงการใช้พลังงานแสงอาทิตย์ พลังงานลม ชีวมวล และพลังงานจากน้ำ ซึ่งเป็นพลังงานต้นกำเนิดที่มีอยู่ในชุมชนทุกที่

การจัดประชุมสัมมนาวิชาการรูปแบบพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทยครั้งที่ 10 ภายใต้ชื่อ งาน พลังงานยุคเปลี่ยนผ่าน เล่าขานวิถีพอเพียง หล่อเลี้ยงชุมชนยั่งยืน (New Era of Community Energy) นี้เป็นการจัดงานในรูปแบบใหม่อีกครั้งหนึ่งของสมาคมฯ ซึ่งจะเป็นประโยชน์เป็นอย่างยิ่งต่อนักวิชาการ นักศึกษา และประชาชนทั่วไป ในการแลกเปลี่ยนความรู้และประสบการณ์ในการใช้พลังงานทดแทนในรูปแบบต่างๆ ในชุมชน โดยจะมีผลต่อการพัฒนาพลังงานทดแทนของประเทศอย่างเหมาะสม จะทำให้เราอยู่ร่วมกับธรรมชาติและสามารถพึ่งพาตนเองได้ในอนาคต โดยสมาคมฯ จะเป็นศูนย์กลางในการดำเนินกิจกรรมที่ดีทางด้านพลังงานที่ไม่มีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม มีความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ ความมั่นคง การบริหารจัดการที่เหมาะสม การสร้างรายได้ให้กับชุมชน อย่างยั่งยืนคู่กับประเทศไทยตลอดไป

ในฐานะตัวแทนของสมาคมพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทย ขอโอกาสพิเศษนี้ใคร่ขอขอบคุณมหาวิทยาลัยทักษิณ และผู้สนับสนุนทุกหน่วยงานในการร่วมกันเป็นเจ้าภาพในการจัดงานประชุมสัมมนาวิชาการในครั้งนี้ ขอขอบคุณท่านที่ปรึกษาของสมาคมฯ ทุกท่าน รวมถึงทีมงานในการจัดงานครั้งนี้

ข้าพเจ้าหวังเป็นอย่างยิ่งว่าการจัดงานประชุมสัมมนาวิชาการรูปแบบพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทยครั้งที่ 10 ในครั้งนี้จะสำเร็จลุล่วงด้วยดี และเป็นประโยชน์ต่อองค์ความรู้โดยรวมของภาคชุมชน และงานด้านวิชาการ ด้านพลังงานทดแทนของประเทศไทยต่อไป

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.วิรัช ไรยนรินทร์)

นายกสมาคมพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทย

**คณะกรรมการดำเนินงานประชุมสัมมนาเชิงวิชาการรูปแบบพลังงานทดแทนสู่ชุมชน
แห่งประเทศไทย ครั้งที่ ๑๐ ประจำปี ๒๕๖๐**

The 10th Thailand Renewable Energy for Community Conference

๑. คณะกรรมการอำนวยการ

๑. รองอธิการบดีวิทยาเขตพัทลุง	ที่ปรึกษา
๒. รองอธิการบดีฝ่ายวางแผนและกิจการสภามหาวิทยาลัย	ที่ปรึกษา
๓. รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการและวิจัย	ที่ปรึกษา
๔. รองอธิการบดีฝ่ายบริการวิชาการและวิเทศสัมพันธ์	ที่ปรึกษา
๕. คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์	ประธานกรรมการ
๖. คณบดีคณะวิทยาศาสตร์	ประธานกรรมการร่วม
๗. ผู้อำนวยการสถาบันวิจัยและพัฒนา	ประธานกรรมการร่วม
๘. ประธานหลักสูตรวิศวกรรมพลังงาน	กรรมการ
๙. ประธานหลักสูตรวิศวกรรมเมคคาทรอนิกส์	กรรมการ
๑๐. ประธานหลักสูตรวิศวกรรมยางและพอลิเมอร์	กรรมการ
๑๑. ประธานสาขาวิชาฟิสิกส์	กรรมการ
๑๒. หัวหน้าสำนักงานสถาบันวิจัยและพัฒนา	กรรมการ
๑๓. ผศ.ดร.จตุพร แก้วอ่อน	กรรมการและเลขานุการ
๑๔. หัวหน้าสำนักงานคณะวิศวกรรมศาสตร์	กรรมการและผู้ช่วยเลขานุการ
๑๕. หัวหน้าสำนักงานคณะวิทยาศาสตร์	กรรมการและผู้ช่วยเลขานุการ

๒. คณะกรรมการฝ่ายเลขานุการ

๑. หัวหน้าสำนักงานคณะวิศวกรรมศาสตร์	ประธานกรรมการ
๒. หัวหน้าสำนักงานคณะวิทยาศาสตร์	ประธานกรรมการร่วม
๓. หัวหน้าสำนักงานสถาบันวิจัยและพัฒนา	ประธานกรรมการร่วม
๔. อาจารย์ธำพรีย์ สิริธิรักษ์	กรรมการ
๕. อาจารย์ปาลิตา สัจจะบุตร	กรรมการ
๖. อาจารย์จิรวัฒน์ โสภารักษ์	กรรมการ
๗. นางสาวอรรณพ หนู่นุ่น	กรรมการ
๘. นางสาวอัจฉรา ขุนลิก	กรรมการ
๙. นายกฤตพนธ์ จันทรวง	กรรมการและเลขานุการ

๓. คณะกรรมการฝ่ายการเงินและพัสดุ

๑. อาจารย์ ดร.รวมพร นิคม	ประธานกรรมการ
๒. อาจารย์ธำรทิพย์ สิทธิรักษ์	รองประธานกรรมการ
๓. นางสุมาลี จันทร์ผลึก	กรรมการ
๔. นางสาววิลาวัลย์ รัตนทอง	กรรมการ
๕. นางสาวอรรณพ หนูนุ่น	กรรมการ
๖. นางสาวกัญชริกา พรหมแก้ว	กรรมการ
๗. นางสาวปราณี หนูทองแก้ว	กรรมการ
๘. หัวหน้าสำนักงานคณะกรรมการศาสตร์	กรรมการ
๙. นายกฤษณพันธ์ จันทร์คง	กรรมการและเลขานุการ

๔. คณะกรรมการฝ่ายจัดหาผู้สนับสนุนการจัดการประชุมวิชาการ

๑. รศ.ดร.จอมภพ แวศักดิ์	ประธานกรรมการ
๒. ผศ.ดร.เรีงวุฒิ ชูเมือง	รองประธานกรรมการ
๓. ผศ.ดร.จตุพร แก้วอ่อน	กรรมการ
๔. อาจารย์ ว่าที่ ร.ต. ดร.พลกฤษณ์ คล้ายวิตภัทร	กรรมการ
๕. อาจารย์ ดร.กฤษฎา พัชรสิทธิ์	กรรมการ
๖. อาจารย์ ดร.อภิเดช บุณวงค์	กรรมการ
๗. อาจารย์ ดร.รวมพร นิคม	กรรมการ
๘. นางสาวปราณี หนูทองแก้ว	กรรมการและเลขานุการ

๕. คณะกรรมการฝ่ายปฎิคม

๑. อาจารย์ ดร.กฤษฎา พัชรสิทธิ์	ประธานกรรมการ
๒. อาจารย์ ดร.ศุภลักษณ์ อ้าลอย	รองประธานกรรมการ
๓. อาจารย์ ดร.นิรมล จันทร์ชาติ	กรรมการ
๔. อาจารย์ ดร.กรกนก อุบลชลเขต	กรรมการ
๕. อาจารย์บัญญัติ สีลาจริยกุล	กรรมการ
๖. อาจารย์ธำรทิพย์ สิทธิรักษ์	กรรมการ
๗. อาจารย์ปาลิตา สัจจะบุตร	กรรมการ
๘. นางสาวพิมพ์ชนก แก้วอุดม	กรรมการ
๙. นางสาวพิมพ์ณดา มณีวงศ์	กรรมการและเลขานุการ

คณะกรรมการผู้ทรงคุณวุฒิตรวจสอบทางวิชาการ

การประชุมสัมมนาวิชาการรูปแบบผลงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 10

- | | |
|---|--|
| 1 รองศาสตราจารย์ ดร. จอมภพ แววกดี | ฟิสิกส์ คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ |
| 2 รองศาสตราจารย์ ดร.กนกพร สังขรักษ์ | คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ |
| 3 รองศาสตราจารย์ ดร.ไพศาล นามล | วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ |
| 4 รองศาสตราจารย์ ดร.ยุพนา ภิรมย์ชัยกุล | คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ |
| 5 รองศาสตราจารย์ ดร.วราเชษฐ์ ภิรมย์ศักดิ์ | วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยบูรพา |
| 6 รองศาสตราจารย์ ดร.วราวุธ แจ่มสว่าง | วิศวกรรมพลังงาน คณะเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏพระนคร |
| 7 รองศาสตราจารย์ ดร.สมรัตน์ เกียรติสุรเดช | วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ |
| 8 รองศาสตราจารย์ ดร.ศิริชัย เทพา | คณะพลังงานวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี |
| 9 ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. จตุพร แก้วอ่อน | วิศวกรรมพลังงาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ |
| 10 ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.เจษฎา ชูเมือง | วิศวกรรมเมคคาทรอนิกส์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ |
| 11 ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.มารินา มะห์นิ | ฟิสิกส์ คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ |
| 12 ผู้ช่วยศาสตราจารย์ สุวิทย์ เพชรห้วยลึก | ฟิสิกส์ คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ |
| 13 ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ธวัฒน์ชัย เทพนวล | ฟิสิกส์ คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ |
| 14 ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.วีรพันธ์ คิวทองสุข | วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเอเชียอาคเนย์ |
| 15 ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ธนศ ไชยชนะ | วิศวกรรมพลังงาน วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้ |
| 16 ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.บุรินทร์ อารักษ์ | วิศวกรรมพลังงาน วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้ |
| 17 ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.นิธินันท์ อุษภูมิ | วิศวกรรมพลังงาน วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้ |
| 18 ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.สมชาย มณีวรรณ | ฟิสิกส์ คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร |
| 19 ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ศิริระ สายศร | วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สจล.ชุมพร |
| 20 ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.วิรัช ไรยนต์รินทร์ | วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี |
| 21 ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จารุวัฒน์ เจริญจิต | วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลศรีวิชัย |
| 22 ผู้ช่วยศาสตราจารย์ บัณฑิต นิยมวาส | วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลศรีวิชัย |
| 23 ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อุษาวดี ตันติวานุรักษ์ | ฟิสิกส์ คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยบูรพา |
| 24 ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.กิตติ นิลมั่ง | วิทยาลัยอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ |
| 25 ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.กิตติภูมิ ศุภลักษณ์ปัญญา | คณะอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลศรีวิชัย |
| 26 ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พัฒนะ รักความสุข | คณะพลังงานวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี |
| 27 อาจารย์ ดร.นันทพันธ์ นกัทรานันท์ | วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ |
| 28 อาจารย์ ดร.พลกฤษณ์ คล้ายวิดิภัทร | วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ |
| 29 อาจารย์ ดร.รวมพร นิคม | วิศวกรรมพลังงาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ |
| 30 อาจารย์ ดร.โชคชัย เหมือนมาศ | วิศวกรรมพลังงาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ |
| 31 อาจารย์ ดร.อนิดา เพชรแก้ว | วิศวกรรมยางและพอลิเมอร์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ |
| 32 อาจารย์ ดร.เสาวณีย์ สิงห์สโรทัย | วิศวกรรมยางและพอลิเมอร์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ |
| 33 อาจารย์ ดร.กรรณก ภูบลชลเขต | วิศวกรรมยางและพอลิเมอร์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ |
| 34 อาจารย์ ดร.กฤษฎา พัชรสิทธิ์ | วิศวกรรมยางและพอลิเมอร์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ |
| 35 อาจารย์ ดร.พิสิษฐ์ มณีโชติ | วิทยาลัยพลังงาน มหาวิทยาลัยนเรศวร |
| 36 อาจารย์ ดร.สมมาส แก้วล้วน | วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ |
| 37 อาจารย์เกียรติศักดิ์ เล็งช่วย | มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ |
| 38 อาจารย์ ดร.อรพณ พลทะกะ | บริษัท ปูนซิเมนต์ไทย จำกัด |
| 39 อาจารย์ ดร.ธวัชชัย วงศ์ช่าง | วิทยาลัยอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ |
| 40 อาจารย์ ดร.อาริษา โสภาราจารย์ | วิทยาลัยดุสิตธานี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลศรีวิชัย |
| 41 อาจารย์ ดร.สายใจ แก้วอ่อน | มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลศรีวิชัย |
| 42 อาจารย์ ดร.วาณิช วีระพันธ์ | เทคโนโลยีการจัดการอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ |

คำนำ

ด้วยคณะวิศวกรรมศาสตร์ และคณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ ร่วมกับสมาคมพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทย กำหนดจัดงานประชุมสัมมนาวิชาการรูปแบบพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 10 ภายใต้หัวข้อ “พลังงานยุคเปลี่ยนผ่าน เล้าขานวิถีพอเพียง หล่อเลี้ยงชุมชนยั่งยืน : New Era of Community Energy” ในระหว่างวันที่ 29 พฤศจิกายน – 1 ธันวาคม 2560 ณ หอประชุมเฉลิมพระเกียรติ มหาวิทยาลัยทักษิณ วิทยาเขตพัทลุง โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อให้ นักวิชาการ และนักพลังงานชุมชนได้มีพื้นที่ในการนำเสนอผลงานวิจัย เผยแพร่ผลงานวิชาการสู่สาธารณชนเพื่อสร้างประโยชน์ต่อชุมชนอย่างยั่งยืน ตลอดจนแลกเปลี่ยนองค์ความรู้ และประสบการณ์ในการจัดการงานด้านพลังงานทดแทนสู่ชุมชน โดยตระหนักถึงการเชื่อมโยงทางเศรษฐกิจ สังคม วัฒนธรรม และสิ่งแวดล้อมของชุมชนอย่างบูรณาการ การประชุมสัมมนาวิชาการฯ ครึ่งนี้ ประกอบไปด้วยการบรรยายพิเศษ การเสวนา การนำเสนอผลงานวิจัยภาคบรรยาย และภาคโปสเตอร์จากนักวิชาการ และนักพลังงานชุมชน ตลอดจนการแสดงนิทรรศการผลงานวิจัยทางด้านพลังงานจากหน่วยงานต่าง ๆ

คณะผู้ดำเนินการจัดประชุมสัมมนาวิชาการฯ ใคร่ขอขอบพระคุณหน่วยงานเจ้าภาพร่วมที่ได้ให้การสนับสนุน และอำนวยความสะดวกในการจัดประชุม ขอขอบคุณวิทยากร ตลอดจนผู้นำเสนอผลงานวิจัย ผู้เข้าร่วมประชุมสัมมนาวิชาการฯ คณะทำงานจากคณะวิศวกรรมศาสตร์ และคณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ และคณะกรรมการผู้ทรงคุณวุฒิตรวจสอบทางวิชาการ ที่มีส่วนร่วมสำคัญในการจัดประชุมสัมมนาวิชาการฯ ครึ่งนี้ให้สำเร็จตามวัตถุประสงค์ทุกประการ

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ

พฤศจิกายน 2560

ที่ ศธ 64.28/ว 0065



คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยทักษิณ วิทยาเขตพัทลุง
ต.บ้านพร้าว อ.ป่าพะยอม จ.พัทลุง

24 ตุลาคม 2560

เรื่อง การตอบรับการนำเสนอผลงานวิจัยในงานประชุมสัมมนาวิชาการรูปแบบพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่ง
ประเทศไทย ครั้งที่ 10

เรียน นายวุฒิพงศ์ ไชยแสง

ตามที่ท่านได้ลงทะเบียน เข้าร่วมงานประชุมสัมมนาวิชาการรูปแบบพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่ง
ประเทศไทย ครั้งที่ 10 ระหว่างวันที่ 29-30 พฤศจิกายน 2560 และวันที่ 1 ธันวาคม 2560 บัดนี้ คณะกรรมการ
ฝ่ายวิชาการฯ ได้พิจารณาผลงานวิจัยของท่านเรียบร้อยแล้ว และขอแจ้งให้ทราบว่าผลงานของท่าน เรื่อง
ออกแบบเครื่องทำน้ำร้อนแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมอาหาร ได้รับการพิจารณาให้นำเสนอ ภาคบรรยาย ทั้งนี้
ขอให้ท่านยืนยัน การเข้าร่วมนำเสนอผลงานวิจัย ตามแบบฟอร์ม ที่กำหนด และปรับแก้บทความ
ตามข้อเสนอแนะของผู้ทรงคุณวุฒิ และจัดพิมพ์ให้ถูกต้อง ตามรูปแบบการประชุมวิชาการฯ กำหนด
และจัดส่งเอกสาร มายังการจัดประชุมวิชาการฯ ทาง E-mail : trec10th@gmail.com ภายในวันที่ 3
พฤศจิกายน 2560 สำหรับช่วงเวลานำเสนอผลงานวิจัย ท่านสามารถตรวจสอบได้ที่เว็บไซต์งานประชุมฯ
ตั้งแต่วันที่ 7 พฤศจิกายน 2560 เป็นต้นไป

จึงเรียนมาเพื่อทราบและดำเนินการ

ขอแสดงความนับถือ

(อาจารย์ ดร.นันทพันธ์ นัทธานันท์)

คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์ ปฏิบัติหน้าที่แทน

อธิการบดีมหาวิทยาลัยทักษิณ

หมายเหตุ : กรุณาส่งแบบยืนยันให้เสร็จสิ้นภายในวันที่ ภายในวันที่ 3 พฤศจิกายน 2560 หากพ้นกำหนดเวลา
ดังกล่าวฝ่ายวิชาการฯ จะถือว่าท่านสละสิทธิ์การเข้าร่วมประชุมไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น

สารบัญ

ME - 013	การจัดการพลังงานในชุมชนโดยใช้โรงเรียนเป็นฐาน	478
	นางสาวอันธิกา เพชร	
ME - 015	ระบบปั๊มน้ำด้วยโซลาร์เซลล์สำหรับโรงเรียนบ้านพุเข็ม จังหวัดเพชรบุรี	486
	นายเอกรัตน์ นกานต์	
ME - 016	กังหันลมสำหรับสถานีชาร์จแบตเตอรี่ชุมชนบ้านพุเข็ม จังหวัดเพชรบุรี	493
	นายเอกรัตน์ นกานต์	
ME - 017	การศึกษาอัตราส่วนผสมระหว่างปุ๋ยถ่านกับดินที่มีผลต่อการเจริญเติบโตของต้นข้าว	501
	นางสาวชนมณ ศรีพระจันทร์	
ME - 018	การวิเคราะห์สภาพแวดล้อมและศักยภาพการส่งเสริมเทคโนโลยีก๊าซชีวภาพสำหรับชุมชน	506
	นายอนุพล อัครพันธ์	

Session : บูรณาการพลังงาน

RE - 001	ออกแบบเครื่องทำน้ำร้อนแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมอาหาร	513
	นายวุฒิพงศ์ ไชยแสง	
RE - 002	ดัชนีชี้วัดสมรรถนะด้านพลังงานเพื่อป้องกันประสิทธิภาพการใช้พลังงานของการผลิตถุงมือยาง	521
	นายพงศกร เกิดช้าง	
RE - 003	การจำลองแผงพลังงานแสงอาทิตย์โดยใช้ฟังก์ชันจีโอของโปรแกรมแมทแล็บ	530
	นายเอกรินทร์ วาโย	
RE - 004	การพัฒนาอุปกรณ์วัดและจัดเก็บข้อมูลพลังงานรังสีแสงอาทิตย์บนการประมวลผลแบบกลุ่มเมฆ	538
	นายสัญญากร นิลรัตน์	
RE - 005	การศึกษาข้อระบายนอากาศที่เหมาะสมในการอบเห็ดนางฟ้าด้วยตู้อบแห้งสองระบบ	547
	นางสาวนิชาภา อ้าเพียร	
RE - 006	การระบายความร้อนสะสมภายในห้องด้วยพัดลมระบายอากาศพลังงานแสงอาทิตย์	554
	นายอรรถกร อาสนคำ	
RE - 007	การศึกษาความแตกต่างของฉนวนความร้อนที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพหม้อไอน้ำขนาดเล็ก	567
	นายกิตติวุฒิ สุทธิวิโรจน์	
RE - 008	การทดสอบสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นขนาดเล็กโดยใช้เทอร์โมอิเล็กทริก	575
	ร่วมกับผ่นงสุญญาภาศ	
	นายสุรสิทธิ์ เทียงจันดา	
RE - 009	Performance Investigation of Spark-Ignition Engine fueled with Gasoline, LPG and Biogas for Electric Power Generation	583
	Mr. Medhane Embaye	
RE - 010	แบบจำลองระบบ AC Microgrid สำหรับชุมชนขนาดเล็ก	593
	นายมาโนชญ์ ดนสิงห์	
RE - 011	การศึกษาและประเมินความเหมาะสมของระบบผลิตไฟฟ้า	601
	แบบผสมผสานขนาดเล็กมากในถิ่นทุรกันดาร	
	นายฉัตรชัย งามสม	
RE - 012	การวิเคราะห์และออกแบบระบบพลังงานแสงอาทิตย์แบบอิสระ	609
	สำหรับการทำอย่างมีประสิทธิภาพ	
	นายจิรศักดิ์ ส่งบุญแก้ว	

Session : บุรณาการพลังงาน

RE - 001	ออกแบบเครื่องทำน้ำร้อนแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมอาหาร นายวุฒิพงศ์ ไชยแสง	513
RE - 002	ดัชนีชี้วัดสมรรถนะด้านพลังงานเพื่อป้องกันประสิทธิภาพการใช้พลังงานของการผลิตถุงมือยาง นายพงศกร เกิดช้าง	521
RE - 003	การจำลองแผนพลังงานแสงอาทิตย์โดยใช้ฟังก์ชันจียูไอของโปรแกรมแมทแลป นายเอกรินทร์ วาโย	530
RE - 004	การพัฒนาอุปกรณ์วัดและจัดเก็บข้อมูลพลังงานรังสีแสงอาทิตย์บนการประมวลผลแบบกลุ่มเมฆ นายลัญญกร นิลรัตน์	538
RE - 005	การศึกษาข้อระบายอากาศที่เหมาะสมในการอบแห้งนางฟ้าด้วยตู้อบแห้งสองระบบ นางสาวนิชาภา อ่ำเพียร	547
RE - 006	การระบายความร้อนสะสมภายในห้องด้วยพัดลมระบายอากาศพลังงานแสงอาทิตย์ นายอรรถกร อาสนคำ	554
RE - 007	การศึกษาความแตกต่างของฉนวนความร้อนที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพหม้อไอน้ำขนาดเล็ก นายกิตติวุฒิ ศุภจิวิโรจน์	567
RE - 008	การทดสอบสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นขนาดเล็กโดยใช้เทอร์โมอิเล็กทริก	575

Activate Windows
Go to Settings to



การพัฒนาเครื่องทำน้ำร้อนแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมอาหาร

THE DEVELOPMENT OF THE HOT WATER GENERATOR FOR FOOD INDUSTRIAL

วุฒิพงษ์ ไชยแสง¹ ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล และสมมาส แก้วล้วน¹¹สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ 26120

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการวิเคราะห์และออกแบบเครื่องต้มน้ำร้อนแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมอาหาร โดยตัวเครื่องสามารถบรรจุน้ำได้ 80 ลิตร โดยวัสดุทำจาก Stainless AISI 316 เป็นที่นิยมใช้ในอุตสาหกรรมอาหาร อุตสาหกรรมยา การสร้างเครื่องมือแพทย์ เนื่องจากมีความทนทานต่อการเป็นกรดสูง ทนอุณหภูมิได้สูง ไม่มีความเป็นแม่เหล็ก แต่เป็นวัสดุที่นำความร้อนได้ไม่ดี ทำให้ปกติในอุตสาหกรรมจะทำน้ำร้อนโดยการทำไอน้ำจากหม้อต้มไอน้ำแล้วนำไอน้ำนั้นมาพ่นใส่ไปในน้ำเย็นปกติเพื่อให้ได้น้ำร้อน ซึ่งจากลักษณะนี้จะมีการสูญเสียพลังงานมากในกระบวนการผลิตน้ำร้อน ทั้งจากขั้นตอนการผลิตไอน้ำ การส่งไอน้ำมาใช้งาน และการสูญเสียความร้อนจากการผลิตน้ำร้อนเอง

งานวิจัยนี้ออกแบบเครื่องทำน้ำร้อนแบบต่อเนื่องเปรียบเทียบกับเครื่องต้มน้ำแบบไต้เตาเพื่อวิเคราะห์หาประสิทธิภาพของเครื่องต้มน้ำทั้งสองแบบ แล้วนำมาเปรียบเทียบความสูญเสียรวม เปรียบเทียบการใช้พลังงานต่อหน่วยผลผลิต และเปรียบเทียบราคาต่อหน่วยผลผลิต เพื่อลดต้นทุนด้านพลังงานที่สูญเสียจากกระบวนการที่ได้กล่าวไปเครื่องทำน้ำร้อนแบบต่อเนื่องนี้ได้ทำการออกแบบถึงความดันผนังบาง ส่วนแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทรงกระบอกกลาง รวมถึงทำแบบระบบปิด และมีการหุ้มฉนวนกันความร้อน เพื่อลดอัตราการสูญเสียความร้อนสู่ภายนอก สามารถจ่ายน้ำได้ 200 ลิตร/ชั่วโมง โดยใช้แก๊ส LPG เป็นเชื้อเพลิงให้ความร้อนจากการทดลองพบว่าใช้เวลาในการต้มน้ำจากอุณหภูมิ 30 องศาเซลเซียสให้น้ำมีอุณหภูมิ 90 องศาเซลเซียสใช้เวลาในการต้ม 25-30 นาทีสามารถจ่ายน้ำได้อย่างต่อเนื่องโดยอุณหภูมิไม่ต่ำกว่า 88 องศาเซลเซียส

ดังนั้นเมื่อนำมาวิเคราะห์เครื่องต้มน้ำร้อนนั้นมีความมีประสิทธิภาพประมาณ 74 เปอร์เซ็นต์ ส่วนเครื่องต้มน้ำร้อนแบบไต้เตาเครื่องที่มีประสิทธิภาพประมาณ 46.5 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งกรรมวิธีการผลิตน้ำร้อนแบบที่พัฒนาขึ้น มีค่าประสิทธิภาพมากกว่า ถึง 27.5 เปอร์เซ็นต์ ทำให้ประหยัดพลังงานได้มากกว่า และสามารถนำไปพัฒนาเป็นเครื่องต้นแบบให้มีประสิทธิภาพมากขึ้นในอนาคตได้

คำสำคัญ: เครื่องต้มน้ำร้อนแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมอาหาร, สแตนเลส AISI 316, Heat exchanger

¹Corresponding author: Tel.: 062-3062989. E-mail address: wut-engineer@hotmail.com

บทนำ

ในปัจจุบันอุตสาหกรรมต่าง ๆ มีการนำน้ำร้อนมาใช้ในกระบวนการผลิตเป็นจำนวนมากเช่น ใช้ในกระบวนการผลิต การให้ความร้อนในการผลิตรวมถึงการทำความสะดวกอุปกรณ์ต่าง ๆ เป็นต้น โดยเฉพาะอย่างยิ่งในอุตสาหกรรมอาหารมีการใช้น้ำร้อนในหลาย ๆ ขั้นตอนการผลิตรวมถึงการทำความสะดวก โดยวิธีการต้มน้ำร้อนภายในอุตสาหกรรมนั้นมีหลัก ๆ อยู่ 2 วิธีคือ การต้มน้ำในภาชนะที่เสาน้ำโดยตรงและการต้มน้ำโดยการใช้น้ำไอน้ำที่น้ำโดยตรง โดยวิธีการต้มน้ำในภาชนะที่เสาน้ำโดยตรงนั้นจะมีการสูญเสียความร้อนมาก เนื่องจากความร้อนที่ให้กับภาชนะนั้นเป็นระบบเปิดทำให้มีการถ่ายเทความร้อนออกไปในบริเวณรอบ ๆ กระบวนการและในกรรมวิธีการต้มน้ำโดยการใช้น้ำไอน้ำที่น้ำโดยตรงนั้นนิยมใช้ในโรงงานอุตสาหกรรมเนื่องจากสามารถทำความร้อนให้กับน้ำได้ทันทีตามที่โรงงานอุตสาหกรรมต้องการแต่การผลิตน้ำร้อนด้วยไอน้ำนั้นมีข้อเสียคือในการผลิตน้ำด้วยไอน้ำโดยตรงนั้นต้องสูญเสียพลังงานในการผลิตไอน้ำเป็นจำนวนมากและต้องมีการควบคุมความดันให้เพียงพอในกระบวนการผลิตและมีการสูญเสียความร้อนจากกระบวนการต้มน้ำด้วยไอน้ำด้วย ทำให้มีการเสียค่าใช้จ่ายในด้านพลังงานมาก

เพราะฉะนั้นในโครงการนี้จึงมีความคิดที่จะออกแบบอุปกรณ์ที่ให้ความร้อนกับน้ำ ซึ่งจะทำงานในระบบปิดและมีการหมุนวนเพื่อป้องกันการเกิดความร้อนสูญเสียจากกระบวนการโดยเป็นการเผาไหม้เชื้อเพลิงเพื่อให้ความร้อนด้วยเปลวไฟจากแก๊สไปยังอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้ได้น้ำร้อนที่ไหลต่อเนื่องและยังสามารถควบคุมอุณหภูมิใช้งานของน้ำร้อนได้ง่ายจากการควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ในการเผาไหม้และการควบคุมการไหลของน้ำร้อน-เย็นมาผสมกันให้ได้อุณหภูมิของน้ำ

ซึ่งในปัจจุบันอุปกรณ์ดังกล่าวมีการผลิตในต่างประเทศและมีการนำเข้าจำหน่ายในประเทศ แต่เป็นลักษณะของการใช้งานทั่วไปไม่ใช่สำหรับการใช้ในอุตสาหกรรม และการผลิตน้ำร้อนที่จะใช้ในอุตสาหกรรมอาหารนั้นดังจะต้องทำแบบกระบวนการใช้ซึ่งมีขั้นตอนการผลิตที่ซับซ้อนและมีการสูญเสียพลังงานในการผลิต อีกอย่าง น้ำสำหรับใช้ในอุตสาหกรรมอาหาร ซึ่งต้องการน้ำที่อุณหภูมิประมาณ 90 – 100 °c และสำหรับอุตสาหกรรมอาหารก็ไม่สามารถเอามาใช้งานได้ทั้งหมด เนื่องจากท่อที่ใช้ทั่วไปมักจะเป็นเหล็กหรือทองแดง ซึ่งไม่ได้มาตรฐานตามข้อกำหนดของการผลิตอาหาร ที่กำหนดให้ใช้ สเตนเลส AISI 316 เป็นโลหะที่ใช้ในกระบวนการผลิตอาหาร

RE
001

วิธีการวิจัย

การออกแบบอุปกรณ์และชุดทดลอง
ทดสอบหม้อต้มน้ำร้อนที่พัฒนาขึ้น เทียบกับ หม้อต้มน้ำแบบ วิดีโอเรคคอร์ด



ภาพที่ 1 อุปกรณ์และส่วนประกอบของหม้อต้มน้ำที่พัฒนาขึ้น

ขั้นตอนทดลองการต้มน้ำที่พัฒนาขึ้น

เปิด Switch เครื่องทำน้ำร้อนอัตโนมัติแบบต่อเนื่องสำหรับอุตสาหกรรมอาหาร เครื่องทำงานโดยเริ่มจากการป้อนน้ำเข้า เมื่อถึง 80 ลิตร ที่ระดับของ Level Sensor จะทำการหยุดการปั้มน้ำทันที เมื่อปั้มน้ำหยุดการทำงาน หัว Burner จะทำงานจุดระเบิด LPG เพื่อให้ความร้อนแก่น้ำที่อยู่ภายในถัง ใช้เครื่องวิเคราะห์ก๊าซไอเสีย TESTO 350-XL วัดปริมาณก๊าซแต่ละชนิด หลังจากต้มน้ำถึง 90 °C การเผาไหม้แก๊ส LPG จะหยุดลง และหากทำการจ่ายน้ำออกจากเครื่องถึงระดับของ Level Sensor การปั้มน้ำและการจุดระเบิด LPG อีกครั้ง หลังจากใช้เครื่องเสร็จเรียบร้อยแล้วทำการปล่อยน้ำที่ไม่ใช่ออก และทำงานซึ่งน้ำหนักของถัง LPG เพื่อวัดปริมาณแก๊สที่ใช้ ตรวจวัดอุณหภูมิของน้ำขาออกโดยใช้ Thermocouple เพื่อนำไปวิเคราะห์ Energy balance

RE
001

ภาพที่ 2 อุปกรณ์และส่วนประกอบของห้องคัมน์น้ำแบบไดเร็คสตรึม

ขั้นตอนทดลองการคัมน์น้ำแบบไดเร็คสตรึม

ทำการทดสอบการคัมน์น้ำแบบวีซีไดเร็คสตรึม โดยการคัมน์น้ำให้เดือดจนได้ออน้ำ แล้วนำอน้ำที่ได้ไปผสมกับน้ำที่เตรียมไว้ในปริมาณที่เท่ากันให้ได้อัตราการไหลที่จะนำไปใช้ หรือปริมาณที่กำหนด และตรวจสอบการทำงานของเครื่อง ปั๊มน้ำจะส่งน้ำเข้าสู่หม้อไอน้ำโดยอัตโนมัติและจะหยุดเมื่อถึงระดับที่ตั้งไว้ Blower จะทำการเป่าเพื่อไล่ลมและก๊าซที่ตกค้างอยู่ออกให้หมดในห้องเผาไหม้ และเตรียมผสมกับน้ำมันเชื้อเพลิงด้วยอัตราส่วน A/F ratio 15.32:1 (by weight) Burner จะเริ่มทำงานโดยอัตโนมัติ และจ่ายไอน้ำเปล่าสักระยะเพื่ออุ่นท่อจ่ายไอน้ำ และอยู่ในสภาวะ Steady State จ่ายไอน้ำเข้าสู่ถังน้ำเย็น ทำการวัดอุณหภูมิของน้ำเป็นระยะจนกว่าจะ 90°C ให้ทำการจับเวลาในส่วนนี้นั้น ระหว่างนั้นบันทึกผลปริมาณน้ำมันที่ลดลงแล้วทำการบันทึกเวลาที่ใช้นั้น ส่วนปั๊มให้จับเวลาเมื่อ Feed pump ทำงานครบ 1 รอบและทำการบันทึกเวลาที่ใช้นั้น นำผลที่ได้ไปวิเคราะห์เพื่อเปรียบเทียบกับผลการคัมน์น้ำแบบต่อเนื่องที่พัฒนาขึ้น

ผลการวิจัยและอภิปรายผลการวิจัย

ผลการทดลองวีซีไดเร็คสตรึม

เมื่อค่าพลังงานด้านสูง (HHV) ของ Diesel คือ 44.8 MJ/kg และมีการสูญเสียพลังงานจากการถ่ายเทความร้อน ไม่สมบูรณ์ทำให้เกิดการสูญเสียไอน้ำ การนำและการพาความร้อน ออกจากถังบรรจุไอน้ำ รวมถึงการสูญเสียจากอุปกรณ์จ่ายไอน้ำอีกด้วย

RE
001

ตารางที่ 1 ตารางสรุปผลการทดลองวิธีไคร้คัสตรัม

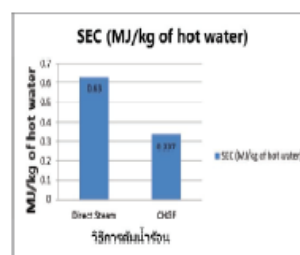
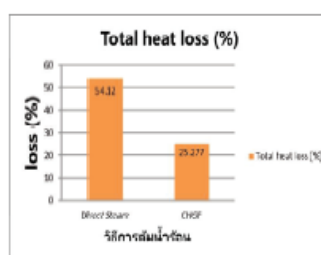
Order	m,w(in) (kg)	m,w(out) (kg)	m,(steam) (kg)	m,s(loss) (kg)	m,fuel used (kg)	Time(min)	Heat loss (%)	Sec(Mj/kg)
ครั้งที่ 1	50.00	58.22	12.18	3.96	0.68	31.12	51.83	0.52
ครั้งที่ 2	50.00	58.91	13.56	4.65	0.89	51.38	56.02	0.68
ครั้งที่ 3	50.00	59.00	13.14	4.14	0.91	44.91	54.51	0.69
Average	50.00	58.71	12.96	4.25	0.83	42.47	54.12	0.63

ผลการทดลองจากการวิเคราะห์ไอเสียของหม้อต้มแบบไคร้คัสตรัม

การทดลองในครั้งนี้เพื่อตรวจสอบการทำงานของเครื่องรวมถึงวิเคราะห์ก๊าซไอเสีย จากการทดลองพบว่า มีก๊าซ O₂ , CO มากเกินไป ซึ่งบ่งบอกว่าใช้อากาศมากเกินไปและ CO ยังส่งผลต่อสุขภาพเป็นอย่างมาก โดยต้องทำให้ CO ไม่มีเลย หรือน้อยที่สุดเท่าที่เป็นไปได้ รวมถึงก๊าซ CO₂ น้อยเกินไป บ่งบอกถึงการเผาไหม้ที่ไม่ดีและมีค่าอุณหภูมิของก๊าซไอเสียต่ำกว่าค่าออกแบบได้ผลการทดลองดังนี้

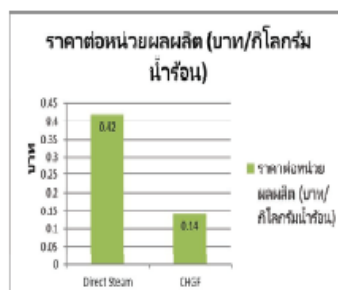
ตารางที่ 2 ผลจากการวิเคราะห์ไอเสียด้วยเครื่องวิเคราะห์ก๊าซไอเสีย TESTO 350-XL

ครั้งที่/Gas	O ₂ (%)	CO[ppm]	CO ₂ (%)	Fuel Temp(°C)
1	15.94	18.00	4.48	461.30
2	15.91	17.00	4.46	462.90
3	13.43	20.00	6.64	587.40
4	8.89	4.00	10.86	728.60
5	5.91	4.00	13.21	811.40
6	5.75	1.00	13.35	813.70



ภาพที่ 3 กราฟเปรียบเทียบความสูญเสียรวม

ภาพที่ 4 กราฟเปรียบเทียบการใช้พลังงานต่อหน่วยผลผลิต

RE
001

ภาพที่ 5 กราฟเปรียบเทียบราคาต่อหน่วยผลผลิต

ผลการทดลองจากการใช้งานอย่างต่อเนื่อง 2 ชั่วโมง

ในการทดลองนี้เพื่อวิเคราะห์การใช้พลังงานของเครื่องทำน้ำร้อนและอุณหภูมิของน้ำร้อนที่ผลิตได้ ซึ่งต้องการอุณหภูมิที่ 90 °C และกำหนดให้ไม่ต่ำกว่า 88 °C โดยให้ทำงานต่อเนื่อง และวัดที่ Steady state และไม่คิดช่วง Start up

สมมูลพลังงานเครื่องทำน้ำร้อนแบบที่พัฒนาขึ้นจากผลการทดลอง กำหนดให้อัตราการผลิตน้ำร้อน 169.17 kg/hr ที่ความดันบรรยากาศ, 90 °C น้ำที่ป้อนที่ความดันบรรยากาศ, 30 °C และใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิง ค่า HHV = 50.152 MJ/kg ป้อนเข้าด้วยอัตรา 1.134 kg/hr ส่วนปริมาณอากาศแห้งที่ใช้ เมาใหม่ (ma) 15.5 kg/kg of lpg และค่าความชื้นจำเพาะของอากาศ (w) 0.013 kg/kg of dry air ที่อุณหภูมิอากาศ 27 °C ภายในเตามี อุณหภูมิไอเสียในปล่อง 800 °C และ ความดันบรรยากาศกำหนดที่ 101.3 kPa การวิเคราะห์ส่วนผสมเชิงมวล (LPG = Propane + Butane) C = 0.823 H = 0.176 ผลการวิเคราะห์ไอเสีย CO₂ = 13.35 % CO = 0.0001 % O₂ = 5.75 % กำหนดให้มีความชื้น 5% ได้ผลการวิเคราะห์พลังงานในส่วนต่างๆดังนี้

ตารางที่ 3 ผลการวิเคราะห์พลังงานในส่วนต่างๆ

ผลการวิเคราะห์ค่าต่างๆ	ปริมาณที่ได้
พลังงานที่น้ำป้อนได้รับ (e_1)	37,475.481 kJ/kg of LPG (74.723%)
ความร้อนในไอเสียแห้ง (e_2)	11,576.19 kJ/kg of LPG (23.082%)
ความร้อนที่ทำให้ความชื้นในไอเสียกลายเป็นไอ (e_3)	202.37 kJ/kg of LPG (0.404%)
ความร้อนที่ทำให้ความชื้นในไอเสียกลายเป็นไอ (e_4)	292.82 kJ/kg of LPG (0.583%)
สูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ (e_5)	0.176 kJ/kg of LPG (0.00035%)
สูญเสียจากการถ่ายเทความร้อนที่ผิว (e_6)	604.963 kJ/kg of LPG (1.206%)
ประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำร้อน (η_CHGF)	74.4 %
Specific energy consumption (SEC)	0.337 MJ/kg of hot water

RE 001

สรุปผลการวิจัย

ในงานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเกี่ยวกับการออกแบบถังความดันเครื่องทำน้ำร้อนอัตโนมัติแบบเนื่องในอุตสาหกรรมอาหาร รวมถึงทดลองเพื่อตรวจสอบและหาจุดปรับปรุง รวมถึงปัจจัยต่างๆที่มีผลต่อการทำงานและประสิทธิภาพของเครื่อง โดยมีข้อกำหนดคือ วัสดุที่ใช้สร้างเครื่องคือ Stainless AISI 316 , อุณหภูมิน้ำร้อนที่ได้ 90 °c และมีอัตราการไหลสูงสุดที่ประมาณ 300 ลิตร/ชั่วโมง หรือ 5 ลิตร/นาที โดยคาดหวังว่าจะเครื่องทำน้ำร้อนอัตโนมัติแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมอาหารนี้จะเป็นประโยชน์ในฐานะเครื่องต้นแบบ และเกิดการพัฒนาต่อไป ซึ่งผลที่ได้สรุปได้ดังนี้

หลังจากได้ทำการปรับอัตราส่วนเชื้อเพลิง พบว่าใช้เวลาในการต้มน้ำใช้เวลาน้อยลง ใช้ปริมาณ LPG น้อยลง และการทดลองการพ่นไอน้ำกับน้ำโดยตรงพบว่า มีการสูญเสียพลังงานมาก เนื่องจากเป็นระบบเปิดทำให้เกิดการสูญเสียไอน้ำจากการผสมไม่สมบูรณ์ลอยสู่บรรยากาศ นอกจากนั้น ยังมีการถ่ายเทความร้อนรอบๆถังบรรจุ และจากการทดลองยังพบว่า เครื่องทำน้ำร้อนอัตโนมัติแบบที่พัฒนาขึ้นมีระบบปิด แต่ประสิทธิภาพไม่สูงมากนัก เนื่องมาจากมีความร้อนสูญเสียมาก โดยเฉพาะท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่หักงอเสียวงนั้น ถูกทิ้งไปโดยเปล่าประโยชน์ถึง 23.08% แต่เมื่อเทียบกับการต้มน้ำโดยวิธีไคเร็คแล้วนั้น มีการสูญเสียพลังงานระหว่างการผลิตน้อยกว่าวิธีไคเร็คสตรึม ส่งผลให้การต้มน้ำโดยใช้เครื่องทำน้ำร้อนอัตโนมัติแบบต่อเนื่องในอุตสาหกรรมมีการใช้พลังงานต่อหน่วยผลผลิตน้อยกว่าวิธีการไคเร็คสตรึม ถึง 46.5%

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดีโดยมี ผู้ช่วยศาสตราจารย์ภาคภูมิ ศรีมรินทร์ และ อาจารย์ ดร.สมมาส แก้วล้วน ซึ่งเป็นที่ปรึกษาของโครงการงานวิศวกรรมนี้ ที่ได้ให้คำแนะนำต่างๆ ความช่วยเหลือในเรื่องงบประมาณ จัดเตรียมอุปกรณ์เพื่อการทดลอง และได้ความช่วยเหลือในเรื่องอุปกรณ์การทดลอง จนกระทั่งโครงการนี้ประสบความสำเร็จในที่สุดผู้จัดทำขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง ผู้วิจัยทำขอกราบขอบพระคุณท่านอาจารย์ทุกท่านที่อบรมสั่งสอน แนะนำและให้ความรู้แก่ผู้จัดทำ ซึ่งเป็นประโยชน์อย่างสูงที่มีส่วนทำให้งานวิจัยมีคุณค่ามากยิ่งขึ้น และขอกราบขอบพระคุณบุคลากรภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกท่านที่อำนวยความสะดวก และให้ความช่วยเหลือในการใช้อุปกรณ์ และสถานที่ในการทำวิจัยขอขอบคุณเพื่อนๆ ทุกคนที่ให้ความช่วยเหลือ แนะนำจนทำให้งานวิจัยครั้งนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

สุดท้ายนี้ขอขอบคุณสำหรับกำลังใจ การสนับสนุนและส่งเสริมในทุกๆด้าน จนทำให้มีการวิจัยฉบับนี้ คุณค่าและประโยชน์อันมีค่าจากงานวิจัยฉบับนี้ขอบแต่ผู้มีพระคุณทุกท่าน

เอกสารอ้างอิง

- [1] Munson, Young, Okishi and Huebsch. (2010). Fundamentals of fluid mechanic. (6th ed.). Hoboken, NJ: John Wiley & Sons
- [2] Webb, R. L. (1992). Principles of Heat Transfer, John-Wiley & Sons, New York, USA
- [3] Thomas, Robert and Kao (1998), Standard handbook of Power plant Engineering. (2nd ed.) McGraw-hill, United States. [4] Scherer, H.W. (2001). Sulphur in crop production-invited paper1. European Journal of Agronomy.14 (3), 81-111.
- [4] กรมควบคุมมลพิษ. เกณฑ์ของดัชนีคุณภาพอากาศสำหรับประเทศไทย. จากกระทรวงทรัพยากรธรรมชาติและสิ่งแวดล้อม เว็บไซต์: www.pcd.go.th/info_serv/air_aqi.htm
- [5] พิมพ์เพ็ญ พรเฉลิมพงศ์ และ นิธิยา รัตนานนท์. เหล็กกล้าไร้สนิมในอุตสาหกรรมอาหาร. จากศูนย์เครือข่ายข้อมูลอาหารครบวงจร เว็บไซต์ : <http://www.foodnetworksolution.com>
- [6] North American Stainless. Stainless steel AISI 316: Properties. From <http://www.northamericanstainless.com/wp-content/uploads/2010/10/Grade-316-316L1.pdf>
- [7] American Society of Mechanical Engineer (ASME). Rules for construction of pressure vessels code. From <https://www.nationalboard.org/SiteDocuments/NBIC/08errata.pdf>
- [8] International Journal of advanced Engineering research and studies. Design of pressure vessel using ASME code, Section VIII, Division 1. From <http://www.technicaljournalonline.com/ijaer/VOL%20I/JAERS%20VOL%20I%20ISSUE%20I%20JANUARY%20MARCH%202012/JAERS%2096.pdf>.
- [9] Argonne National Laboratory. Lower and Higher Heating Values of Gas, Liquid and Solid Fuels. From www.greet.es.anl.gov
- [10] Overall heat transfer coefficients. Average overall heat transmission coefficients for some common Fluids and heat exchanger surface. From http://www.engineeringtoolbox.com/overall-heat-transfer-coefficients-d_284.html
- [11] บริษัท พิมพ์ดี จำกัด, ขั้นตอนการดำเนินงาน เรื่องการควบคุมการปฏิบัติเรื่องการอนุรักษ์พลังงาน, 2554.

ภาคผนวก ช
คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศและก๊าซที่ความดันบรรยากาศ



ตารางที่ ข.1 Properties of air at 1 atm pressure [2]

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Density $\rho, \text{kg/m}^3$	Specific heat $C_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Thermal Conductivity $k, \text{W/m} \cdot \text{k}$	Thermal Diffusivity $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Dynamic Viscosity $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Kinematic Viscosity $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Prandtl Number Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-6}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-5}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02479	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268

40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Density $\rho, \text{kg/m}^3$	Specific heat $C_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Thermal Conductivity $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Thermal Diffusivity $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Dynamic Viscosity $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Kinematic Viscosity $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Prandtl Number Pr
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

ตารางที่ ๒.2 Properties of gases at 1 atm pressure [2]

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Density $\rho, \text{kg/m}^3$	Specific heat $C_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Thermal Conductivity $k, \text{W/m} \cdot \text{k}$	Thermal Diffusivity $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Dynamic Viscosity $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Kinematic Viscosity $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Prandtl Number Pr
Carbon Dioxide CO_2							
-50	2.4035	746	0.01051	5.860×10^{-6}	1.129×10^{-5}	4.699×10^{-6}	0.8019
0	1.9635	811	0.01456	9.141×10^{-6}	1.375×10^{-5}	7.003×10^{-6}	0.7661
50	1.6597	866.6	0.01858	1.291×10^{-5}	1.612×10^{-5}	9.714×10^{-6}	0.7520
100	1.4373	914.8	0.02257	1.716×10^{-5}	1.841×10^{-5}	1.281×10^{-5}	0.7464
150	1.2675	957.4	0.02652	2.186×10^{-5}	2.063×10^{-5}	1.627×10^{-5}	0.7445
200	1.1336	995.2	0.03044	2.698×10^{-5}	2.276×10^{-5}	2.008×10^{-5}	0.7442
300	0.9358	1060	0.03814	3.847×10^{-5}	2.682×10^{-5}	2.866×10^{-5}	0.7450
400	0.7968	1112	0.04565	5.151×10^{-5}	3.061×10^{-5}	3.842×10^{-5}	0.7458
500	0.6937	1156	0.05293	6.600×10^{-5}	3.416×10^{-5}	4.924×10^{-5}	0.7460
1000	0.4213	1292	0.08491	1.560×10^{-4}	4.898×10^{-5}	1.162×10^{-4}	0.7455
1500	0.3025	1356	0.10688	2.606×10^{-4}	6.106×10^{-5}	2.019×10^{-4}	0.7745
2000	0.2359	1387	0.11522	3.521×10^{-4}	7.322×10^{-5}	3.103×10^{-4}	0.8815
Carbon Monoxide CO							
-50	1.5297	1081	0.01901	1.149×10^{-5}	1.378×10^{-5}	9.012	0.7840
0	1.2497	1048	0.02278	1.739×10^{-5}	1.629×10^{-5}	1.303×10^{-5}	0.7499
50	1.0563	1039	0.02641	2.407×10^{-5}	1.863×10^{-5}	1.764×10^{-5}	0.7328
100	0.9148	1041	0.02992	3.142×10^{-5}	2.080×10^{-5}	2.274×10^{-5}	0.7239
150	0.8067	1049	0.03330	3.936×10^{-5}	2.283×10^{-5}	2.830×10^{-5}	0.7191
200	0.7214	1060	0.03656	4.782×10^{-5}	2.472×10^{-5}	3.426×10^{-5}	0.7164
300	0.5956	1085	0.04277	6.619×10^{-5}	2.812×10^{-5}	4.722×10^{-5}	0.7134
400	0.5071	1111	0.04860	8.628×10^{-5}	3.111×10^{-5}	6.136×10^{-5}	0.7111
500	0.4415	1135	0.05412	1.079×10^{-4}	3.379×10^{-5}	7.653×10^{-5}	0.7087
1000	0.2681	1226	0.07894	2.401×10^{-4}	4.557×10^{-5}	1.700×10^{-4}	0.7080
1500	0.1925	1279	0.10458	4.246×10^{-4}	6.321×10^{-5}	3.284×10^{-4}	0.7733
2000	0.1502	1309	0.13833	7.034×10^{-4}	9.826×10^{-5}	6.543×10^{-4}	0.9302

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Density $\rho, \text{kg/m}^3$	Specific heat $C_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Thermal Conductivity $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Thermal Diffusivity $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Dynamic Viscosity $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Kinematic Viscosity $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Prandtl Number Pr
Methane CH_4							
-50	0.8761	2243	0.02367	1.204×10^{-5}	8.564×10^{-6}	9.774×10^{-6}	0.8116
0	0.7158	2217	0.03042	1.917×10^{-5}	1.028×10^{-5}	1.436×10^{-5}	0.7494
50	0.6050	2302	0.03766	2.704×10^{-5}	1.191×10^{-5}	1.969×10^{-5}	0.7282
100	0.5240	2443	0.04534	3.543×10^{-5}	1.345×10^{-5}	2.567×10^{-5}	0.7247
150	0.4620	2611	0.05344	4.431×10^{-5}	1.491×10^{-5}	3.227×10^{-5}	0.7284
200	0.4132	2791	0.06194	5.370×10^{-5}	1.630×10^{-5}	3.944×10^{-5}	0.7344
300	0.3411	3158	0.07996	7.422×10^{-5}	1.886×10^{-5}	5.529×10^{-5}	0.7450
400	0.2904	3510	0.09918	9.727×10^{-5}	2.119×10^{-5}	7.297×10^{-5}	0.7501
500	0.2529	3836	0.11933	1.230×10^{-4}	2.334×10^{-5}	9.228×10^{-5}	0.7502
1000	0.1536	5042	0.22562	2.914×10^{-4}	3.281×10^{-5}	2.136×10^{-4}	0.7331
1500	0.1103	5701	0.31857	5.068×10^{-4}	4.434×10^{-5}	4.022×10^{-4}	0.7936
2000	0.0860	6001	0.36750	7.120×10^{-4}	6.360×10^{-5}	7.395×10^{-4}	1.0386
Hydrogen H_2							
-50	0.11010	14481	0.1404	1.009×10^{-4}	7.293×10^{-6}	6.624×10^{-5}	0.6562
0	0.08995	14540	0.1652	1.319×10^{-4}	8.391×10^{-6}	9.329×10^{-5}	0.7071
50	0.07603	14653	0.1881	1.724×10^{-4}	9.427×10^{-6}	1.240×10^{-4}	0.7191
100	0.06584	15577	0.2095	2.199×10^{-4}	1.0×10^{-5}	1.582×10^{-4}	0.7196
150	0.05806	16553	0.2296	2.729×10^{-4}	1.136×10^{-5}	1.957×10^{-4}	0.7174
200	0.05193	17400	0.2486	3.306×10^{-4}	1.228×10^{-5}	2.365×10^{-4}	0.7155
300	0.04287	14481	0.2843	4.580×10^{-4}	1.403×10^{-5}	3.274×10^{-4}	0.7149
400	0.03650	14540	0.3180	5.992×10^{-4}	1.570×10^{-5}	4.302×10^{-4}	0.7179
500	0.03178	14653	0.3509	7.535×10^{-4}	1.730×10^{-5}	5.443×10^{-4}	0.7224
1000	0.01930	15577	0.5206	1.732×10^{-3}	2.455×10^{-5}	1.272×10^{-3}	0.7345
1500	0.01386	16553	0.6581	2.869×10^{-3}	3.099×10^{-5}	2.237×10^{-3}	0.7795
2000	0.01081	17400	0.5480	2.914×10^{-3}	3.690×10^{-5}	3.414×10^{-3}	1.1717

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Density $\rho, \text{kg/m}^3$	Specific heat $C_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Thermal Conductivity $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Thermal Diffusivity $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Dynamic Viscosity $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Kinematic Viscosity $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Prandtl Number Pr
Nitrogen N_2							
-50	1.5299	957.3	0.02001	1.366×10^{-5}	1.390×10^{-5}	9.091×10^{-6}	0.6655
0	1.2498	1035	0.02384	1.843×10^{-5}	1.640×10^{-5}	1.312×10^{-5}	0.7121
50	1.0564	1042	0.02746	2.494×10^{-5}	1.874×10^{-5}	1.774×10^{-5}	0.7114
100	0.9149	1041	0.03090	3.244×10^{-5}	2.094×10^{-5}	2.289×10^{-5}	0.7056
150	0.8068	1043	0.03416	4.058×10^{-5}	2.300×10^{-5}	2.851×10^{-5}	0.7025
200	0.7215	1050	0.03727	4.921×10^{-5}	2.494×10^{-5}	3.457×10^{-5}	0.7025
300	0.5956	1070	0.04309	6.758×10^{-5}	2.849×10^{-5}	4.783×10^{-5}	0.7078
400	0.5072	1095	0.04848	8.727×10^{-5}	3.166×10^{-5}	6.242×10^{-5}	0.7153
500	0.4416	1120	0.05358	1.083×10^{-4}	3.451×10^{-5}	7.816×10^{-5}	0.7215
1000	0.2681	1213	0.07938	2.440×10^{-4}	4.594×10^{-5}	1.713×10^{-4}	0.7022
1500	0.1925	1266	0.11793	4.839×10^{-4}	5.562×10^{-5}	2.889×10^{-4}	0.5969
2000	0.1502	1297	0.18590	9.543×10^{-4}	6.426×10^{-5}	4.278×10^{-4}	0.4483
Oxygen O_2							
-50	1.7475	984.4	0.02067	1.201×10^{-5}	1.616×10^{-5}	9.246×10^{-6}	0.7694
0	1.4277	928.7	0.02474	1.865×10^{-5}	1.916×10^{-5}	1.342×10^{-5}	0.7198
50	1.2068	921.7	0.02867	2.577×10^{-5}	2.194×10^{-5}	1.818×10^{-5}	0.7053
100	1.0451	931.8	0.03254	3.342×10^{-5}	2.451×10^{-5}	2.346×10^{-5}	0.7019
150	0.9216	947.6	0.03637	4.164×10^{-5}	2.694×10^{-5}	2.923×10^{-5}	0.7019
200	0.8242	964.7	0.04014	5.048×10^{-5}	2.923×10^{-5}	3.546×10^{-5}	0.7025
300	0.6804	997.1	0.04751	7.003×10^{-5}	3.350×10^{-5}	4.923×10^{-5}	0.7030
400	0.5793	1025	0.05463	9.204×10^{-5}	3.744×10^{-5}	6.463×10^{-5}	0.7023
500	0.5044	1048	0.06148	1.163×10^{-4}	4.114×10^{-5}	8.156×10^{-5}	0.7010
1000	0.3063	1121	0.09198	2.678×10^{-4}	5.732×10^{-5}	1.871×10^{-4}	0.6986
1500	0.2199	1165	0.11901	4.643×10^{-4}	7.133×10^{-5}	3.243×10^{-4}	0.6985
2000	0.1716	1201	0.14705	7.139×10^{-4}	8.417×10^{-5}	4.907×10^{-4}	0.6873

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Density $\rho, \text{kg/m}^3$	Specific heat $C_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Thermal Conductivity $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Thermal Diffusivity $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Dynamic Viscosity $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Kinematic Viscosity $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Prandtl Number Pr
Water Vapor H_2O							
-50	0.9839	1892	0.01353	7.271×10^{-6}	7.187×10^{-6}	7.305×10^{-6}	1.0047
0	0.8038	1874	0.01673	1.110×10^{-5}	8.956×10^{-6}	1.114×10^{-5}	1.0033
50	0.6794	1874	0.02032	1.596×10^{-5}	1.078×10^{-5}	1.587×10^{-5}	0.9944
100	0.5884	1887	0.02429	2.187×10^{-5}	1.265×10^{-5}	2.150×10^{-5}	0.9830
150	0.5189	1908	0.02861	2.890×10^{-5}	1.456×10^{-5}	2.806×10^{-5}	0.9712
200	0.4640	1935	0.03326	3.705×10^{-5}	1.650×10^{-5}	3.556×10^{-5}	0.9599
300	0.3831	1997	0.04345	5.680×10^{-5}	2.045×10^{-5}	5.340×10^{-5}	0.9401
400	0.3262	2066	0.05467	8.114×10^{-5}	2.446×10^{-5}	7.498×10^{-5}	0.9240
500	0.2840	2137	0.06677	1.100×10^{-4}	2.847×10^{-5}	1.002×10^{-4}	0.9108
1000	0.1725	2471	0.13623	3.196×10^{-4}	4.762×10^{-5}	2.761×10^{-4}	0.8639
1500	0.1238	2736	0.21301	6.288×10^{-4}	6.411×10^{-5}	5.177×10^{-4}	0.8233
2000	0.0966	2928	0.29183	1.032×10^{-3}	7.808×10^{-5}	8.084×10^{-4}	0.7833



ภาคผนวก ซ

Lower and Higher Heating Values of Gas, Liquid and Solid Fuels

ตารางที่ ๗.1 Lower and Higher Heating Values of Gas, Liquid and Solid Fuels [9]

Fuels	Lower Heating Value (LHV)			Higher Heating Value (HHV)			
	Btu/ft ³	Btu/lb	MJ/kg	Btu/ft ³	Btu/lb	MJ/kg	grams/ft ³
Gaseous Fuels @ 32 F and 1 atm							
Natural gas	983	20,267	47.141	1,089	22,453	52.225	22.00
Hydrogen	290	51,682	120.21	343	61,127	142.180	2.55
Still gas (in refineries)	1,458	20,163	46.898	1,584	21,905	50.951	32.80
Liquid Fuels							
Crude oil	129,670	18,352	42.686	138,350	19,580	45.543	3,205
Conventional gasoline	116,090	18,679	42.488	124,340	20,007	46.536	2,819
Reformulated or low-sulfur gasoline	113,602	18,211	42.358	121,848	19,533	45.433	2,830
CA reformulated gasoline	113,927	18,272	42.500	122,174	19,595	45.577	2,828
U.S. conventional diesel	128,450	18,397	42.791	137,380	19,676	45.766	3,167
Low-sulfur diesel	129,488	18,320	42.612	138,490	19,594	45.575	3,206
Petroleum naphtha	116,920	19,320	44.938	125,080	20,669	48.075	2,745
NG-based FT naphtha	111,520	19,081	44.383	119,740	20,488	47.654	2,651
Residual oil	140,353	16,968	39.466	150,110	18,147	42.210	3,752
methanol	57,250	8,639	20.094	65,200	9,838	22.884	3,006
Ethanol	76,330	11,587	26.952	84,530	12,832	29.847	2,988
Butanol	99,837	14,775	34.366	108,458	16,051	37.334	3,065
Acetone	83,127	12,721	29.589	89,511	13,698	31.862	2,964
E-Diesel Additives	116,090	18,679	43.488	124,340	20,007	46.536	2,819
Liquefied petroleum gas (LPG)	84,950	20,038	46.607	91,410	21,561	50.152	1,923
Liquefied natural gas (LNG)	74,720	20,908	48.632	84,820	23,734	55.206	1,621
Dimethyl ether (DME)	68,930	12,417	28.882	75,610	13,620	31.681	2,518
Dimethyl methane (DMM)	72,200	10,061	23.402	79,197	11,036	25.670	3,255
Methyl ester (biodiesel, BD)	199,550	16,134	37.528	127,960	17,269	40.168	3,361
Fischer-Tropsch diesel (FTD)	123,670	18,593	43.247	130,030	19,549	45.471	3,017
Renewable Diesel I (SuperCetane)	117,059	18,729	43.563	125,294	20,047	46.628	2,835
Renewable Diesel II (UOP-HDO)	112,887	18,908	43.979	130,817	20,128	46.817	2,948
Renewable Gasoline	115,983	18,590	43.239	124,230	19,911	46.314	2,830
Liquid Hydrogen	30,500	51,621	120.07	36,020	60,964	141.80	268

Methyl tertiary butyl ether (MTBE)	93,540	15,094	35.108	101,130	16,319	37.957	2,811
Ethyl tertiary butyl ether (ETBE)	96,720	15,613	36.315	104,530	16,873	39.247	2,810
Tertiary amyl methyl ether (TAME)	100,480	15,646	36.392	108,570	16,906	39.322	2,913
Butane	94,970	19,466	45.277	103,220	21,157	49.210	2,213
Isobutene	90,060	19,287	44.862	98,560	21,108	49.096	2,118
Isobutylene	95,720	19,271	44.824	103,010	20,739	48.238	2,253
Propane	84,250	19,904	46.296	91,420	21,597	50.235	1,920
Solid Fuels	Btu/ton	Btu/lb	MJ/kg	Btu/ton	Btu/lb	MJ/kg	
Coal (wet basis) [6]	19,546,300	9,773	22.732	20,608,570	10,304	23.968	
Bituminous coal (wet basis) [7]	22,460,600	11,230	26.122	23,445,900	11,723	27.267	
Coking coal (wet basis)	24,600,497	12,300	28.610	25,679,670	12,840	29.865	
Farmed trees (dry basis)	16,811,000	8,406	19.511	17,703,170	8,852	20.589	
Herbaceous biomass (dry basis)	14,797,555	7,399	17.209	15,582,870	7,791	18.123	
Corn Stover (dry basis)	14,075,990	7,038	16.370	14,974,460	7,748	17.415	
Forest residue (dry basis)	13,243,490	6,622	15.402	14,164,160	7,082	16.473	
Sugar cane bagasse	12,947,318	6,474	15.058	14,062,678	7,031	16.355	
Petroleum coke	25,370,000	12,685	29.505	26,920,000	13,460	31.308	



ภาคผนวก ฅ

Properties of stainless steel AISI 316

ตารางที่ ๗.1 Standard Chemical Composition [6]

Elements			C	MN	P	S	SI	CR	NI
UNS 31600	AISI 316	Min						16.00	10.00
		Max	0.08	2.00	0.045	0.030	1.00	18.00	14.00
UNS 31603	AISI 316L	Min						16.00	10.00
		Max	0.03	2.00	0.045	0.030	1.00	18.00	14.00

ตารางที่ ๗.2 Nominal Mechanical Properties (annealed condition) [6]

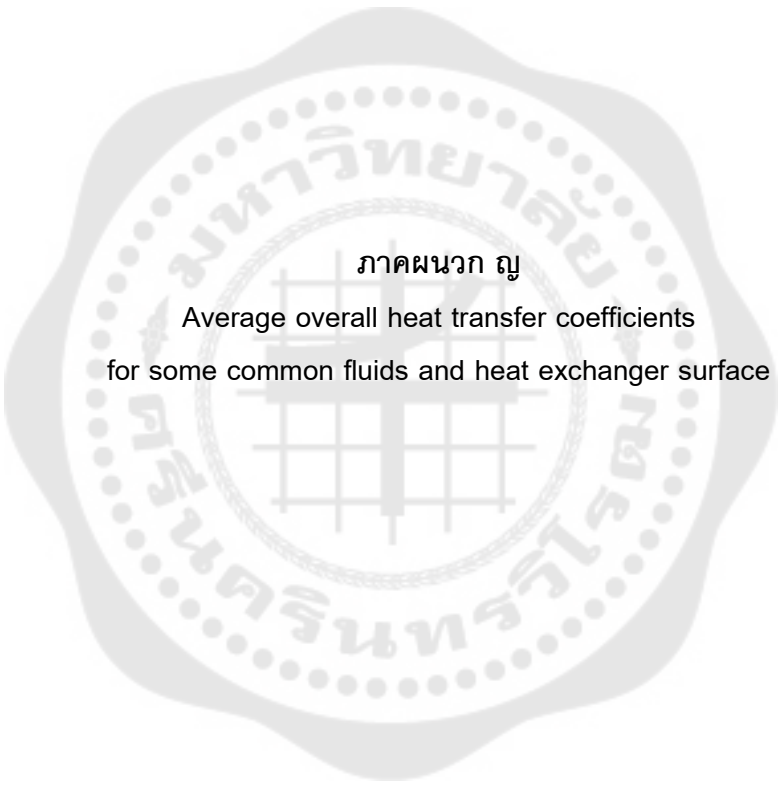
Tensile Strength ksi [MPa]	Yield Strength ksi [MPa]	%Elongation 4d	%Reduction in Area	Hardness HB
80[550]	30[200]	45	55	140

ตารางที่ ๗.3 Shot time elevated temperature tensile properties [6]

Temperature (°C)	100	300	500	600	700	800	900	1000	1100
Tensile Strength (MPa)	540	500	480	450	350	205	100	50	25
0.2% Proof Stress (MPa)	235	165	145	140	130	115			
Elongation (% in 50 mm)	52	48	47	44	43	42	63	62	76

ตารางที่ ๗.4 Physical Properties [6]

Density	8000 kg/m ³
Modulus of Elasticity in Tension	193 GPa
Modulus of Elasticity in Torsion	70 GPa
Poisson's Ratio	0.25
Specific Heat Capacity	500 J/kg K
Thermal Conductivity : 100°C	16.2 W/m K
500°C	21.5 W/m K
Electrical Resistivity	740 η m
Mean Co-efficient of Thermal Expansion : 0-100 °C	15.9 μm/m K
0-315 °C	16.2 μm/m K
0-540 °C	17.5 μm/m K
0-700 °C	18.5 μm/m K
Melting Range	1390 – 1430 °C
Relative Permeability	1.02



ภาคผนวก ญ

Average overall heat transfer coefficients
for some common fluids and heat exchanger surface

ตารางที่ ๑๖.1

Average overall heat transfer coefficients for some common fluids and heat exchanger surface [10]

Fluid	Transmission Surface	Fluid	Overall Heat Transmission Coefficient	
			(Btu/ft ² hr °F)	(W/m ² K)
Water	Cast Iron	Air or Gas	1.4	7.9
Water	Mild Steel	Air or Gas	2.0	11.3
Water	Copper	Air or Gas	2.3	13.1
Water	Cast Iron	Water	40 - 50	230 - 280
Water	Mild Steel	Water	60 - 70	340 - 400
Water	Copper	Water	60 - 80	340 - 455
Air	Cast Iron	Air	1.0	5.7
Air	Mild Steel	Air	1.4	7.9
Steam	Cast Iron	Air	2.0	11.3
Steam	Mild Steel	Air	2.5	14.2
Steam	Copper	Air	3.0	17
Steam	Cast Iron	Water	160	910
Steam	Mild Steel	Water	185	1050
Steam	Copper	Water	205	1160
Steam	Stainless Steel	Water	120	680

ตารางที่ ญ.2 ค่าการแปลงหน่วย **CONVERSION FACTORS** ปริมาณพลังงานของเชื้อเพลิง (ค่าความร้อนสุทธิ)

ENERGY CONTENT OF FUEL (NET CALORIFIC VALUE)

ประเภท (หน่วย)	กิโล แคลอรี/ หน่วย kcal/UNIT	ตันเทียบเท่า น้ำมันดิบ/ ล้านหน่วย toe/10 ⁶ UNIT	เมกะจูล/ หน่วย MJ/UNIT	พันบีทียู/ หน่วย 10 ³ Btu/UNIT	TYPE (UNIT)
พลังงานเชิงพาณิชย์					COMMERCIAL ENERGY
1. น้ำมันดิบ (ลิตร)	8680	860.00	36.33	34.44	1. CRUDE OIL (litre)
2. คอนเดนเสท (ลิตร)	7900	782.72	33.07	31.35	2. CONDENSATE (litre)
3. ก๊าซธรรมชาติ					3. NATURAL GAS
3.1 ชื้น (ลูกบาศก์ ฟุต)	248	24.57	1.04	0.98	3.1 WET (scf.)
3.2 แห้ง (ลูกบาศก์ ฟุต)	244	24.18	1.02	0.97	3.2 DRY (scf.)
4. ผลิตภัณฑ์ปิโตรเลียม					4. PETROLEUM PRODUCTS
4.1 ก๊าซปิโตรเลียมเหลว (ลิตร)	6360	630.14	26.62	25.24	4.1 LPG (litre)
4.2 น้ำมันเบนซิน (ลิตร)	7520	745.07	31.48	29.84	4.2 GASOLINE (litre)

4.3 น้ำมันเครื่องบิน (ลิตร)	8250	817.40	34.53	32.74	4.3 JET FUEL (litre)
4.4 น้ำมันก๊าด (ลิตร)	8250	817.40	34.53	32.74	4.4 KEROSENE (litre)
4.5 น้ำมันดีเซล (ลิตร)	8700	861.98	36.42	34.52	4.5 DIESEL (litre)
4.6 น้ำมันเตา (ลิตร)	9500	941.24	39.77	37.70	4.6 FUEL OIL (litre)
4.7 ยางมะตอย (ลิตร)	9840	974.93	41.19	39.05	4.7 BITUMEN (litre)
4.8 ปิโตรเลียมโค้ก (กก.)	8400	832.26	35.16	33.33	4.8 PETROLEUM COKE (litre)
5. ไฟฟ้า (กิโลวัตต์ ชั่วโมง)	860	85.21	3.60	3.41	5. ELECTRICITY (kWh)
6. ไฟฟ้าพลังน้ำ (กิโลวัตต์ชั่วโมง)	2236	221.54	9.36	8.87	6. HYDROELECTRI C (kWh)
7. พลังงานความร้อนใต้ พิภพ (กิโลวัตต์ชั่วโมง)	9500	941.24	39.77	37.70	7. GEOTHERMAL (kWh)
8. ถ่านหินนำเข้า (กก.)	6300	624.19	26.37	25.00	8. COAL IMPORT (kg.)
9. ถ่านโค้ก (กก.)	6600	653.92	27.63	26.19	9. COKE (kg.)
10. แอนทราไซต์ (กก.)	7500	743.09	31.40	29.76	10. ANTHRACITE (kg.)

11. อีเทน (กก.)	11203	1110.05	46.89	44.45	11. ETHANE (kg.)
12. โพรเพน (กก.)	11256	1115.34	47.11	44.67	12. PROPANE (kg.)
13. ลิกไนต์					13. LIGNITE
13.1 ลี้ (กก.)	4400	435.94	18.42	17.46	13.1 LI (kg.)
13.2 กระบี่ (กก.)	2600	257.60	10.88	10.32	13.2 KRABI (kg.)
13.3 แม่เมาะ (กก.)	2500	247.70	10.47	9.92	13.3 MAE MOH (kg.)
13.4 แจ็คอน (กก.)	3610	357.67	15.11	14.32	13.4 CHAE KHON (kg.)

ตารางที่ ๓ ค่าการแปลงหน่วย **CONVERSION FACTORS** ปริมาณพลังงานของเชื้อเพลิง (ค่าความร้อนสุทธิ)

ENERGY CONTENT OF FUEL (NET CALORIFIC VALUE)

หน่วยทั่วไป GENERAL		
1 กิโลแคลอรี (kcal)	= 4186	จูล (joules)
	= 3.968	บีทียู (Btu)
1 ตันเทียบเท่าน้ำมันดิบ (toe)	= 10.093	จิกะแคลอรี (Gcal)
	= 42.244	จิกะจูล (GJ)
	= 40.047×10^6	บีทียู (Btu)
1 บาร์เรล (barrel)	= 158.99	ลิตร (litres)
1 ลูกบาศก์เมตรของไม้ (cu.m. of solid wood)	= 600	กิโลกรัม (kg.)
1 ลูกบาศก์เมตรของถ่าน (kg. of charcoal)	= 250	กิโลกรัม (kg.)
5 กิโลกรัมของฟืน (kg. of fuel wood)	= 1 กิโลกรัมของถ่าน product)	
1 ลิตรของก๊าซปิโตรเลียมเหลว (litre of LPG)	= 0.54	กิโลกรัม (kg.)

ที่มา : รายงานพลังงานของประเทศไทยรายปี กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-สกุล	ว่าที่ร้อยตรี วุฒิพงศ์ ไชยแสง
วัน เดือน ปี เกิด	6 เมษายน 2521
สถานที่เกิด	สกลนคร
วุฒิการศึกษา	พ.ศ.2540 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (วศ.บ.) สาขาวิศวกรรมเครื่องกล จาก มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ พ.ศ.2561 วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วศ.ม.) สาขาวิศวกรรมเครื่องกล จาก มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

