

การศึกษาทดลองเกี่ยวกับสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด

EXPERIMENTAL STUDY ON THE PERFORMANCE OF
A SPIRAL-TUBE STEAM GENERATOR

อริบดี กลับสูงเนิน

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี
ปีการศึกษา 2562
ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

การศึกษาทดลองเกี่ยวกับสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อชุด

อธิบดี กลับสูงเนิน

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี
ปีการศึกษา 2562
ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

หัวข้อวิทยานิพนธ์

การศึกษาทดลองเกี่ยวกับสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด
Experimental Study on the Performance of a Spiral-Tube Steam
Generator

ชื่อ - นามสกุล

นายอธิบดี กลั้วสูงเนิน

สาขาวิชา

วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ที่ปรึกษา

ผู้ช่วยศาสตราจารย์บุญฤทธิ์ ประสาทแก้ว, D.Eng.

ปีการศึกษา

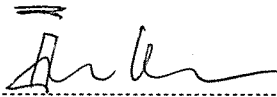
2562

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



ประธานกรรมการ

(อาจารย์สถาพร ทองวิค, วศ.ด.)



กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์กิตติพงษ์ เจาจารีก, D.Eng.)



กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ขวัญชัย จ้อยเจริญ, ป.ร.ด.)



กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์บุญฤทธิ์ ประสาทแก้ว, D.Eng.)

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี อนุมัติวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็น
ส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาโท



คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ศิวกร อ่างทอง, Ph.D.)

วันที่ 10 เดือน มกราคม พ.ศ. 2563

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การศึกษาทดลองเกี่ยวกับสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด
ชื่อ - นามสกุล	นายอธิปดี กลับสูงเนิน
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษา	ผู้ช่วยศาสตราจารย์บุญฤทธิ์ ประสาทแก้ว, D.Eng.
ปีการศึกษา	2562

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อออกแบบและสร้างเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขดที่มีขนาดกะทัดรัดหรือมีค่ากำลังการผลิตไอน้ำต่อน้ำหนักสูง รายงานผลการศึกษาเชิงทดลองเบื้องต้นเกี่ยวกับสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG) ซึ่งประกอบด้วยชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดจำนวน 6 ชุด โดยแต่ละชุดทำด้วยท่อสแตนเลสขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 6 mm มีววนเป็นขดจำนวน 9 รอบ วางซ้อนกัน 6 ชั้น โดยที่ห้องเผาไหม้จะมีการวางหัวเผาเชื้อเพลิงแก๊ส (Gas Burner) จำนวน 3 หัวเผา การทดสอบใช้แก๊สหุงต้ม (LPG) เป็นเชื้อเพลิง

โดยการทดสอบจะศึกษาค่าอากาศส่วนเกิน (Excess Air) ที่เหมาะสมของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขดที่ 0, 5, 10, 15 และ 20 % ตามลำดับ และศึกษาอัตราการน้ำป้อนที่เหมาะสมของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด ที่อัตราการน้ำป้อน 16, 19, 22, 25 และ 28 kg/h ตามลำดับ และทำการวิเคราะห์ค่าประสิทธิภาพทางความร้อน เพื่อให้ระบบผลิตไอน้ำมีประสิทธิภาพสูงที่สุด

จากผลการทดสอบพบว่าการศึกษาค่าอากาศส่วนเกิน (Excess Air) ที่เหมาะสมของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขดที่ 0, 5, 10, 15 และ 20 % ตามลำดับ โดยการทดสอบที่ค่าอากาศส่วนเกิน (Excess Air) เท่ากับ 15% ให้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อนได้ดีที่สุดเท่ากับ 25.75% และการศึกษาอัตราการน้ำป้อนที่เหมาะสมของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด ที่อัตราการน้ำป้อน 16, 19, 22, 25 และ 28 kg/h ตามลำดับ โดยการทดสอบอัตราการน้ำป้อนที่ 25 kg/h มีความเหมาะสมในการใช้งานจริง และให้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อนเท่ากับ 90.62% สามารถผลิตไอน้ำได้ดีที่สุด

คำสำคัญ: เครื่องกำเนิดไอน้ำขนาดกะทัดรัด กำลังการผลิตไอน้ำต่อน้ำหนัก เครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด

Thesis Title Experimental Study on the Performance of a Spiral-Tube Steam Generator
Name – Surname Mr. Athibodee Glabsungneon
Program Mechanical Engineering
Thesis Advisor Assistant Professor Boonrit Prasartkaew, D.Eng.
Academic Year 2019

ABSTRACT

The objective of this research was to design and fabricate a compact spiral-tube steam generator with a high power to weight ratio. This research revealed the performance analysis of the compact spiral-tube steam generator. The generator consisted of 6 sets of coiled heat exchanger sets, each set made of stainless steel pipe with an internal diameter of 6 mm, folded into 9 coils, and stacked in 6 layers. 3 gas burners were installed in the combustion chamber and Liquefied Petroleum Gas (LPG) was used as fuel.

The research aimed to study the appropriate excess air value of the spiral-tube steam generator (STSG) at 0, 5, 10, 15, and 20%, respectively, and study the optimum feed rate of the spiral-tube steam generator (STSG) at 16, 19, 22, 25, and 28 kg/h, respectively. The thermal efficiency analysis was conducted to find the most efficiency of steam producing system.

The excess air value at 15% was the highest thermal efficiency at 25.75% of the spiral-tube steam generator (STSG) among the excess air value at 0, 5, 10, 15, and 20%, respectively. An optimum feed rate at 25 kg/h was suitable for practical use of the spiral-tube steam generator (STSG) among the feed rate of 16, 19, 22, 25, and 28 kg/h, respectively and the highest thermal efficiency of 90.62% generated the most steam.

Keywords: compact steam generator, power to weight ratio, spiral-tube steam generator

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จลุล่วงอย่างสมบูรณ์ได้ด้วยความกรุณา และความอนุเคราะห์ ของ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.บุญฤทธิ์ ประสาทแก้ว ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ อาจารย์ประจำภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล ที่ได้กรุณาเสียสละเวลาให้คำปรึกษา คำแนะนำ และข้อเสนอแนะในการปรับปรุง ข้อบกพร่องต่างๆ จนสำเร็จลุล่วงตามจุดประสงค์เป็นอย่างดี ผู้วิจัยขอขอบพระคุณเป็นอย่างสูง และ ขอขอบพระคุณ อ.ธนีสร์ วัลโรจนวงศ์ ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ประจำฝ่ายวิศวกรรม สถาบันวิจัยวิทยาศาสตร์ และเทคโนโลยีแห่งประเทศไทย ที่ได้กรุณาเสียสละเวลาให้คำปรึกษา คำแนะนำ และสนับสนุนทุนวิจัย ทั้งหมดในครั้งนี้ ผู้วิจัยขอขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอขอบพระคุณ ดร.สถาพร ทองวิค ประธานกรรมการสอบวิทยานิพนธ์, ผู้ช่วย ศาสตราจารย์ ดร.ขวัญชัย จ้อยเจริญ กรรมการสอบวิทยานิพนธ์ และผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.กิติพงษ์ เจาจารีก กรรมการผู้ทรงคุณวุฒิ ที่ให้ความกรุณา ในการปรับปรุง และให้ข้อเสนอแนะงานวิจัยในครั้งนี้ ขอขอบพระคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ และฝ่ายวิศวกรรม สถาบันวิจัย วิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งประเทศไทย ที่อำนวยความสะดวกและเครื่องมืออุปกรณ์ต่างๆ ในการทำงาน วิจัยครั้งนี้มาโดยตลอด

ขอขอบพระคุณ บิดา มารดา ภรรยาและลูกที่น่ารัก คณาจารย์ และผู้มีพระคุณทุกท่าน ผู้ให้ โอกาสทางการศึกษา รวมถึงคำสอนต่างๆ ในการดำเนินชีวิต และเป็นกำลังใจที่ดีมาโดยตลอด

อธิบดี กลับสูงเนิน

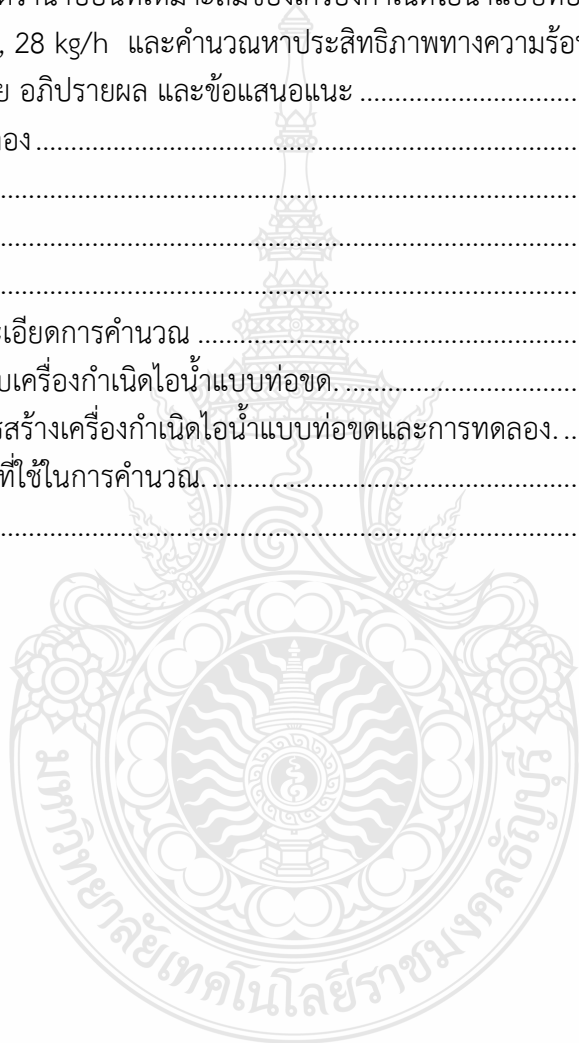


สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	(3)
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	(4)
กิตติกรรมประกาศ.....	(5)
สารบัญ.....	(6)
สารบัญตาราง.....	(8)
สารบัญรูป.....	(9)
บทที่ 1 บทนำ.....	12
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	12
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย.....	13
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย.....	13
1.4 ขั้นตอนการศึกษา.....	13
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	13
บทที่ 2 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	14
2.1 บทนำ.....	14
2.2 วิวัฒนาการของเครื่องจักรไอน้ำ.....	14
2.3 ประเภทของหม้อไอน้ำในปัจจุบัน.....	15
2.4 ทฤษฎีเทอร์โมไดนามิกส์ของหม้อไอน้ำ.....	16
2.5 ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนของท่อ.....	20
2.6 เชื้อเพลิงและการเผาไหม้.....	21
2.7 ภาชนะรับแรงดัน.....	26
2.8 ทฤษฎีของการไหลในท่อ.....	30
2.9 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์.....	32
2.10 การตรวจเอกสาร.....	35
บทที่ 3 วิธีดำเนินการวิจัย.....	37
3.1 บทนำ.....	37
3.2 แผนการดำเนินงานวิจัย.....	37
3.3 แสดงแผนการดำเนินงานวิจัย.....	38
3.4 สถานที่ทำการสร้างและทดสอบ.....	39
3.5 เครื่องมือที่ใช้ทดสอบ.....	39
3.6 วิธีการทดสอบและการบันทึกผล.....	39

สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
บทที่ 4 ผลการวิเคราะห์ข้อมูล.....	45
4.1 การวิเคราะห์ค่าอากาศส่วนเกิน (Excess Air) ที่เหมาะสมของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซด ที่ 0, 5, 10, 15, 20 % และคำนวณหาประสิทธิภาพทางความร้อน.....	45
4.2 การวิเคราะห์ห้อตราบาน้ำป้อนที่เหมาะสมของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซด ที่ห้อตราบาน้ำป้อน 16, 19, 22, 25, 28 kg/h และคำนวณหาประสิทธิภาพทางความร้อน.....	48
บทที่ 5 สรุปผลการวิจัย อภิปรายผล และข้อเสนอแนะ	51
5.1 สรุปผลการทดลอง	51
5.2 ข้อเสนอแนะ	51
บรรณานุกรม.....	52
ภาคผนวก.....	54
ภาคผนวก ก รายละเอียดการคำนวณ	55
ภาคผนวก ข รูปแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซด.....	67
ภาคผนวก ค รูปการสร้างเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซดและการทดลอง.....	70
ภาคผนวก ง ตารางที่ใช้ในการคำนวณ.....	82
ประวัติผู้เขียน	90



สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 2.1 ค่าคงที่ K ของส่วนหัวถังทรงรี โดย ASME 12.....	29
ตารางที่ 2.2 ค่าคงที่ M ของส่วนหัวถังทรง Tori sphere โดย ASME 12.....	30
ตารางที่ 3.1 ข้อมูลที่ใช้ในการทดสอบทั้ง 5 ตัวอย่าง.....	42
ตารางที่ 3.2 ข้อมูลที่ใช้ในการทดสอบทั้ง 5 ตัวอย่าง.....	43
ตารางที่ ก.1 องค์กรประกอบคิดเป็น % โดยน้ำหนักของแก๊สหุงต้ม(LPG).....	56



สารบัญรูป

	หน้า
รูปที่ 2.1 หม้อไอน้ำแบบท่อไฟ.....	15
รูปที่ 2.2 หม้อไอน้ำแบบท่อน้ำ.....	15
รูปที่ 2.3 วัฏจักรอุดมคติแรงคีน.....	16
รูปที่ 2.4 วัฏจักรรีเจนเนอเรชั่นแบบ 2 ชั้น.....	18
รูปที่ 2.5 การทำรีฮีท 1 ครั้ง ของวัฏจักรรีฮีท.....	19
รูปที่ 2.6 การนำความร้อนของทรงกระบอก.....	20
รูปที่ 2.7 หัวถังลักษณะต่างๆ โดย ASME.....	29
รูปที่ 2.8 การไหลแบบไม่มีความหนืด.....	31
รูปที่ 2.9 การไหลแบบราบเรียบ.....	31
รูปที่ 2.10 การไหลแบบปั่นป่วน.....	32
รูปที่ 2.11 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพกับค่าใช้จ่ายรายปี.....	33
รูปที่ 3.1 ส่วนประกอบของท่อขดภายในห้องเผาไหม้ของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG).....	40
รูปที่ 3.2 การทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG) โดยการปรับค่า อากาศส่วนเกิน (Excess Air) ที่ 0, 5, 10, 15, 20 %.....	40
รูปที่ 3.3 ขั้นตอนวิธีการทดสอบ และอุปกรณ์ของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG).....	41
รูปที่ 3.4 การทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG) โดยการปรับ อัตราการป้อน ที่ 15, 18, 21, 24, 27 kg/h.....	42
รูปที่ 3.5 ขั้นตอนวิธีการทดสอบ และอุปกรณ์ของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG).....	43
รูปที่ 3.6 ตำแหน่งการวัดอุณหภูมิของการทดสอบที่ 1 และที่ 2 ของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด....	44
รูปที่ 4.1 กราฟผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG) มีค่าอากาศส่วนเกินที่ 0%.....	45
รูปที่ 4.2 กราฟผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG) มีค่าอากาศส่วนเกินที่ 5%.....	46
รูปที่ 4.3 กราฟผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG) มีค่าอากาศส่วนเกินที่ 10%.....	46
รูปที่ 4.4 กราฟผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG) มีค่าอากาศส่วนเกินที่ 15%.....	47
รูปที่ 4.5 กราฟผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG) มีค่าอากาศส่วนเกินที่ 20%.....	47
รูปที่ 4.6 กราฟผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG) โดยมีค่าอัตราการป้อน 16 kg/h.....	48

สารบัญรูป(ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 4.7 กราฟผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซด (STSG) โดยมีค่าอัตราการน้ำป้อน 19 kg/h.....	48
รูปที่ 4.8 กราฟผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซด (STSG) โดยมีค่าอัตราการน้ำป้อน 22 kg/h.....	49
รูปที่ 4.9 กราฟผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซด (STSG) โดยมีค่าอัตราการน้ำป้อน 25 kg/h.....	49
รูปที่ 4.10 กราฟผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซด (STSG) โดยมีค่าอัตราการน้ำป้อน 28 kg/h.....	50
รูปที่ ก.1 ลักษณะภายในถังของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	58
รูปที่ ก.2 กราฟเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทุกชนิด.....	60
รูปที่ ข.1 แบบห้องเผาไหม้เครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซด.....	68
รูปที่ ข.2 แบบด้านหน้า, ด้านข้าง และด้านบน ของห้องเผาไหม้เครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซด.....	68
รูปที่ ข.3 แบบท่อซดของห้องเผาไหม้เครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซด.....	69
รูปที่ ค.1 ชั้นส่วนโครงสร้างห้องเผาไหม้.....	71
รูปที่ ค.2 ชั้นส่วนโครงสร้างห้องเผาไหม้ส่วนฝา.....	71
รูปที่ ค.3 การวางเซอร์มิชเปเปอร์เพื่อเป็นฉนวนภายในห้องเผาไหม้.....	72
รูปที่ ค.4 การเตรียมงานเทคอนกรีตทนไฟ.....	72
รูปที่ ค.5 การเทคอนกรีตทนไฟในส่วนฝาของห้องเผาไหม้.....	73
รูปที่ ค.6 การวางแบบหล่อคอนกรีตทนไฟ.....	73
รูปที่ ค.7 การเทคอนกรีตทนไฟภายในห้องเผาไหม้.....	74
รูปที่ ค.8 โครงสร้างของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซด.....	74
รูปที่ ค.9 การประกอบชุดหัวเผาไหม้ของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซด.....	75
รูปที่ ค.10 การประกอบฝาห้องเผาไหม้.....	75
รูปที่ ค.11 การติดตั้งระบบควบคุมการป้อนแก๊ส.....	76
รูปที่ ค.12 การติดตั้งระบบป้อนแก๊สหลัก.....	76
รูปที่ ค.13 การติดตั้งระบบป้อนแก๊สแยก 3 ช่องทาง.....	77
รูปที่ ค.14 การติดตั้งระบบป้อนอากาศ.....	77
รูปที่ ค.15 การติดตั้งระบบไฟฟ้า.....	78
รูปที่ ค.16 ทดลองเดินระบบการเผาไหม้และแก้ไขปรับปรุงระบบ.....	78
รูปที่ ค.17 ทดลองเดินระบบการเผาไหม้ และปรับจูนระบบ.....	79
รูปที่ ค.18 การติดตั้งท่อซดของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซด.....	79
รูปที่ ค.19 ถังป้อนน้ำเข้าระบบ.....	80

สารบัญรูป(ต่อ)

	หน้า
รูปที่ ค.20 ถังรวมระบบไอน้ำ.....	80
รูปที่ ค.21 การทดลองที่ 1 เตินระบบเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด และเก็บข้อมูลการทดลอง.....	81
รูปที่ ค.22 การทดลองที่ 2 เตินระบบเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด และเก็บข้อมูลการทดลอง.....	81



บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ในช่วงที่โลกมีความเจริญก้าวหน้ามากขึ้นมีการขยายตัวของอุตสาหกรรม การเติบโตขึ้นของชุมชนเมือง ประชากรที่เพิ่มมากขึ้น และการใช้รถใช้ถนนที่เพิ่มมากขึ้นก่อให้เกิดปัญหามลภาวะที่เพิ่มมากขึ้น แต่เชื้อเพลิงหรือแหล่งพลังงานกลับมีปริมาณลดน้อยลง การควบคุมมลภาวะและการใช้พลังงานอย่างคุ้มค่าเป็นประเด็นที่ต้องได้รับความสนใจ ทั้งนี้ปัญหาการใช้พลังงานความร้อนและเชื้อเพลิงอย่างไร้ประสิทธิภาพจากภาคอุตสาหกรรม จึงมีผลทำให้เกิดการคิดค้นการนำพลังงานทดแทนหรือแม้แต่การหาแหล่งพลังงานเชื้อเพลิงเกรดต่ำเข้ามาแทนที่การใช้พลังงานเชื้อเพลิงประสิทธิภาพสูง แต่ในปัจจุบันโรงไฟฟ้าชีวมวลประสบปัญหาในด้านการเผาไหม้ของเครื่องยนต์สันดาปภายใน เนื่องจากเครื่องยนต์สันดาปภายใน นิยมใช้เชื้อเพลิงประสิทธิภาพสูงในการเผาไหม้ ซึ่งเมื่อต้องการประหยัดพลังงานเชื้อเพลิงเพื่อลดต้นทุน จึงมีการเปลี่ยนแปลงในด้านพลังงาน โดยใช้เชื้อเพลิงแก๊สซิฟิเคอร์ที่มาจาก การเผาไหม้ชีวมวลทดแทนในภาคอุตสาหกรรมทำให้เกิดปัญหาในกระบวนการเผาไหม้ภายในเครื่องยนต์สันดาปภายใน ซึ่งเป็นผลมาจากน้ำมันทาร์ทำให้เครื่องยนต์สันดาปภายในเกิดคราบน้ำมันทาร์สะสม ซึ่งส่งผลกระทบต่อการทำงานของชิ้นส่วนที่มีการเคลื่อนที่ภายในห้องเผาไหม้เครื่องยนต์สันดาปภายใน จึงเป็นสาเหตุที่ทำให้เกิดการสึกหรอของเครื่องยนต์สันดาปภายใน โดยจำเป็นต้องมีการซ่อมบำรุงรักษาอย่างต่อเนื่องและมีภาระค่าใช้จ่ายในส่วนนี้สูง

จากปัญหาข้างต้นจึงมีแนวคิดในการพัฒนาเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขดซึ่งเป็นเครื่องยนต์สันดาปภายนอกประเภทหนึ่ง เพราะมีกลไกการทำงานที่ไม่ซับซ้อนเหมาะสมกับการนำมาใช้งานกับพลังงานเชื้อเพลิงแก๊สซิฟิเคอร์ที่มาจาก การเผาไหม้ชีวมวล เนื่องจากโครงสร้างและส่วนประกอบภายในของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขดไม่มีชิ้นส่วนในการเคลื่อนที่ใดๆ มีเพียงห้องเผาไหม้เท่านั้น โดยอาศัยการป้อนเชื้อเพลิงแก๊สซิฟิเคอร์ที่มาจาก การเผาไหม้ชีวมวลเข้าสู่ห้องเผาไหม้เพื่อให้เกิดพลังงานความร้อน จึงไม่ส่งผลกระทบต่อกลไกการทำงานของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด แต่ใช้เพียงพลังงานความร้อนที่ได้จากห้องเผาไหม้ส่งผ่านไปยังหม้อต้มไอน้ำแบบท่อขด (Water Tube Boiler) ทำให้น้ำที่อยู่ภายในท่อเกิดความร้อนและเปลี่ยนแปลงสถานะกลายเป็นไอน้ำ เพื่อนำไปใช้ในระบบการขับเคลื่อนเครื่องยนต์ในโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็ก โดยเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขดมีข้อดีในด้านการใช้เชื้อเพลิงเกรดต่ำ มีขนาดกะทัดรัดและมีพื้นผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดี

งานวิจัยนี้มีความมุ่งเน้นในการศึกษาและทดลองเพื่อเป็นแนวทางในการพัฒนาเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด โดยจะศึกษาค่าอากาศส่วนเกิน (Excess Air) ที่เหมาะสมของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด และศึกษาอัตราการป้อนน้ำที่เหมาะสมของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด โดยทดสอบประสิทธิภาพและปรับปรุงแก้ไขการทำงานของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด โดยการทดสอบจะใช้เชื้อเพลิงแก๊ส LPG เพื่อให้สะดวกกับการทดสอบ

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1.2.1 เพื่อศึกษาค่าอากาศส่วนเกิน (Excess Air) ที่เหมาะสมของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขดที่ 0, 5, 10, 15 และ 20 % ตามลำดับ

1.2.2 เพื่อศึกษาอัตราการน้ำป้อนที่เหมาะสมของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด ที่อัตราการน้ำป้อน 16, 19, 22, 25 และ 28 kg/h ตามลำดับ

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

1.3.1 สร้างเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด ขนาด 25 kg/h @ 1 atm ที่สถาบันวิจัยวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งประเทศไทย วว.

1.3.2 ทดสอบโดยใช้ห้องเผาไหม้ แบบ 3 หัวเผาไหม้ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในห้องเผาไหม้ 450 mm สูง 100 mm โดยมีฉนวนกันความร้อน

1.3.3 การทดสอบจะใช้ท่อสแตนเลสแบบไร้ตะเข็บขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 6 mm ความหนาต่อ 1 mm ม้วนขดเป็นวงจำนวน 6 ชุด วางทับกันเป็น 6 ชั้น แล้วยึดด้วยลวดสแตนเลสขนาด 1.5 mm

1.3.4 การทดสอบจะใช้เชื้อเพลิงแก๊ส (LPG) ที่อัตราการไหลของแก๊สคงที่ 1.5 kg/h

1.4 ขั้นตอนการศึกษา

1.4.1 ศึกษารวบรวมข้อมูลทฤษฎีและงานวิจัยต่างๆที่เกี่ยวข้อง

1.4.2 คำนวณตัวแปรต่างๆในการออกแบบ

1.4.3 เขียนแบบด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์

1.4.4 จัดซื้อวัสดุอุปกรณ์

1.4.5 สร้างชุดห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงโดยที่ห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงจะมีการวางหัวเผาไหม้แก๊ส (Burner) จำนวน 3 หัว

1.4.6 สร้างชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจำนวน 6 ชุด โดยแต่ละชุดจะม้วนขดเป็นวงและยึดด้วยลวดสแตนเลสขนาด 1.5 mm และจะยึดทั้ง 6 ชุด เข้าด้วยกันโดยวางทับกันเป็น 6 ชั้น แล้วยึดด้วยลวดสแตนเลสขนาด 1.5 mm โดยที่ท่อม้วนขดทำจากท่อสแตนเลสแบบไร้ตะเข็บขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใน 6 mm ความหนาต่อ 1 mm

1.4.7 ประกอบชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเข้ากับห้องเผาไหม้เชื้อเพลิง

1.4.8 ทดลองและปรับปรุงแก้ไขการทำงานของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด

1.4.9 วิเคราะห์ผลจากการทดลอง

1.4.10 สรุปผลการวิจัยและทำรายงานการวิจัย

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.5.1 เพื่อเป็นพื้นฐานในการออกแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด

1.5.2 ได้ต้นแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขดขนาด 25 kg/h @ 1 atm

บทที่ 2

เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 บทนำ

การวิเคราะห์เครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด จะต้องอาศัยความรู้ที่เกี่ยวข้องจากแขนงวิชาต่างๆ เช่น กลศาสตร์ของไหล, เทอร์โมไดนามิกส์, การถ่ายเทความร้อน, การเผาไหม้ และบทความทางวิชาการต่างๆ ที่มีผู้วิจัยได้นำเสนอโดยเน้นงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับเครื่องกำเนิดไอน้ำ ดังนี้

2.2 วิวัฒนาการของเครื่องจักรไอน้ำ

เครื่องจักรไอน้ำเครื่องแรกสันนิษฐานว่าสร้างขึ้นในสมัยพระเจ้าอเล็กซานเดรีย แต่ใช้เป็นของเล่นเท่านั้น เครื่องจักรไอน้ำที่ใช้งานจริงๆ สร้างในอังกฤษในระหว่างคริสต์ศตวรรษที่ 17 ถึง 18 เพื่อใช้ในการสูบน้ำจากเหมืองแร่ถ่านหิน

ในปี 1690 โทมัส เซวารี (Thomas Savery) ประดิษฐ์เครื่องสูบน้ำ โดยใช้ไอน้ำเพื่อให้เกิดสุญญากาศขึ้นในภาชนะปิด ทำให้ดูดน้ำขึ้นมาได้ เดนิส พาพิน (Denis Papin) ได้แก้ไขดัดแปลงเครื่องสูบน้ำไอน้ำนี้ รวมทั้งประดิษฐ์ลิ้นนิรภัย และลูกสูบเพื่อแยกไอน้ำ และน้ำจากกัน

ในปี 1715 โทมัส นิวคัมเมน (Thomas Newcomen) ใช้ไอน้ำเพื่อดันลูกสูบขึ้นในทางแนวตั้ง เมื่อไอน้ำเกิดกลั่นตัว ทำให้เกิดสุญญากาศ ความดันของบรรยากาศโดยรอบจะดันลูกสูบให้เลื่อนลง ลูกสูบนี้ต่ออยู่กับสูบน้ำจึงเกิดการทำงานขึ้นได้เครื่องจักรไอน้ำ ที่กล่าวมาเสียไอน้ำโดยเปล่าประโยชน์ไปมากในการที่ไอน้ำกลั่นในตัว และอีกอย่างหนึ่งการทำงานในรอบต่อไปเข้าเพราะต้องรอในการเผาไอน้ำอีกครั้งหนึ่ง แต่ข้อบกพร่องนี้ได้ถูกปรับปรุงแก้ไขโดย เจมส์วัต ในปลายคริสต์ศตวรรษที่ 18

ในปี 1807 โรเบิร์ตฟุลตัน (Robert Fulton) ใช้เครื่องจักรไอน้ำของ เจมส์วัต ในการขับเคลื่อนเรือ แต่ว่าเครื่องจักรไอน้ำนี้ยังมีน้ำหนักมากเกินไปสำหรับการใช้ขับเคลื่อนยานพาหนะในทางบก

ในปี 1829 จอร์จ และโรเบิร์ต สตีเฟนสัน (George and Robert Stephenson) ได้ใช้เครื่องจักรไอน้ำในการขับเคลื่อนยานพาหนะทางบกได้สำเร็จ

ในปี 1845 จอห์น แมคนีออต ได้ประดิษฐ์เครื่องจักรแบบผสม (Compound Engine) ขึ้น โดยใช้ไอน้ำส่วนหนึ่งจากด้านหนึ่งของลูกสูบที่มีความดันสูง อีกด้านหนึ่งใช้ในด้านสูบที่มีความดันต่ำ

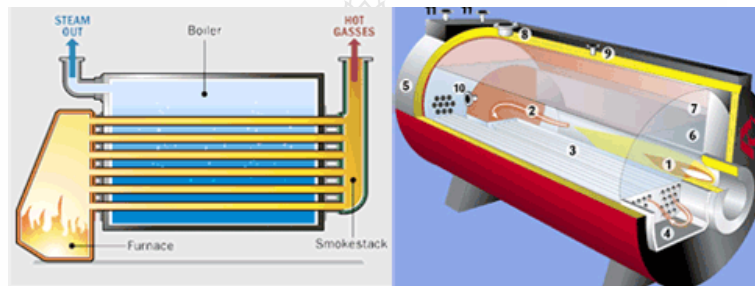
ในปี 1856 เรนดอล์ฟ เอลเดอร์ (Randolph Elder) ใช้เหล็กกล้า เบสเซเมอร์ (Bessemer steel) ในการทำหม้อน้ำแบบหลอดไฟ

2.3 ประเภทของหม้อไอน้ำในปัจจุบัน

หม้อไอน้ำมีอยู่ด้วยกันหลายชนิดและหลายลักษณะ อย่างไรก็ตามอาจจำแนกได้เป็น 2 กลุ่มใหญ่ๆ คือ

1) หม้อไอน้ำแบบท่อไฟ

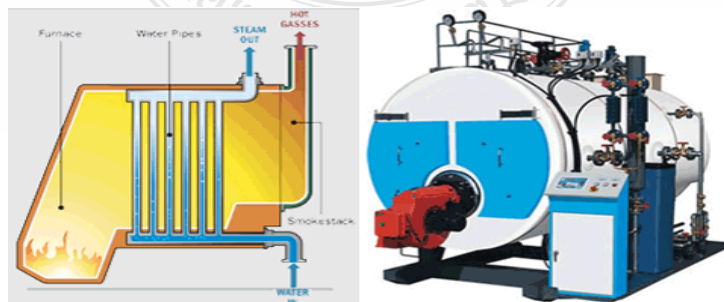
เป็นหม้อไอน้ำที่แบ่งแยกส่วนการไหลของแก๊สร้อนอยู่ในท่อไฟ ส่วนน้ำจะอยู่ล้อมรอบท่อภายนอก โดยท่อไฟทั้งหมดจะอยู่ในเปลือก และเปลือกนั้นจะมีหน้าที่เป็นภาชนะใส่น้ำทั้งหมด รวมถึงเป็นภาชนะรับความดันไอน้ำด้วย การถ่ายเทความร้อนจะเกิดจากแก๊สร้อนถ่ายเทให้ผิวท่อด้านในแล้วส่งผ่านไปยังผิวท่อด้านนอกทำให้น้ำที่อยู่ล้อมรอบท่อไฟได้รับพลังงานความร้อนในปริมาณหนึ่งที่มากพอที่จะทำให้น้ำเดือดกลายเป็นไอ โดยจุดเดือดของน้ำนั้นจะแปรผันตามความดันของน้ำในขณะนั้นด้วย



รูปที่ 2.1 หม้อไอน้ำแบบท่อไฟ

2) หม้อไอน้ำแบบท่อน้ำ

เป็นหม้อไอน้ำที่แบ่งแยกส่วนการไหลของแก๊สร้อนอยู่นอกท่อ ส่วนน้ำจะอยู่ในท่อ หม้อไอน้ำแบบนี้จะมีหน้าที่เป็นภาชนะใส่น้ำทั้งหมด รวมถึงเป็นภาชนะรับความดันไอน้ำด้วย การถ่ายเทพลังงานความร้อนจะเกิดจากผิวท่อด้านนอก แล้วส่งผ่านไปยังผิวท่อด้านในทำให้น้ำที่อยู่ภายในท่อได้รับพลังงานความร้อนในปริมาณหนึ่งที่มากพอที่จะทำให้น้ำเดือดกลายเป็นไอ โดยจุดเดือดของน้ำนั้นจะแปรผันตามความดันของน้ำในขณะนั้นด้วย



รูปที่ 2.2 หม้อไอน้ำแบบท่อน้ำ

2.4 ทฤษฎีเทอร์โมไดนามิกส์ของหม้อไอน้ำ

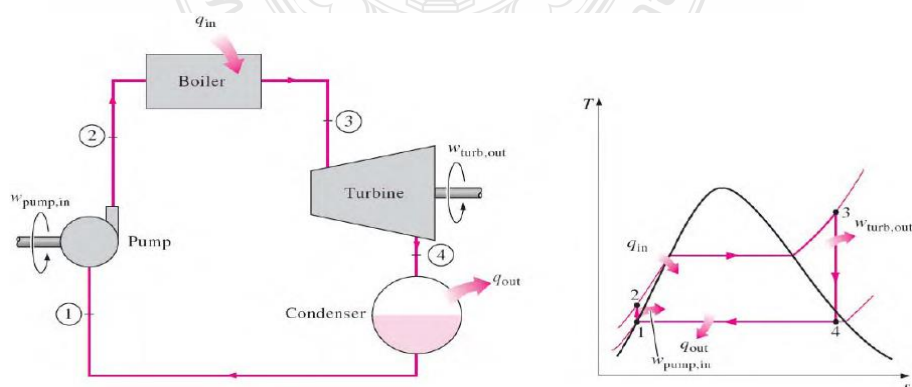
2.4.1 วัฏจักรไอน้ำ (Steam cycle)

1) วัฏจักรแรงคิน (Rankine cycle)

อุปกรณ์ที่ให้งานออกมาโดยการใช้ไอน้ำเป็นของไหลทำงานจะเรียกว่า “โรงจักรกำลังไอน้ำ (Steam power plant) หรือ Steam plant ” วัฏจักรที่เป็นพื้นฐานของโรงจักรกำลังไอน้ำเรียกว่า “วัฏจักรแรงคิน (Rankine cycle)” หรือเรียกว่า “วัฏจักรคลอเซียส (Clausius cycle)” ของไหลทำงานที่ใช้ในโรงจักรสร้างกำลังส่วนมากแล้วจะเป็นน้ำ ในระหว่างที่วัฏจักรดำเนินไปนั้นจะมีการระเหยและการควบแน่นของไอน้ำสลับกันไป ในกรณีที่ใช้แหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ ก็อาจจะใช้ของไหลทำงานที่เป็นพวกสารอินทรีย์ (organic matter) ที่มีจุดเดือดต่ำๆ

โครงสร้างพื้นฐานของโรงจักรกำลังไอน้ำ ได้แสดงให้เห็นดังในรูปที่ 2.3 ซึ่งก็จะประกอบไปด้วยหม้อไอน้ำ (Boiler) กังหันไอน้ำ (Steam turbine) เครื่องควบแน่น (Condenser) และปั๊มน้ำ (Pump) ไอน้ำร้อนยิ่งยวดที่อุณหภูมิ และที่ความดันสูงที่เกิดที่หม้อไอน้ำ จะให้งานโดยการขยายตัวแบบแอดิแบติกที่ย้อนกลับได้ ที่กังหันไอน้ำ และไอน้ำที่ออกมาจากกังหันไอน้ำ ก็จะถูกทำให้เย็นตัวลง และควบแน่นกลายเป็นน้ำอัมตัวที่สภาวะที่ 1 น้ำอัมตัวนี้ก็จะถูกปั๊ม ทำให้เกิดการอัดตัวแบบแอดิแบติกที่ย้อนกลับได้ กลายเป็นน้ำอัดตัวความดันสูงก่อนเข้าสู่หม้อไอน้ำ อีกครั้งที่สภาวะที่ 2 ภายในหม้อไอน้ำจะมีการให้ความร้อนภายใต้ความดันคงที่ ก็จะกลายเป็นของเหลวอัมตัว ต่อจากนั้น ก็จะกลายเป็นไอน้ำอัมตัว และไอน้ำร้อนยิ่งยวดในสภาวะที่ 3 อีกครั้ง ประสิทธิภาพเชิงความร้อนทางทฤษฎีของวัฏจักรแรงคิน หาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{W}{Q_1} = \frac{(W_t - W_p)}{Q_1} = \frac{(Q_1 - Q_2)}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \\ &= \frac{[(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)]}{(h_3 - h_2)} = 1 - \frac{(h_4 - h_1)}{(h_3 - h_2)} \end{aligned} \quad (2.1)$$



รูปที่ 2.3 วัฏจักรอุดมคติแรงคิน

ในวัฏจักรแรงคิน งานของปั๊มน้ำนั้นเมื่อเปรียบเทียบกับงานที่เกิดมาจากกังหันแล้วถือได้ว่า น้อยมาก ในเวลาคำนวณสามารถตัดงานที่ใส่เข้าปั๊มทิ้งไปได้ ซึ่งจะได้ว่า $h_2 = h_1$ ดังนั้นประสิทธิภาพเชิงความร้อนทางทฤษฎีสามารถหาได้จากสมการ

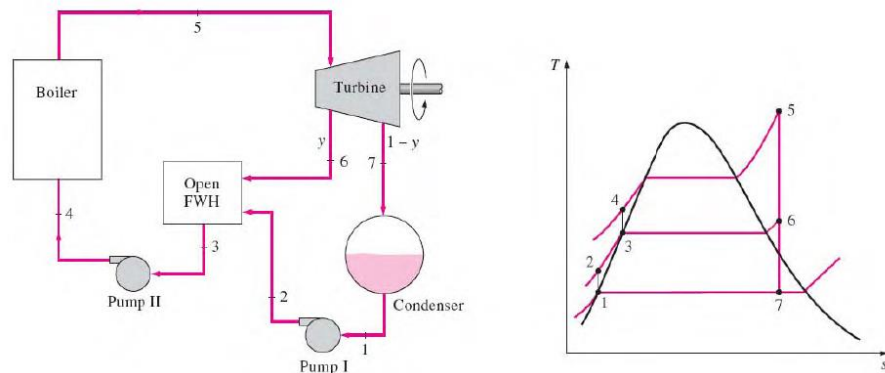
$$\eta_{th} = W_t/Q_t = (h_3 - h_4)/(h_3 - h_2) \quad (2.2)$$

จากสมการดังกล่าว จะเห็นว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรแรงคินนั้นสามารถคำนวณได้จากค่าเอนทัลปีจำเพาะที่ตรงทางเข้าและทางออกของวัฏจักร ที่ทางเข้าหม้อไอน้ำจะพยายามทำให้ค่าเอนทัลปีจำเพาะ h_3 ที่ตรงทางเข้าของกังหันไอน้ำมีค่ามากเข้าไว้ และพยายามทำให้ค่าเอนทัลปีจำเพาะ h_4 ที่ตรงบริเวณทางออกของกังหัน หรือตรงบริเวณที่ทางเข้าของเครื่องควบแน่น ให้น้อยเท่าที่สุทธเท่าที่จะเป็นไปได้ ซึ่งก็จะพบว่าจะทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรมีค่าสูงขึ้นได้ โดยทั่วไปสถานะตรงทางเข้ากังหันไอน้ำจะเรียกว่า “สถานะเริ่มต้น” ส่วนความดัน P_3 ณ สถานะนี้จะเรียกว่า “ความดันเริ่มต้น” อุณหภูมิ T_3 ก็เรียกว่า “อุณหภูมิเริ่มต้น” เพื่อที่จะทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรแรงคินเพิ่มสูงขึ้น ควรจะทำความดันและอุณหภูมิเริ่มต้นสูงๆ เอาไว้ก่อน และควรจะทำความดันที่เครื่องควบแน่น (Condenser) (ความดันที่จะทิ้งไป)ต่ำเข้าไว้จะทำให้ประสิทธิภาพดีขึ้นได้

2) วัฏจักรรีเจนเนอเรชั่น (Regeneration cycle)

ในวัฏจักรแรงคิน เมื่อไอน้ำควบแน่นที่เครื่องควบแน่น (Condenser) จะมีปริมาณความร้อนเป็นจำนวนมากถูกทิ้งไปกับน้ำหล่อเย็น ซึ่งถ้าเราสามารถลดปริมาณความร้อนทิ้งนี้ให้มีค่าน้อยลงแล้ว ก็จะสามารถคาดหวังได้ว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนก็จะสูงขึ้นด้วย ดังนั้นปริมาณไอน้ำที่ขยายตัวที่กังหัน และต้องถูกควบแน่นที่เครื่องควบแน่นนี้ ถ้าเรานำความร้อนจากไอน้ำที่กำลังขยายตัวนี้ไปอุ่น หรือเพิ่มอุณหภูมิให้กับน้ำที่เย็นกว่า ก่อนที่จะเข้าหม้อต้ม ซึ่งจะเป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำต่างสถานะ วัฏจักรที่ใช้ความร้อนเหล่านี้ไปอุ่นน้ำก่อนเข้าหม้อต้มเรียกว่า “วัฏจักรรีเจนเนอเรชั่น (Regeneration cycle)” ในระหว่างที่ไอน้ำกำลังขยายตัวเราพบว่างานที่ได้รับจากกังหันจะมีค่าลดลง แต่อย่างไรก็ตามเราสามารถลดปริมาณความร้อนทิ้งลงไปได้ และสามารถลดได้มากกว่าปริมาณงานที่ลดลงจากกังหันเสียอีก

ดังนั้นในวัฏจักรรีเจนเนอเรชั่นประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะมีค่าสูงขึ้นกว่าวัฏจักรแรงคินธรรมดา ในการที่จะคำนวณประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรรีเจนเนอเรชั่น ให้พิจารณาวัฏจักรรีเจนเนอเรชั่นของการดึงไอน้ำออกมาเป็น 2 จุด ที่จุด 6 ในรูปที่ 2.4 จะมีการดึงไอน้ำร้อนยิ่งยวดออกมา (ความร้อน) และจะถูกส่งไปเพิ่มอุณหภูมิให้แก่อุปกรณ์เพิ่มความร้อนของน้ำที่มีความดันสูง



รูปที่ 2.4 วัฏจักรรีเจนเนอเรชั่นแบบ 2 ชั้น

ไอน้ำก็จะควบแน่นและเข้าสู่สถานะ 3 ไอน้ำส่วนที่เหลืออยู่ภายหลังจากการถูกดึงออกไปใช้จุดที่ 6 จะขยายตัวที่กังหันช่วงที่เหลือ ขยายตัวเสร็จก็จะเข้าไปสู่เครื่องควบแน่น หลังจากถูกควบแน่นแล้วก็กลายเป็นน้ำอิมที่จุด 1 น้ำอิมตัวนี้จะถูกเพิ่มความดันทำให้กลายเป็นน้ำอัดตัวจุดที่ 2 โดยปั๊ม-น้ำ และถูกส่งเข้าไปเพิ่มอุณหภูมิที่ Feed heater เพื่อรับความร้อนได้น้ำอิมตัวที่จุด 3 ก่อนถูกปั๊มส่งเข้าไปยังหม้อไอน้ำ ต่อไป

การดึงไอน้ำออกมานั้นสามารถทำได้มากถึง n ครั้ง ปริมาณไอน้ำที่ถูกดึงออกมาในแต่ละครั้งให้เป็น m_i [kg] ต่อปริมาณไอน้ำที่เข้ากังหัน 1 kg ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรรีเจนเนอเรชั่นสามารถคำนวณหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$\eta_{th} = \frac{(h_5 - h_6) - m_6(h_6 - h_7) - m_1(h_2 - h_1) - m_3(h_4 - h_3)}{(h_5 - h_4)} \quad (2.3)$$

เมื่อพิจารณาจากสมการนี้ จะเห็นว่า ยิ่งค่าจำนวนครั้งของ n เพิ่มขึ้นก็ยิ่งจะทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนทางทฤษฎีสูงมากขึ้นด้วย แต่อย่างไรก็ตามการเพิ่มค่า n มากขึ้นจะทำให้อัตราส่วนการเพิ่มของประสิทธิภาพเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นไม่มาก โดยทั่วไปจะใช้ค่า n ที่มากที่สุดเป็น 8

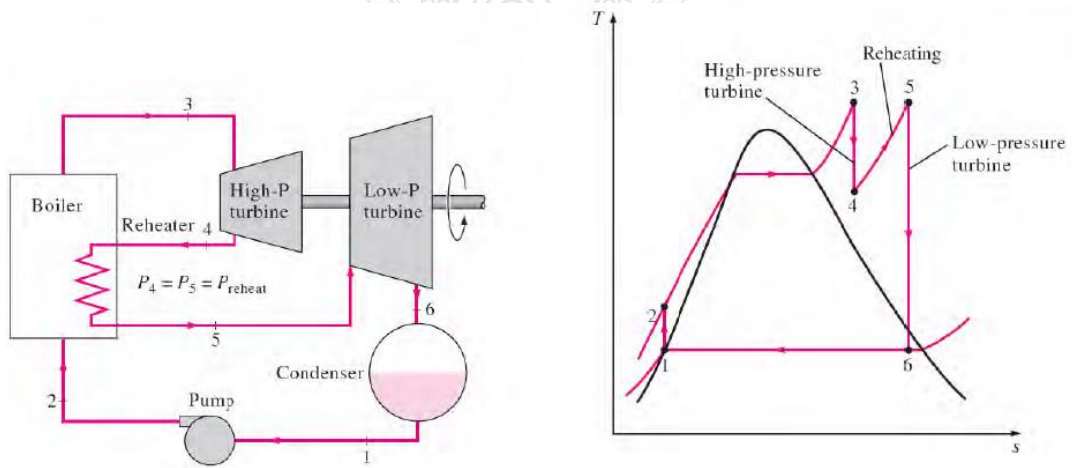
3) วัฏจักรรีฮีท (Re-heat cycle)

ในวัฏจักรแรงคินนั้นประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะสูงขึ้นถ้าทำให้ความดันเริ่มต้นสูง แต่จะทำให้ไอน้ำที่ทางออกของกังหันเปียกมากขึ้นซึ่งถือเป็นข้อเสีย ดังนั้นเพื่อที่ไม่ทำให้คุณภาพไอน้ำที่ตรงทางออกของกังหันลดลงเราจึงนำไอน้ำที่ทางออกจากกังหันช่วงแรกส่งไปรับความร้อนที่เตาหม้อไอน้ำ และภายหลังจากที่ได้เพิ่มความร้อนซ้ำให้แล้ว ก็จะไปขยายตัวที่กังหันต่อไป วัฏจักรแบบนี้จะเรียกว่า “วัฏจักรรีฮีท (Re-heat cycle)” วัฏจักรรีฮีทนอกจากจะทำให้ปริมาณความร้อนที่หม้อไอน้ำเพิ่มขึ้นแล้วงานที่ได้จากกังหันก็ยังจะเพิ่มขึ้นอีกด้วย

ดังนั้นจะเห็นว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของทั้งระบบโดยรวมแล้วจะดีขึ้นรูปที่ 2.5 เป็นรูปที่แสดงแผนภาพ T-s ในกรณีของการทำรีฮีทครั้งเดียวที่กักทัน เมื่อไอน้ำขยายตัวจากสถานะที่ 3 ไปสู่สถานะที่ 4 นำไอน้ำที่ไหลออกไปเพิ่มความร้อนซ้ำอีกที่อุปกรณ์รีฮีทที่หม้อไอน้ำ หลังจากนั้นก็จะส่งกลับไปไปที่กักทัน เพื่อขยายตัวในช่วงต่อไป สถานะที่ทางออกของกักทันจะเป็นสถานะที่ 6 ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนทางทฤษฎีสามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$\eta_{th} = \frac{(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)}{[(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)]} \quad (2.4)$$

ในกรณีนี้ก็เหมือนกันกับหัวข้อที่แล้ว ซึ่งถ้าทำให้จำนวนครั้งของการรีฮีทเพิ่มมากขึ้นก็จะทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้นด้วย เมื่อเปรียบเทียบกับประสิทธิภาพที่เพิ่มขึ้นเนื่องมาจากจำนวนครั้งที่เพิ่มขึ้น พบว่าต้องมีค่าใช้จ่ายในการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มตามมาด้วย ดังนั้นโดยทั่วไปแล้วจะรีฮีทประมาณ 1 - 2 ครั้ง แต่อย่างไรก็ตามประสิทธิภาพอาจจะลดลงได้ถ้าความดันของการรีฮีทมีค่าต่ำ ดังนั้นในการที่จะเพิ่มประสิทธิภาพจำเป็นที่จะต้องเลือกความดันที่ใช้ในการทำรีฮีทด้วย ความดันขั้นต่ำของการทำรีฮีทที่จะทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้นจะอยู่ที่ประมาณ 15-30% ของความดันเริ่มต้น ซึ่งโดยส่วนใหญ่แล้วจะใช้ค่านี้เป็นมาตรฐานกันโดยทั่วไป



รูปที่ 2.5 การทำรีฮีท 1 ครั้ง ของวัฏจักรรีฮีท

2.5 กฎของการถ่ายเทความร้อนของท่อ

ในทรงกระบอกเช่นรูปที่ 2.6 การกระจายของอุณหภูมิตามแนวแกนกลางจะสม่ำเสมอ มีแต่การกระจายของอุณหภูมิตามแนวรัศมีเท่านั้น ในกรณีนี้ ความร้อนจะไหลจากผิวด้านในออกมาด้านนอก (หรือในทิศทางตรงข้าม) ตามแนวรัศมี

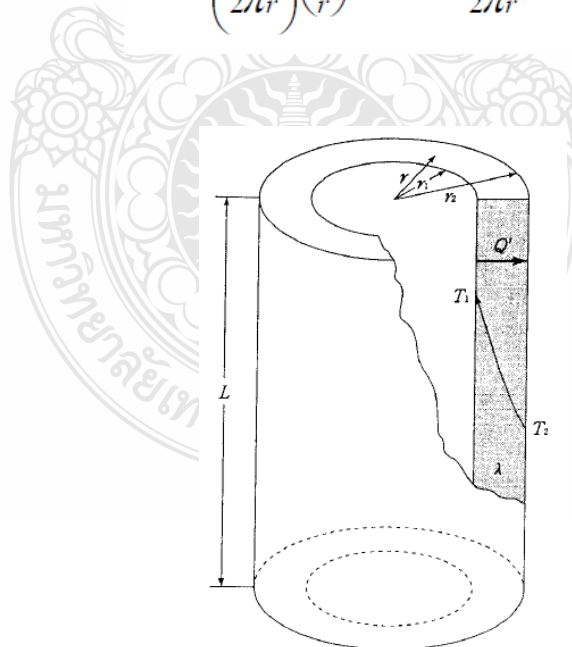
ถ้าให้สัมประสิทธิ์การนำความร้อน λ มีค่าคงที่ และภายในทรงกระบอกไม่มีการกำเนิดหรือดูดกลืนความร้อนแล้ว ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผิวทรงกระบอกที่มีรัศมี r และมีความยาวหนึ่งหน่วยตลอดทั่วทั้งพื้นผิว Q' [W/m] จะมีค่าคงที่ตลอด ณ รัศมี r ใดๆ

$$q = \frac{Q'}{2\pi r} \quad (2.5)$$

เมื่อนำความสัมพันธ์นี้ไปแทนค่าในสมการของ Fourier และอินทิเกรตแล้ว จะได้ว่า

$$q = \frac{Q'}{2\pi r} = -\lambda \frac{dT}{dr}$$

$$dT = -\left(\frac{Q'}{2\pi r}\right) \left(\frac{1}{r}\right) dr; \quad T = \frac{Q'}{2\pi r} \ln r + C \quad (2.6)$$



รูปที่ 2.6 การนำความร้อนของทรงกระบอก

ในที่นี้ เมื่อแทนค่าเงื่อนไขตั้งต้นว่าเมื่อ $r = r_1$ แล้ว $T = T_1$ และเมื่อ $r = r_2$ แล้ว $T = T_2$ จะได้ว่า

$$T_1 - T_2 = \frac{q'}{2\pi r} (\ln r_2 - \ln r_1) = \frac{q'}{2\pi r} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \quad (2.7)$$

ดังนั้น ปริมาณความร้อนทั้งหมด Q [W] ที่ถ่ายเทจากผิวด้านในสู่ผิวด้านนอกจะเท่ากับ

$$Q = q' L = \frac{(T_1 - T_2)}{R_c}, \quad R_c = \frac{1}{2\pi \lambda L} \ln \left(\frac{r_1}{r_2} \right) \quad (2.8)$$

อุณหภูมิภายในทรงกระบอกสามารถแสดงได้ดังสมการต่อไปนี้ ซึ่งมีการกระจายแบบลอการิทึม

$$T(r) = T_1 - \frac{(T_1 - T_2)}{\ln \left(\frac{r_1}{r_2} \right)} \ln \left(\frac{r}{r_1} \right), \quad T(r) = T_2 - \frac{(T_1 - T_2)}{\ln \left(\frac{r_1}{r_2} \right)} \ln \left(\frac{r_2}{r} \right) \quad (2.9)$$

2.6 เชื้อเพลิงและการเผาไหม้

เชื้อเพลิง หมายถึง สารที่สามารถเผาไหม้ได้โดยง่ายเมื่อทำปฏิกิริยากับอากาศหรือออกซิเจน และความร้อนที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้นั้นสามารถนำมาใช้งานอย่างได้คุ้มค่า นอกจากนี้สารที่เกิดจากการเผาไหม้ (เช่น ไอเสียซีเอ็น) เป็นต้น) ต้องไม่ทำให้เกิดมลพิษต่อสิ่งแวดล้อม เช่น ทางอากาศ ทางน้ำ ฯลฯ

เชื้อเพลิงที่ใช้ในหม้อไอน้ำมีอยู่ 3 ประเภทด้วยกันคือ เชื้อเพลิงแข็ง เชื้อเพลิงเหลว และเชื้อเพลิงแก๊ส ซึ่งเชื้อเพลิงแข็งจะติดไฟยากที่สุด และมีปัญหาการขนย้ายและการเผาไหม้ควบคุมได้ยาก การที่จะทำให้เชื้อเพลิงผสมกับอากาศอย่างทั่วถึง เชื้อเพลิงเหลวจะลดปัญหาต่างๆได้มาก เนื่องจากสามารถฉีดเป็นละอองเข้าไปผสมกับอากาศได้อย่างทั่วถึง ในกรณีเชื้อเพลิงแก๊สจะยิ่งสะดวกมากขึ้น ซึ่งอาจไม่จำเป็นต้องมีการฉีดเป็นฝอยก็ได้ เพราะโดยธรรมชาติแล้วแก๊สจะฟุ้งกระจายไปทั่วบริเวณอยู่แล้ว ดังนั้นจึงสามารถผสมกับอากาศได้อย่างทั่วถึง การเผาไหม้ก็จะให้ความร้อนสูงเช่นกัน

2.6.1 ชนิดและคุณสมบัติของเชื้อเพลิง เชื้อเพลิงสามารถแบ่งออกได้ตามสภาพทางกายภาพ เป็นเชื้อเพลิงก๊าซ เชื้อเพลิงเหลว และเชื้อเพลิงแข็ง ในแต่ละประเภทของเชื้อเพลิงจะมีมากมายหลายชนิดแตกต่างกัน ซึ่งจะสรุปเฉพาะที่สำคัญ ดังนี้

1) เชื้อเพลิงแข็ง จะหาได้ง่ายและมีราคาถูก แต่ที่ใช้กันแพร่หลายได้แก่ ถ่านหิน ถ่านลิกไนต์ ไม้ ชานอ้อย แกลบ และสิ่งของเหลือทิ้งจากการผลิตน้ำมันปาล์ม ในกรณีของถ่านหินสามารถแยกย่อยออกได้เป็นหลายเกรดตามสัดส่วนของคาร์บอนที่มีอยู่ตั้งแต่ ถ่านพีค (Peat) ซึ่งถือว่าต่ำสุด ถ่านลิกไนต์ สับบิทูมินัส บิทูมินัส คาร์-บอนเซียส และแอนทราไซต์ ตามลำดับ สำหรับในประเทศไทยมีการใช้ลิกไนต์เป็นส่วนใหญ่ รองลงมาเป็นพวกสับบิทูมินัส ซึ่งส่วนใหญ่ต้องนำเข้าจากต่างประเทศ ถ่านหินเป็นสารประกอบโดยมีคาร์บอนเป็นองค์ประกอบสำคัญ ตั้งแต่ประมาณ 50% ขึ้นไป ในถ่านหิน จนถึงประมาณ 94% ในถ่านหินแอนทราไซต์ ส่วนประกอบอื่นๆ ได้แก่ ไฮโดรเจน ออกซิเจน ไนโตรเจน และกำมะถัน ตามปกติถ่านหินจะมีสีดำ ส่วนลิกไนต์จะมีสีดำแดงปนน้ำตาล ค่าความร้อนของถ่านหินโดยเฉลี่ยจะอยู่ประมาณ 32 MJ/kg ในขณะที่ถ่านลิกไนต์จะมีค่าประมาณ 25 MJ/kg ทั้งนี้เชื้อเพลิงแข็งต้องการเนื้อที่ในการเผาไหม้มากทำให้เกิดความจำเป็นที่จะต้องใช้ห้องเผาไหม้ขนาดใหญ่ นอกจากนี้ยังมีเถ้าในสัดส่วนที่ค่อนข้างสูงซึ่งก่อให้เกิดปัญหาทางด้านความสึกกร่อนของผนังหม้อน้ำและเขม่าในไอเสียที่ใช้กันแพร่หลาย

2) เชื้อเพลิงเหลว เชื้อเพลิงเหลวเป็นเชื้อเพลิงที่นิยมใช้กันมากตามโรงงานอุตสาหกรรม ยานพาหนะ เพราะสะดวกในการใช้ และให้ค่าความร้อนทางเชื้อเพลิงสูง เชื้อเพลิงเหลวที่ใช้ส่วนใหญ่จะได้จาก ผลิตภัณฑ์การกลั่นน้ำมันปิโตรเลียม เช่น น้ำมันเบนซินหรือน้ำมันแก๊สโซลีน น้ำมันเชื้อเพลิงเครื่องบิน ไอพ่น น้ำมันก๊าด น้ำมันดีเซล น้ำมันเตา เป็นต้น ส่วนเชื้อเพลิงเหลวที่ได้จากกรรมวิธีการผลิตจากหินน้ำมันหรือพีชทางการเกษตร เช่น จากการผลิตแอลกอฮอล์ หรือการสกัดน้ำมันจากเมล็ดสบู่ดำ ฯลฯ ซึ่งยังอยู่ในระหว่างการพัฒนาไปใช้งานอยู่ และปริมาณที่ผลิตได้ยังไม่เพียงพอต่อการใช้ในปัจจุบัน ดังนั้นปิโตรเลียมจึงยังจัดว่าเป็นวัตถุดิบที่สำคัญมากต่อการผลิตเชื้อเพลิงเหลว

3) เชื้อเพลิงแก๊ส มีสถานะเป็นก๊าซที่อุณหภูมิปกติ หรืออาจหมายถึงก๊าซทุกชนิดที่สามารถนำมาทำปฏิกิริยากับออกซิเจนแล้วเกิดการเผาไหม้ทำให้ได้พลังงานความร้อนที่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้ เชื้อเพลิงประเภทนี้จะมีสารไฮโดรคาร์บอนเป็นองค์ประกอบหลัก และก๊าซแต่ละชนิดจะให้ความร้อนจากการเผาไหม้ที่ไม่ต่างกัน โดยทั่วไปมีไม่กี่ชนิด เช่น แก๊สธรรมชาติ (NGV) แก๊สปิโตรเลียมเหลว (LPG) ที่ใช้กับหม้อไอน้ำ แก๊สธรรมชาติเป็นสารประกอบระหว่างคาร์บอนกับไฮโดรเจน ค่าความร้อนโดยเฉลี่ยประมาณ 40 MJ/kg ซึ่งแก๊สสามารถเผาไหม้ได้สะดวกโดยใช้อากาศส่วนน้อยประมาณ 10 % เท่านั้น

2.6.2 ส่วนประกอบของเชื้อเพลิง เชื้อเพลิงโดยทั่วไป มักมีคาร์บอนเป็นองค์ประกอบหลัก ซึ่งที่เหลืออาจเป็นไฮโดรเจน ออกซิเจน ไนโตรเจน ซัลเฟอร์และความชื้น การแสดงสัดส่วนองค์ประกอบ สามารถแบ่งได้ 2 แบบ ตามกรรมวิธีการวิเคราะห์ดังนี้

1) การแสดงเฉพาะองค์ประกอบที่สำคัญๆ ซึ่งอาศัยวิธีการวิเคราะห์ Proximate Analysis ซึ่งตรวจสอบเฉพาะองค์ประกอบที่สำคัญๆ ต่อพฤติกรรมของการเผาไหม้ คือ ค่าร้อยละของคาร์บอน ซัลเฟอร์ ความชื้น และสารระเหิด (Volatile Matters) ทั้งนี้ถ้าเชื้อเพลิงมีคาร์บอนมาก ก็จะทำให้ความร้อนสูงและเปลวไฟสั้น แต่ถ้าหากมีซัลเฟอร์มากก็จะทำให้ความร้อนน้อยและประสิทธิภาพต่ำ ในกรณีที่มีความชื้นมากจะทำให้เชื้อเพลิงนั้นติดไฟยาก และจะสูญเสียความร้อนที่ได้ส่วนหนึ่งในการระเหยความชื้นดังกล่าว สำหรับสารระเหิดจะมีผลต่อลักษณะเปลวไฟที่ได้ ถ้าหากมีมากก็จะทำให้เปลวไฟยาวและเกิดควันดำ

2) การแสดงส่วนประกอบละเอียด โดยวิธีนี้อาศัยการวิเคราะห์ละเอียด (Ultimate Analysis) คือหาสัดส่วนร้อยละองค์ประกอบของธาตุต่างๆ และซัลเฟอร์ที่มีอยู่ในเชื้อเพลิง คือ C, H, O, N, S ซึ่งจะใช้ข้อมูลต่างๆ เหล่านี้ในการคำนวณการเผาไหม้ และประเมินค่าคุณสมบัติบางอย่างของเชื้อเพลิง ตัวอย่างเช่น น้ำมันเตาจะมี C อยู่ระหว่าง 85-87 %, H 11-13 % และ S 2-3 % ส่วนถ่านหินจะมี C 50-90 %, H 2-4 % S~1

2.6.3 ค่าความร้อนเชื้อเพลิง คือปริมาณความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง 1 kg สำหรับเชื้อเพลิงแข็งหรือเหลว แต่ถ้าเป็นเชื้อเพลิงแก๊สจะเป็นค่า 1 m³ ในกรณีที่เชื้อเพลิงมี H เป็นส่วนผสมอยู่ด้วย ค่าความร้อนจะมี 2 ค่า ขึ้นกับว่าผลที่ได้จากการเผาไหม้ถูกกลดอุณหภูมิลงเท่ากับอุณหภูมิเดิม ก่อนการเผาไหม้หรือไม่ ถ้าอุณหภูมิลดลงไอน้ำที่เกิดจากการเผาไหม้จะควบแน่นกลายเป็นน้ำและคายความร้อนแฝงออกมา ทำให้ได้ปริมาณความร้อนมากขึ้น ค่าที่ได้เรียกว่า ค่าความร้อนสูงของเชื้อเพลิง (Higher Heating Value) หรือ (High Calorific Value หรือ Gross Calorific Value) แต่ถ้าไม่สะดวกที่จะลดอุณหภูมิลดลง ปริมาณความร้อนที่ได้จะลดลง เนื่องจากไอน้ำที่ได้ยังคงอยู่ในสภาพไอ ดังนั้น ค่าความร้อนที่ได้จะเรียกว่า ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง (Lower, Low หรือ Net Heating Value หรือ Calorific Value) ส่วนต่างของค่าความร้อนทั้ง 2 ค่าข้างต้น สามารถคำนวณหาได้จากสมการเผาไหม้ ตามปกติแล้วการหาค่าความร้อนสูงของเชื้อเพลิงแข็ง และเชื้อเพลิงเหลว มักใช้เครื่องมือที่เรียกว่า Bomb Calorimeter แต่ถ้าเป็นแก๊ส เครื่องมือที่ใช้เป็น Gas Calorimeter ซึ่งจะวัดค่าความร้อนต่อ 1 m³ ที่ความดันและอุณหภูมิมาตรฐาน คือ 760 มม.ปรอท และ 25 °C (มาตรฐานอังกฤษ)

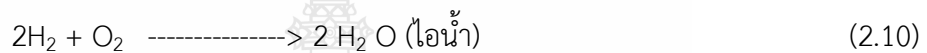
2.6.4 สมการเผาไหม้ เป็นเครื่องมือ สำหรับการวิเคราะห์หาความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณผลผลิตกับสารที่เข้าเผาไหม้ ดังนี้

สมมุติให้เชื้อเพลิง 1 กก. มีองค์ประกอบ C, H, O, N, S ซี่งถ้าและความชื้น โดยมีสัดส่วนเชิงน้ำหนัก c, h, o, s, a และ w ตามลำดับ

$$\text{ดังนั้น } c + h + o + s + a = w$$

ธาตุที่เผาไหม้ คือ C, H กับ S และถ้าเชื้อเพลิงมี O รวมอยู่ด้วย มันจะเข้าร่วมตัวกับ H ในเชื้อเพลิง เป็น H_2O ก่อนการเผาไหม้เช่นนี้จะทำให้เหลือปริมาณ H ที่เข้าเผาไหม้น้อยลง ค่านี้เรียกว่า ไฮโดรเจนที่มีเหลือ หรือบริสุทธิ์ หรืออิสระ (Available หรือ Net หรือ Free Hydrogen) สมการเผาไหม้อาศัยหลักการของสมการเคมี และทฤษฎีอะโวกาโดร (Avogadro's Hypothesis) ในการหาสัดส่วนความสัมพันธ์ของมวลหรือปริมาตรของสารต่างๆ ที่เข้าห้องเผาไหม้ และผลผลิตที่ได้ดังนี้

1) การเผาไหม้ H สมการเผาไหม้และความหมายมีดังนี้



ความหมาย 2 mol H_2 + 1 mol O_2 ได้ 2 mol $H_2 O$ (ไอน้ำ)

หรือ 4 kg H_2 + 32 kg O_2 ได้ 36 kg H_2O (ไอน้ำ)

หรือ 1 kg H_2 + 8 kg O_2 ได้ 9 kg H_2O (ไอน้ำ)

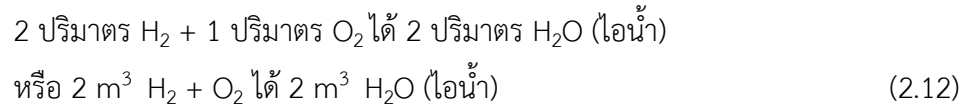
ดังนั้น h kg H_2 + 8 kg O_2 ได้ 9 h kg H_2O (ไอน้ำ)

จะเห็นว่า มวลรวมทั้งหมดทางด้านซ้ายของสมการจะเท่ากับมวลรวมของผลิตภัณฑ์ทางด้านขวา ดังที่กล่าวมาแล้วข้างต้น ปริมาณ H ที่เข้าเผาไหม้จะน้อยกว่า h ปริมาณที่เข้าเผาไหม้จริงจะเท่ากับ h - ปริมาณ H ที่รวมตัวกับ O ก่อนการเผาไหม้ ซึ่งสามารถหาได้จากสมการครั้งก่อนจะได้ว่า ทุกๆ kg ของ O จะต้องการ 0/8kg H ในการรวมตัวเป็น H_2O ดังนั้น เมื่อเชื้อเพลิงมี O อยู่ kg จะต้องใช้ H เท่ากับ 0/8kg ด้วยเหตุนี้ ปริมาณไฮโดรเจนอิสระจะเหลือ h - 0/8kg ซึ่งถ้านำไปแทนปริมาณ h ในสมการหลังสุดจะได้ว่า



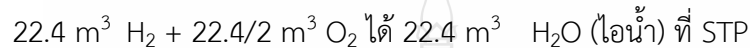
ในกรณีที่ต้องการหาปริมาณสัดส่วนเชิงปริมาตร แทนที่จะเป็นน้ำหนักสามารถใช้ทฤษฎีของอะโวกาโดร ซึ่งได้กล่าวไว้ว่า แก๊สปริมาตรเท่ากันที่ความดันและอุณหภูมิเหมือนกันจะมีจำนวนโมลเท่ากัน อาจกล่าวในทางตรงกันข้ามได้ว่า แก๊สและอุณหภูมิเดียวกัน ถ้าหากมีจำนวนโมลต่างกันค่าสัดส่วนเชิงปริมาตรจะเป็นเช่นเดียวกับสัดส่วนจำนวนโมล นอกจากนี้ทฤษฎีข้างต้นยังได้ระบุด้วยว่า แก๊สใดๆ 1 kg mol ที่ STP (อุณหภูมิและความดันมาตรฐาน คือ 0 C, 1.01325 bar จะมีปริมาตร 22.4 m³)

โดยทฤษฎีข้างต้น สมการข้างต้นสามารถเขียนในรูปความสัมพันธ์เชิงปริมาตรได้ดังนี้

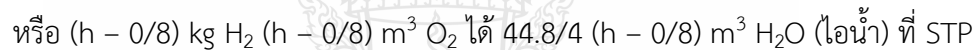
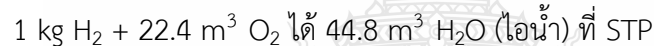
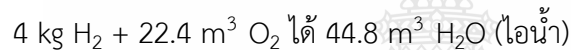


สังเกตว่า ผลรวมของค่าปริมาตรทางด้านซ้ายและขวาของสมการมีค่าไม่เท่ากัน แสดงว่า ปริมาตรมีการเปลี่ยนแปลงหลังการเผาไหม้

ตามนัยของทฤษฎีส่วนหลังสามารถเขียนความสัมพันธ์เพิ่มเติมได้ดังนี้



แต่ถ้าต้องการเขียนปริมาณเชื้อเพลิงในรูปของมวล เพื่อนำไปใช้คำนวณปริมาณอากาศที่เข้าเผาไหม้ 1 kg อาจเขียนได้ดังนี้



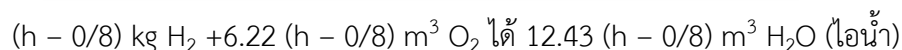
ถ้าต้องการปริมาตรแก๊สที่อุณหภูมิอื่น เช่น 30 °C อาจใช้สมการของแก๊ส

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad \text{ในการหาค่าดังนี้} \quad (2.13)$$

$$\begin{aligned} \text{สำหรับ } \text{O}_2 \text{ จะได้ } V_2 \text{ ที่ } 30 \text{ }^\circ\text{C} &= \frac{303}{273} \times \frac{22.4}{4} \left(h \frac{0}{8} \right) \\ &= 6.22 \left(h \frac{0}{8} \right) \text{ m}^3 \text{ ที่ } 30 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

กรณีของ H_2O (ไอน้ำ) จะได้ในทำนองเดียวกัน คือ $12.43 \left(h \frac{0}{8} \right) \text{ m}^3$

ดังนั้นที่ 1 บรรยากาศ (1.01325 bar) 30 °C จะได้



2) การเผาไหม้ C อาจหาได้ในทำนองเดียวกัน



1 mol C + 1 mol O₂ ได้ 1 mol CO₂

12 kg C + 32 kg O₂ ได้ 44 kg CO₂

ได้ c kg C + 32/2 c kg ได้ 44/12 c kg CO₂

หรือ 12 kg C + 22.4 m³ O₂ ได้ 22.4 m³ CO₂ ที่ STP

ดังนั้น c kg C + 22/4 c m³ O₂ ได้ 22.4/12 c m³ CO₂ ที่ STP

3) การเผาไหม้ S



32 kg S + 32 kg O₂ ได้ 64 kg SO₂

หรือ 32 kg S + 22.4 m³ O₂ ได้ 22.4 m³ SO₂ ที่ STP

1 kg S + 1 kg O₂ ได้ 2 kg SO₂

หรือ 1 kg S + 22.4/32 m³ ได้ 22.4/32 m³ SO₂ ที่ STP

s kg S + s kg O₂ ได้ 2s kg SO₂

หรือ s kg S + 22.4/32 s m³ O₂ ได้ 22.4/32 s m³ SO₂ ที่ STP

2.7 ภาชนะรับแรงดัน

2.7.1 ในวงการอุตสาหกรรมภาชนะรับแรงดัน (Pressure Vessels) ถือว่าเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญในกระบวนการผลิตโดยติดตั้งอยู่ในโรงงานอุตสาหกรรมเกือบทุกประเภทภาชนะรับแรงดันที่มีใช้ในโรงงานทั่วไป เช่น หม้ออัดก๊าซ หม้ออัดอากาศ ถังเก็บสารเคมี อุปกรณ์รองรับปฏิกิริยาเคมี (Reactor) หอ-กลั่น (Retort) อุปกรณ์นึ่งฆ่าเชื้อด้วยความร้อนความดันสูง (Autoclave) อุปกรณ์ควบแน่น (Condenser) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) “ข้อ 2 ในกฎกระทรวงนี้ภาชนะรับแรงดัน (pressure vessel) หมายความว่าตามพระราชบัญญัติ โรงงาน พ.ศ. 2535 ว่า (1) ภาชนะปิดที่มีความกดดันภายในภาชนะและภายนอกภาชนะแตกต่างกันมากกว่า 1.5 เท่าของความดันบรรยากาศที่ระดับน้ำทะเลและมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางมากกว่า 103 mm หรือ (2) ถังปฏิกิริยา (reactor)” ภาชนะรับแรงดันเป็นอุปกรณ์ที่แตกต่างจากอุปกรณ์หรือเครื่องจักรอื่นๆ อย่างมากเนื่องจากเป็นอุปกรณ์ที่เมื่ออยู่ในสถานะใช้งานจะสะสมพลังงานภายใน (Stored Energy) สูงตามความดันที่เกิดขึ้นและมีโอกาสเกิดการระเบิดหรือเกิดอันตรายกับบุคคลและทรัพย์สินได้มากกว่าเครื่องจักรที่ไม่มีความดันดังตัวอย่างที่เกิดขึ้น เช่น ถังความดันระเบิดในโรงงานต่างๆ ซึ่งก่อให้เกิดอันตรายถึงขั้นเสียชีวิต, ทรัพย์สินและเครื่องจักรเสียหาย ปัจจัยที่ก่อให้เกิดความเสี่ยง ได้แก่ ความดันใช้งาน (P-Working Pressure) อุณหภูมิใช้งาน (T-Working Temperature) และปริมาตรของภาชนะรับแรงดัน (Volume) ซึ่งจะเปลี่ยนแปลงตลอดเวลาตามสถานะ

ต่างๆ เป็นตามกฎของบอยล์ (Boyle's Law) กล่าวว่าถ้าอุณหภูมิ (T) คงตัว ความดันของแก๊ส (P) จะแปรผกผันกับปริมาตร (V) ของแก๊สนั้น ๆ และกฎของชาร์ล (Charles's Law) ถ้าความดัน (P) คงตัว ปริมาตร (V) ของแก๊สจะแปรผันตรงกับอุณหภูมิ (T) อุณหภูมิพลวัตของแก๊สนั้นๆ

2.7.2 งานออกแบบ (Design and Calculation) ภาชนะรับแรงดันที่นำมาใช้ต้องทำให้เกิดความมั่นใจว่ามีความปลอดภัยสำหรับการใช้งานในการออกแบบจึงต้องมีข้อมูลต่างๆ ที่ชัดเจน และกำหนดแนวคิดในการออกแบบ โดยดำเนินการตามวัตถุประสงค์ของโครงการเป็นหลัก มีการคำนวณความดันใช้งาน (Working Pressure) ความดันสูงสุด และความดันใช้งานต่ำสุด อุณหภูมิใช้งาน (Working Temperature) อุณหภูมิสูงสุดและอุณหภูมิต่ำสุด ปริมาตรของภาชนะรับแรงดัน (Volume) ที่ต้องการบรรจุ คุณสมบัติของสารที่บรรจุภายใน (Property) สารแต่ละชนิดคุณสมบัติแตกต่างกัน และสถานะของสารที่บรรจุภายใน (Status) สถานะของสารที่บรรจุเป็นของเหลว ก๊าซหรือปนกัน

2.7.3 เกณฑ์ในการออกแบบ (Design Criteria) โดยการใช้ข้อมูลอ้างอิงต่างเกณฑ์ตามกฎหมายกำหนด (Regulation) จากเป็นข้อมูลที่ราชการท้องถิ่นได้ศึกษาและบังคับใช้เพื่อความปลอดภัยของส่วนรวมเกณฑ์ตามมาตรฐานที่ใช้กำหนด (Standard) เป็นข้อมูลที่หน่วยงานต่างๆ ยอมรับในข้อมูลนั้น ซึ่งอาจจะนอกเหนือจากกฎหมายกำหนด เช่น มาตรฐาน JIS (Japanese Industrial Standards) มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม (TIS-Thai Industrial Standards Institute) มาตรฐาน ASME (American Society of Mechanical Engineer) ส่วนใหญ่นิยมใช้ ASME Boiler and pressure vessel code เป็นหมวดที่เกี่ยวข้องกับถึงความดัน ASME boiler and pressure vessel code สามารถแบ่งเป็นหมวดย่อยอีก 11 Section เช่น Section II (Material) กล่าวถึงคุณสมบัติของวัสดุ Section V (Nondestructive Examination) กล่าวถึงการทดสอบแบบไม่ทำลาย Section VIII (Rule for Construction of Pressure Vessel) กล่าวถึงกฎการสร้างถึงความดัน

2.7.4 การคำนวณ เพื่อหาค่าการใช้งานที่เหมาะสม (Calculation sheet) จากการกำหนดรูปแบบต่างๆ แล้ว วิศวกรต้องนำข้อมูลต่างๆ ที่เกี่ยวข้องมาคำนวณ รายละเอียดต่างๆ เพื่อให้เกิดความปลอดภัย ข้อมูลประกอบการคำนวณได้แก่

1) ความดันในการออกแบบ (Design Pressure - P) เป็นความดันสัมบูรณ์ ดังนั้น ในการคำนวณต้องคิดค่าความดันจากการวัดรวมกับค่าความดันบรรยากาศด้วย ($P_g + P_{atm}$)

2) อุณหภูมิในการออกแบบ (Design Temperature - T) ต้องคำนึงถึง อุณหภูมิสูงสุดและอุณหภูมิต่ำสุด

3) ขนาดและรูปร่างของถัง (Dimension) ต้องคำนึงถึงระยะที่ใช้ในการคำนวณว่าใช้ระยะศูนย์กลางภายในถัง หรือระยะศูนย์กลางภายนอกถัง เพราะต้องใช้สูตรคำนวณที่แตกต่างกัน

4) ชนิดและรูปร่างของหัวถัง (Type of Dished Heads) ซึ่งมีหลายลักษณะ และแต่ละลักษณะมีความสามารถรับแรงดันที่ต่างกัน ดังนั้น สูตรการคำนวณ จึงแตกต่างกันด้วย

5) วัสดุที่ใช้ (Material) หมายถึง ความสามารถในการทนต่อความเค้น (Tensile Strength) ของเหล็กซึ่งขึ้นกับอุณหภูมิ ความแข็งแรงจะลดลงเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นและอุณหภูมิใช้งานที่ต่ำมากๆ (ต่ำกว่า 20 °C หรือติดลบ) เหล็กจะมีความเปราะ (Brittleness) นอกจากนี้ต้องคำนึงถึงการกัดกร่อนต่อสารเคมีด้วย

6) ค่าการกัดกร่อนของสารในถัง (Corrosion Allowance - C) ขึ้นอยู่กับสารที่สัมผัสจะทำให้เกิดอัตราการผุกร่อนมากหรือน้อย ทำให้อายุใช้งานสั้นลงช้าหรือเร็ว ดังนั้นในการคำนวณจำเป็นต้องนำมาพิจารณาเพิ่มความหนาจากความหนารับแรงดันด้วย

7) รูปแบบของจุดรับถัง (Support)

8) ขนาดและจำนวนของอุปกรณ์ที่ต่อเข้ากับถัง (Nozzle Size)

2.7.5 สูตรที่ใช้ในการคำนวณหาความหนาของชิ้นส่วนประกอบภาชนะรับแรงดัน

1) การหาความหนาส่วนตัวถัง (SHELL)

t = ความหนา (thickness) ชิ้นส่วนประกอบภาชนะรับแรงดัน

P = ความดันในการออกแบบ (Design Pressure) เป็นความดันสัมบูรณ์ (Pg+Patm)

R = รัศมีของถัง (Radius) ถ้ารัศมีถังกว้างมาก ความหนาของถังจะมากตามด้วยและใน

การคำนวณมี 2 วิธีคือเลือกใช้สูตรรัศมีภายใน (Ri) หรือรัศมีภายนอก (Ro) ได้ขึ้นอยู่กับลักษณะงาน

Ri = รัศมีภายในของถัง

Ro = รัศมีภายนอกของถัง

E = ประสิทธิภาพแนวเชื่อม

Ca = ความหนาเพื่อกัดกร่อน (Corrosion allowance) ในชิ้นส่วนประกอบภาชนะรับแรงดัน

S = ความแข็งแรงในขณะรับแรงดันของวัสดุที่ใช้ทำถัง (Tensile Strength of Material) เป็นค่าความแรงดึงของวัสดุในขณะรับแรงดัน โดยทั่วไปมักจะบอกค่าความแรงดึงสูงสุดในภาวะปกติ และการออกแบบ Working Design และ Ultimate Design+ Safety Factor

1.1) ความหนาที่รับความเค้นในแนวตะเข็บตามยาวส่วนตัวถัง (Longitudinal Thickness)

$$t = P \cdot R_i / (S \cdot E - 0.6 \cdot P) + C_a \quad (2.14)$$

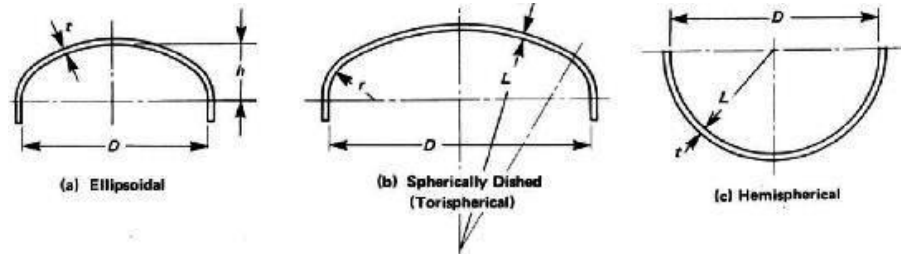
$$t = P \cdot R_o / (S \cdot E - 0.4 \cdot P) + C_a \quad (2.15)$$

1.2) ความหนาที่รับความเค้นในแนวตะเข็บรอบวงส่วนตัวถัง (Circumferential Thickness)

$$t = P \cdot R_i / (2S \cdot E - 0.4 \cdot P) + C_a \quad (2.16)$$

$$t = P \cdot R_o / (2S \cdot E - 1.6 \cdot P) + C_a \quad (2.17)$$

1.3) การหาความหนาส่วนหัวถัง (HEAD) เป็นส่วนที่ปิดปลายทั้งสองด้านของถังความดันลักษณะที่นิยมใช้ได้แก่



รูปที่ 2.7 หัวถังลักษณะต่างๆ โดย ASME

1.4) หัวถังลักษณะทรงรี (Ellipsoidal heads) ความหนาที่รับความเค้นของส่วนหัวถัง

$$t = KP*Di/(2S*E - 0.2*P) + Ca \quad (2.18)$$

$$t = KP*Do/(2S*E - 2*P(K-0.1)) + Ca \quad (2.19)$$

ตารางที่ 2.1 ค่าคงที่ K ของส่วนหัวถังทรงรี โดย ASME 12

TABLE 1-4.1 VALUES OF FACTOR K (Use Nearest Value $D/2h$, Interpolation Unnecessary)

$D/2h$	3.0	2.9	2.8	2.7	2.6	2.5	2.4	2.3	2.2	2.1	2.0
K	1.83	1.73	1.64	1.55	1.46	1.37	1.29	1.21	1.14	1.07	1.00
$D/2h$	1.9	1.8	1.7	1.6	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.0	...
K	0.93	0.87	0.81	0.76	0.71	0.66	0.61	0.57	0.53	0.50	...

1.5) หัวถังลักษณะเสี้ยวทรงกลม (Tori sphere) ความหนาที่รับความเค้นของส่วนหัวถัง

$$t = M*P*ri/(2S*E - 0.2*P) + Ca \quad (2.20)$$

$$t = M*P*ro/(2S*E + (M- 0.2)*P) + Ca \quad (2.21)$$

ตารางที่ 2.2 ค่าคงที่ M ของส่วนหัวถังทรง Tori sphere โดย ASME 12

TABLE 1-4.2 VALUES OF FACTOR M (Use Nearest Value L/r , Interpolation Unnecessary)

L/r	1.0	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50
M	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22
L/r	4.0	4.5	5.5	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0
M	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50
L/r	9.5	10.0	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	$16^{2/3}$ ¹
M	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77

1.6) หัวถังลักษณะครึ่งทรงกลม (Hemi sphere) ความหนาที่รับความเค้นของส่วนหัวถัง

$$t = P \cdot R_i / (2S \cdot E - 0.2 \cdot P) + C_a \quad (2.22)$$

$$t = P \cdot R_o / (2S \cdot E - 0.8 \cdot P) + C_a \quad (2.23)$$

2.8 ทฤษฎีของการไหลในท่อ

2.8.1 คุณสมบัติของของไหลและลักษณะการไหล

คุณสมบัติที่สำคัญเกี่ยวกับของไหลคือ ความหนาแน่น และ ความหนืด ซึ่งเป็น ค่าที่เปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิ และมีผลโดยตรงต่อการไหลในท่อ

ความหนาแน่น (ρ) ของน้ำมีค่าเท่ากับ 998.2 kg/m³

ความหนืดสัมบูรณ์ (Absolute or Dynamic viscosity, μ) ของน้ำมีค่าเท่ากับ

1.002 x 10⁻³ N.s/m² (ประมาณ 1 centipoise – cP)

ค่าความหนืดเชิงจลน์ (Kinematic viscosity) ของน้ำ $\nu = \mu / \rho$ มีค่าเท่ากับ

1.004 x 10⁻⁶ m²/s (ประมาณ 1 centistoke – cSt)

ปริมาณไร้หน่วยที่ใช้อธิบายลักษณะของการไหล คือตัวเลขเรโนลด์ส (Reynolds number) โดยตัวเลขเรโนลด์ส สำหรับการไหลในท่อสามารถหาได้จากสมการ (2.24) ดังนี้

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\nu} \quad (2.24)$$

โดยที่ ρ คือความหนาแน่นของของไหล

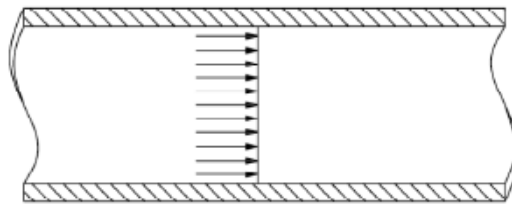
V คือความเร็ว

D คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ

μ คือความหนืดสัมบูรณ์

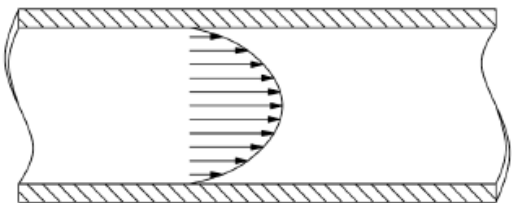
ν คือความหนืดเชิงจลน์ศาสตร์

ตัวเลขเรโนลด์ส์บอกถึงสัดส่วนระหว่างอิทธิพลของโมเมนตัมของการไหลต่ออิทธิพลของความหนืด หากของไหลไม่มีความหนืด การไหลในท่อจะมีลักษณะโปรไฟล์ของความเร็วเป็นเส้นตรงดังรูปที่ 2.8



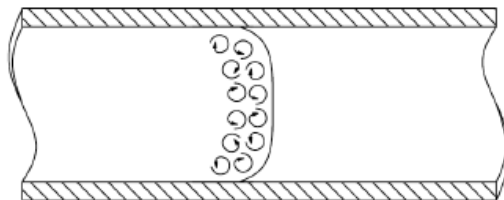
รูปที่ 2.8 การไหลแบบไม่มีความหนืด

ของไหลในความเป็นจริง ซึ่งมีความหนืด เมื่อค่าตัวเลขเรโนลด์ส์ต่ำกว่า 2,300 การไหลจะเป็นการไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) ซึ่งมีอิทธิพลของความหนืดอยู่มาก แรงเสียดทานระหว่างของไหลและผิวท่อจะทำให้ความเร็วของของไหลบริเวณติดกับผิวท่อมีค่าเป็นศูนย์ และความเร็วสูงสุดเกิดขึ้นที่แนวศูนย์กลางของท่อ โปรไฟล์ของความเร็วเป็นรูปพาราโบลา ดังรูปที่ 2.9



รูปที่ 2.9 การไหลแบบราบเรียบ

เมื่อตัวเลขเรโนลด์สูงเกิน 2,300 อิทธิพลของโมเมนตัมจะเริ่มสูงขึ้นทำให้การไหลเริ่มมีความปั่นป่วนเพิ่มขึ้น จนกระทั่งเมื่อตัวเลขเรโนลด์สูงกว่า 10,000 การไหลจะเป็นการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) อย่างสมบูรณ์ซึ่งจะมีอิทธิพลของโมเมนตัมเป็นหลัก และจะมีการหมุนวนเล็กๆ (Eddy) อยู่ในการไหล โปรไฟล์ของความเร็วจะราบเรียบขึ้นดังรูปที่ 2.10



รูปที่ 2.10 การไหลแบบปั่นป่วน

การไหลในท่อส่วนใหญ่ในอาคารและอุตสาหกรรมเป็นการไหลแบบปั่นป่วน ดังแสดงได้จากตัวอย่างของการไหลของน้ำในท่อสเกล 40 ขนาดเล็ก เส้นผ่านศูนย์กลางระบุ 15 mm (1/2") ซึ่งจะมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 15.8 mm ซึ่งเมื่อศึกษาต่อไปในบทที่ 6 จะพบว่า การออกแบบท่อน้ำ จะให้การไหลของน้ำในท่ออยู่ในช่วงความเร็ว 1.2-2.4 m/s โดยหากเป็นท่อเล็กจะออกแบบที่ความเร็วต่ำ ค่าความหนืดจลนศาสตร์ของน้ำมีค่าเท่ากับ $1.004 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ คิดเป็นค่าตัวเลขเรโนลด์ได้สูงกว่า 10,000 ซึ่งจัดเป็นการไหลแบบปั่นป่วน

$$Re = \frac{vD}{\nu} = \frac{(1.2 \text{ m/s}) \cdot (15.8 \times 10^{-3} \text{ m})}{(1.004 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s})} = 18,884 \quad (2.25)$$

2.9 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

การตัดสินใจเลือกอุปกรณ์หรือระบบต่างๆ มาใช้งานนั้น มักพิจารณาถึงการประเมินทางเศรษฐศาสตร์ โดยอาจจะพิจารณาจากผลตอบแทนที่ได้รับมากที่สุด หรือมีค่าใช้จ่ายน้อยที่สุด โดยระยะเวลาคืนทุนได้โดยเร็วที่สุด [12] ซึ่งจะกล่าวถึงวิธีการต่างๆ ดังต่อไปนี้

2.9.1 วิธีการประเมินแบบรายปี (Annual Cost Method)

วิธีดังกล่าวเป็นวิธีการประเมินค่าใช้จ่ายรายปีของอุปกรณ์หรือระบบต่างๆ และนำมาใช้เปรียบเทียบกันเพื่อเลือกอุปกรณ์หรือระบบที่มีค่าใช้จ่ายน้อย ค่าใช้จ่ายรายปีที่นำมาใช้ประเมินจะประกอบด้วย ค่าใช้จ่ายการลงทุน (Initial Cost or Capital Investment) ค่าใช้จ่ายด้านเชื้อเพลิง

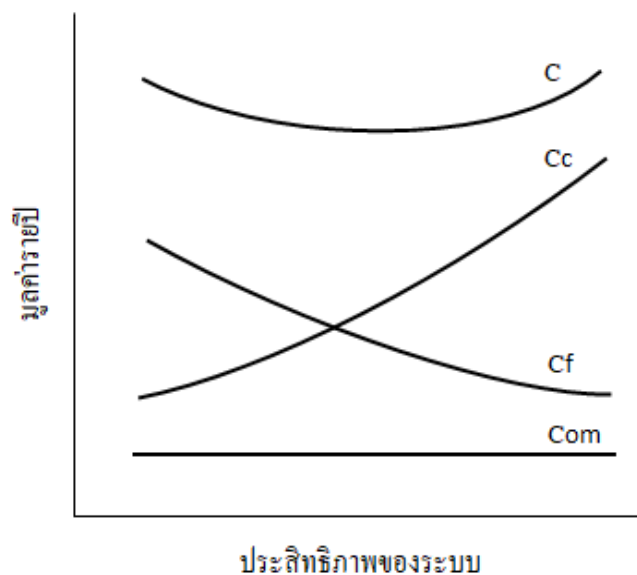
พลังงานของอุปกรณ์ (Running Cost) ค่าใช้จ่ายด้านการดูแลและเปลี่ยนอุปกรณ์ (Operating and Maintenance Cost) ค่าใช้จ่ายรวมรายปี C สามารถเขียนในรูปดังสมการต่อไปนี้

$$C = C_c + C_f + C_{om} \quad (2.26)$$

C_c คือ ค่าใช้จ่ายรายปีของการลงทุน
 C_f และ C_{om} คือ ค่าใช้จ่ายรายปีของเชื้อเพลิงและการดูแลรักษา

ค่าใช้จ่ายในการลงทุน โดยทั่วไปมักจะถือว่าเป็นค่าคงที่ (Fixed Cost) ไม่มีการเปลี่ยนแปลงไปตามกาลเวลา ส่วนค่าใช้จ่ายด้านพลังงานและการดูแลรักษาจะขึ้นอยู่กับระดับอัตราการผลิตของอุปกรณ์หรือกระบวนการ ซึ่งถือว่าเป็นราคาที่แปรเปลี่ยนได้ (Variable Cost)

การแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าใช้จ่ายรายปีในส่วนต่างๆ เทียบกับประสิทธิภาพของระบบ ดังรูปที่ ค่าใช้จ่ายในการลงทุนอุปกรณ์หรือระบบมักจะเพิ่มขึ้นเมื่อต้องการเพิ่มประสิทธิภาพ ซึ่งมีผลทำให้ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานลดลง ส่วนค่าใช้จ่ายด้านการบำรุงรักษาอุปกรณ์จะไม่เปลี่ยนแปลงมากนัก ในการเลือกระบบและอุปกรณ์มักจะพิจารณาโดยการเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายรายปีรวม ซึ่งระบบที่เหมาะสมต้องเป็นระบบที่มีค่าใช้จ่ายรายปีรวมแล้วต่ำที่สุด



รูปที่ 2.11 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพกับค่าใช้จ่ายรายปี

ค่าใช้จ่ายรายปีส่วนหนึ่งที่น่ามาร่วมวิเคราะห์ คือ ค่าเสื่อมราคา (Depreciation) ซึ่งเป็นมูลค่าของอุปกรณ์ ซึ่งจะลดลงไปตามเวลา วิธีในการวิเคราะห์ค่าเสื่อมราคาที่นิยมใช้ได้แก่ วิธีการคำนวณค่าเสื่อมราคาแบบเส้นตรง (Straight Line) และแบบ Sum-of-the year's design (SYD)

การคำนวณค่าเสื่อมราคาแบบเส้นตรง จะคำนวณโดย

$$\text{ค่าเสื่อมราคารายปี} = \frac{\text{ค่าลงทุนเบื้องต้น} - \text{มูลค่าซาก}}{\text{จำนวนปีทำงาน}} \quad (2.27)$$

ในการคำนวณแบบ Sum-of-the year's design (SYD) ค่าเสื่อมราคาในปีที่พิจารณาจะคำนวณโดย

$$\text{ค่าเสื่อมราคาในปีที่ } t = 2 (N - t + 1) (P - S) / [N(N + 1)] \quad (2.28)$$

N	=	จำนวนปีที่พิจารณา
t	=	ปีที่ต้องการ
P	=	ค่าลงทุนเบื้องต้น
S	=	มูลค่าซาก

การคำนวณค่าใช้จ่ายรายปีวิธีหนึ่งที่มีักจะนำมาใช้ในการเลือกอุปกรณ์หรือระบบ คือวิธีที่เรียกว่า อัตราการคืนทุน (Return of Investment ROI) ซึ่งเป็นอัตราส่วนของกำไรสุทธิรายปีต่อค่าใช้จ่ายในการลงทุน ดังนี้

$$\text{อัตราการคืนทุน} = \frac{\text{ผลตอบแทนรายปี (Annual net benefits)}}{\text{ค่าใช้จ่ายการลงทุน Capital expenditure}} \times 100 \% \quad (2.29)$$

อุปกรณ์เหมาะสมหรือวิธีการที่เหมาะสมจะเลือกจากชุดที่อัตราการคืนทุนที่สูงกว่า

วิธีการที่คล้ายกันอีกวิธีหนึ่ง คือ วิธีที่เรียกว่า อัตราการคืนทุนภายใน (Internal rate of return) ซึ่งเป็นการพิจารณาค่าอัตราดอกเบี้ย ที่ทำให้มูลค่าของผลตอบแทนที่อัตราดอกเบี้ยนั้น มีมูลค่าเท่ากับมูลค่าของการลงทุนพอดี วิธีนี้จะวิเคราะห์ได้ถูกต้องมากขึ้น เนื่องจากมีการพิจารณาดอกเบี้ยรวมเข้าไปด้วย

2.10 การตรวจเอกสาร

บทความทางวิชาการต่างๆ ที่มีผู้วิจัยได้นำเสนอโดยเน้นงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับเครื่องกำเนิดไอน้ำ ดังนี้

จิรวัดน์ กิติคุณ [11] ได้ทำการออกแบบ สร้างและทดสอบเตาเผาชีวมวลแบบตะแกรงเคลื่อนที่ใช้เป็นแหล่งให้ความร้อนกับหม้อไอน้ำแบบท่อไฟ พบว่าหม้อไอน้ำสามารถผลิตไอน้ำได้ตามที่ออกแบบไว้ การทดลองที่ความดัน 3 bar จะได้อัตราการผลิตไอน้ำที่ 15-19 kg/h ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 12-17 kg/h อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ 4.58-8.0 kg_{air}/h_{fuel} ประสิทธิภาพเตาเผาอยู่ในช่วง 16-22 % ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำอยู่ในช่วง 16-22 % ประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ในช่วง 74-82 % ส่วนการทดลองที่สภาวะเงื่อนไขการออกแบบที่ความดันน้ำ 6 bar สามารถผลิตไอน้ำได้ 28 kg/h ที่อัตราการเชื้อเพลิง 14 และ 15 kg/h อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ 6.2 และ 5.8 kg_{air}/h_{fuel} ประสิทธิภาพเตาเผาอยู่ในช่วง 23.1 และ 19.5 % ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำอยู่ในช่วง 91 และ 92 % ประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ในช่วง 78.2 และ 79.4 % ซึ่งพบว่าประสิทธิภาพทุกส่วนเพิ่มขึ้นตามอากาศส่วนเกิน ประสิทธิภาพการเผาไหม้และประสิทธิภาพหม้อไอน้ำอยู่ในเกณฑ์ที่สูงส่วนปริมาณก๊าซพิษอยู่ในเกณฑ์ที่ต่ำ จากการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ของการใช้เตาเผาชีวมวลแทนหัวเผา น้ำมันดีเซล จากการใช้งาข้าวและขานอ้อยเป็นเชื้อเพลิงสามารถคืนทุนได้ในระยะเวลา 1.87 และ 1.89 ปี โดยมีอัตราคืนทุน 57.33 และ 57.5 % ตามลำดับ

Gupta.A.K. [3] พบว่าขนาดของเปลวไฟจะเพิ่มขึ้น เมื่อลดความเข้มข้นของ O_2 ในอากาศ และเพิ่มอุณหภูมิของอากาศ นอกจากนี้ระยะห่างระหว่างเปลวไฟกับหัวฉีดเชื้อเพลิงจะลดลง เมื่อเพิ่มอุณหภูมิของอากาศ การเกิด NO_x ที่อากาศอุณหภูมิ 1150 องศาเซลเซียส ลดลงจาก 2800 ppm ที่ความเข้มข้นของ O_2 ในอากาศร้อยละ 21 เหลือ 40 ppm ที่ความเข้มข้นของ O_2 ในอากาศร้อยละ 2 เปอร์เซนต์

Hasegawa T. [4] และ Tanaka R. ทำการทดลองการเผาไหม้แบบ HiTAC โดยใช้อากาศอุณหภูมิ 1000 องศาเซลเซียส LPG เป็นเชื้อเพลิง ใช้ก๊าซ N_2 เจือจางอากาศให้มีความเข้มข้นของ O_2 ร้อยละ 21 และร้อยละ 3 พบว่า ที่ความเข้มข้นของ O_2 ร้อยละ 21 เปลวไฟมีขนาดเล็ก สีเหลือง มีความสว่างมาก แต่มีความเข้มข้นของ O_2 ร้อยละ 3 เปลวไฟจะมีขนาดใหญ่ สีเขียว มีความสว่างน้อยและอุณหภูมิของเปลวไฟมีความสม่ำเสมอ

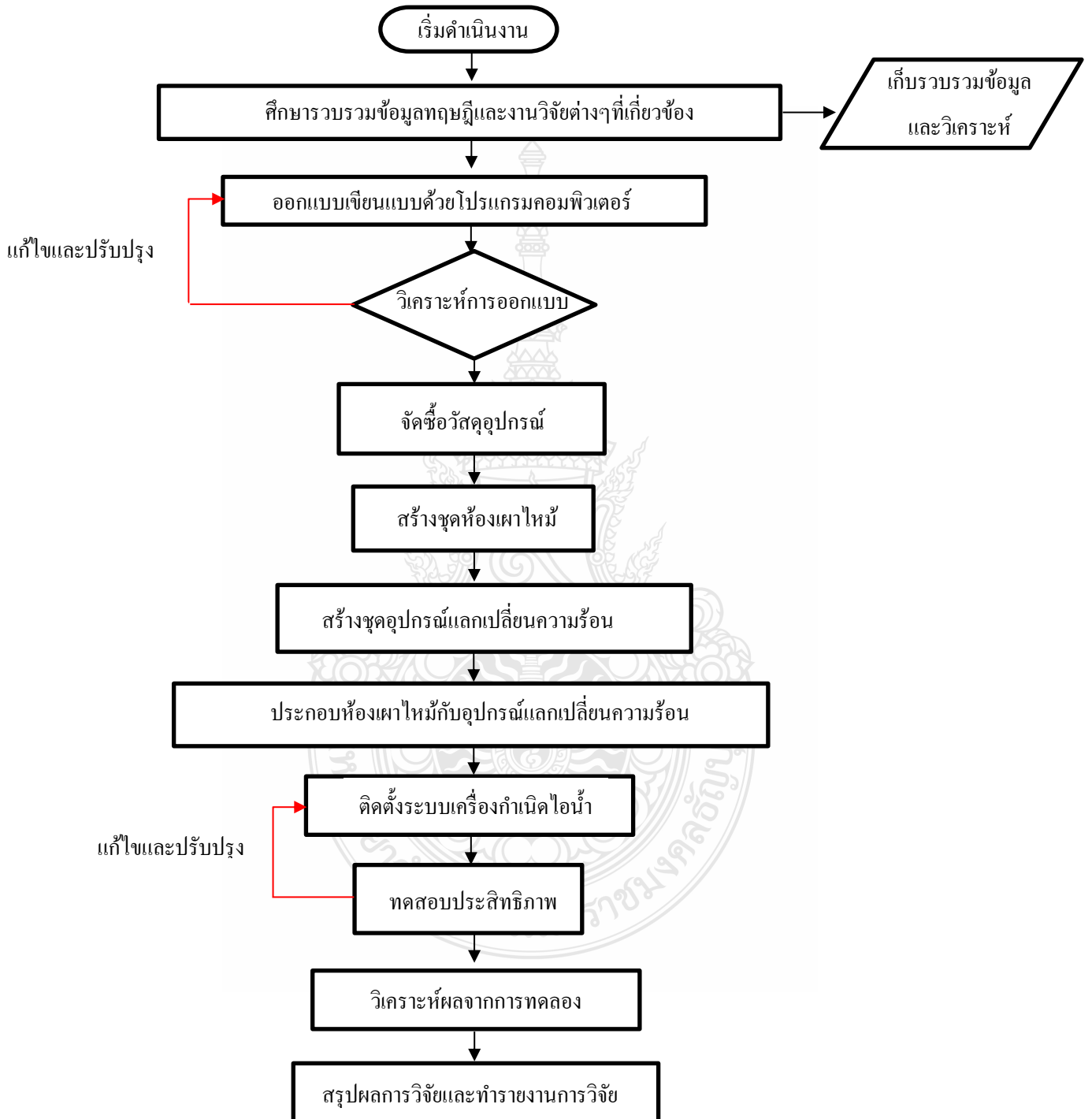
Gouldin, Depsky and Lee [6] แสดงผลการวิเคราะห์การเกิดการไหลแบบเวอร์เทค (Toroidal Vortex) ของการไหลหมุนวนเป็นเกลียวแบบหมุนตามกันคือ การทดลองแบบมีและไม่มีปฏิกิริยาการเผาไหม้ ของการฉีดเชื้อเพลิงและอากาศแบบหมุนวนทางเดียวและหมุนวนทางสวนทางกันภายในห้องเผาไหม้ โดยการเผาไหม้เป็นแบบที่มีการผสมผสานระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงก่อน (Premixed) ได้ผลว่าบริเวณการไหลแบบเวอร์เทคเกิดขึ้นเมื่อเป็นการฉีดเชื้อเพลิงและอากาศแบบเชื้อเพลิงหมุนวนสวนทางกัน แต่กลับพบว่ามีการไหลแบบเวอร์เทคเกิดขึ้นในกรณีที่มีการฉีดอากาศและเชื้อเพลิงหมุนวนทางเดียวกันแบบมีปฏิกิริยาการเผาไหม้ แต่ขนาดความกว้างของบริเวณการไหลแบบเวอร์เทคเล็กกว่ากรณีที่หมุนวนสวนทางกันและมีค่าพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน (Turbulence Kinetic Energy K) ต่ำกว่าบริเวณการไหลแบบเวอร์เทคเกิดขึ้นในการหมุนวนทั้งหมุนวนตามกันและ

สวนทางกัน และได้สรุปว่าเป็นเช่นนี้เพราะปัจจัยที่มีอิทธิพลที่ทำให้เกิดการไหลแบบเวอร์เทคไม่ได้มีเพียงแค่ค่าความรุนแรงของการไหลแบบหมุนวนเป็นเกลียว (SN) 5 เท่านั้น แต่ยังมีปัจจัยเรื่องรูปแบบการกระจายความเร็ว (Velocity Profile) ของความเร็วตามแนวแกนการไหล (U) และความเร็วตามแนวเส้นสัมผัส (W) ที่บริเวณทางออกของ Nozzle อีกด้วย เช่นถ้าเปรียบเทียบกระแสการไหลหมุนวนของคู่หนึ่งมีค่าความรุนแรงของการไหลแบบหมุนวนเป็นเกลียวเท่ากัน แต่มีรูปแบบการกระจายความเร็ว (Velocity Profile) ต่างกัน ผลของบริเวณตามแนวแกนการไหล (Toroidal Recirculation Zone) ก็จะแตกต่างกัน ซึ่งถ้าเป็นเช่นนี้แล้วการผสมผสาน (Mixing) ก็แตกต่างกันถึงแม้ว่าจะมีผลการวิเคราะห์นำเสนอเป็นค่าความรุนแรงของการไหลแบบหมุนวนเป็นเกลียวซึ่งจะได้ค่าความรุนแรงของการไหลแบบหมุนวนเป็นเกลียวเท่ากัน งานวิจัยนี้มุ่งเน้นศึกษาระดับของค่าความรุนแรงของการหมุนวนเป็นเกลียวของกระแสอากาศเชื้อเพลิงต่อการผสมผสาน (Mixing) ภายในบริเวณปฐมภูมิ (Primary Zone) ของห้องเผาไหม้ แบบที่ยังไม่มีปฏิกิริยาการเผาไหม้ อันเป็นแนวทางการปรับปรุงประสิทธิภาพและเสถียรภาพของห้องเผาไหม้โดยการปรับปรุงอากาศพลศาสตร์ของการเผาไหม้ (Combustion Aerodynamics)



3.3 แสดงแผนการดำเนินงานวิจัย

ผังการออกแบบและสร้างเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด



ศึกษาค้นคว้าข้อมูล

- 3.3.1 เริ่มดำเนินงาน
- 3.3.2 ศึกษารวบรวมข้อมูลทฤษฎีและงานวิจัยต่างๆที่เกี่ยวข้อง
- 3.3.3 ออกแบบเขียนแบบด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์
- 3.3.4 จัดซื้อวัสดุอุปกรณ์
- 3.3.5 สร้างชุดห้องเผาไหม้
- 3.3.6 สร้างชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
- 3.3.7 ประกอบชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเข้ากับห้องเผาไหม้เชื้อเพลิง
- 3.3.8 ติดตั้งระบบเครื่องกำเนิดไอน้ำ
- 3.3.9 ทดลองและปรับปรุงแก้ไข
- 3.3.10 วิเคราะห์ผลจากการทดลอง
- 3.3.11 สรุปผลการวิจัยและทำรายงานการวิจัย

3.4 สถานที่ทำการสร้างและทดสอบ

ฝ่าย วิศวกรรม (ผวศ.) สถาบันวิจัยวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งประเทศไทย (วว.) 35 หมู่ 3 ต. คลองห้า อ. คลองหลวง จ.ปทุมธานี 12120

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

3.5 เครื่องมือที่ใช้ทดสอบ

- 3.5.1 เครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อชุด
- 3.5.2 แอมมิเตอร์
- 3.5.3 เทอร์โมคัปเปิล
- 3.5.4 Data Logger
- 3.5.5 Air Rotameter
- 3.5.6 Gas Rotameter
- 3.5.7 Water Rotameter
- 3.5.8 Pressure Gauge

3.6 วิธีการทดสอบและการบันทึกผล

เครื่องกำเนิดไอน้ำต้นแบบประกอบด้วยห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงโดยที่ห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงจะมีการวางหัวเผาไหม้แก๊ส (Burner) จำนวน 3 หัวเผา มีชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจำนวน 6 ชุด แสดงดังรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 ส่วนประกอบของท่อขดภายในห้องเผาไหม้ของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG)

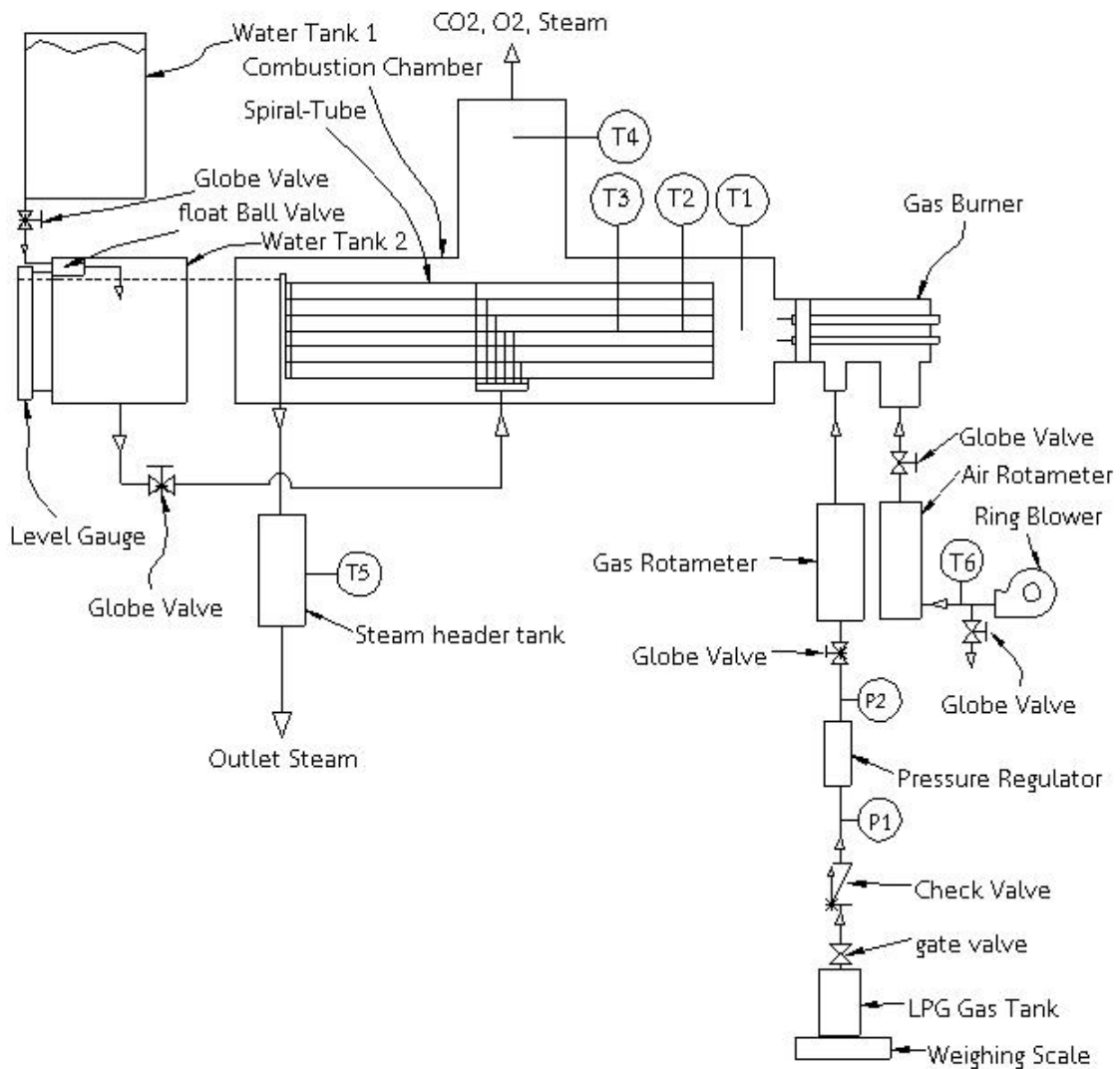
โดยแต่ละชุดจะม้วนขดเป็นวง และยึดด้วยลวดสแตนเลสขนาด 1.5 mm โดยจะยึดทั้ง 6 ชุด เข้าด้วยกันโดยวางทับกันเป็น 6 ชั้น แล้วยึดด้วยลวดสแตนเลสขนาด 1.5 mm โดยที่ท่อม้วนขดทำจากท่อสแตนเลสแบบไร้ตะเข็บขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใน 6 mm ความหนาท่อ 1 mm ลักษณะของเครื่องกำเนิดไอน้ำต้นแบบและเครื่องมือวัดต่างๆ แสดงดังรูปที่ 3.2, รูปที่ 3.3, รูปที่ 3.4 และรูปที่ 3.5

3.6.1 ขั้นตอนการทดสอบ

การทดสอบที่ 1 ศึกษาค่าอากาศส่วนเกิน (Excess Air) ที่เหมาะสมของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขดที่ 0, 5, 10, 15, 20 % ดังรูปที่ 3.2 และรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.2 การทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG) โดยการปรับค่าอากาศส่วนเกิน (Excess Air) ที่ 0, 5, 10, 15, 20 %



รูปที่ 3.3 ขั้นตอนวิธีการทดสอบ และอุปกรณ์ของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซด (STSG)

-การทดสอบจะเดินเครื่องไปที่อุณหภูมิห้องเผาไหม้เท่ากับ 850 °C จะเริ่มเก็บผลทุก 1 นาที เก็บผลใช้เวลาที่ 20 นาทีต่อ 1 ตัวอย่างการทดสอบ โดยจะทำการทดสอบทั้งหมด 5 ตัวอย่าง ที่ค่าอากาศส่วนเกิน (Excess Air) เท่ากับ 0% , 5% , 10% , 15% , 20% ดังนี้

-การทดสอบจะใช้อัตราป้อนแก๊สคงที่ 1.5 kg/h

-การทดสอบจะใช้อัตราน้ำป้อนเข้าระบบที่แรงดันบรรยากาศที่ 101.325 kPa

-การทดสอบประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซดจะทำการทดสอบ โดยให้ไอน้ำระเหยออกที่แรงดันบรรยากาศที่ 101.325 kPa และวัดปริมาณน้ำป้อนที่ลดลงเทียบกับเวลาในการทดสอบ

-การทดสอบจะใช้อัตราป้อนอากาศส่วนเกิน (Excess Air) ตามตารางที่ 3.1

ตารางที่ 3.1 ข้อมูลที่ใช้ในการทดสอบทั้ง 5 ตัวอย่าง

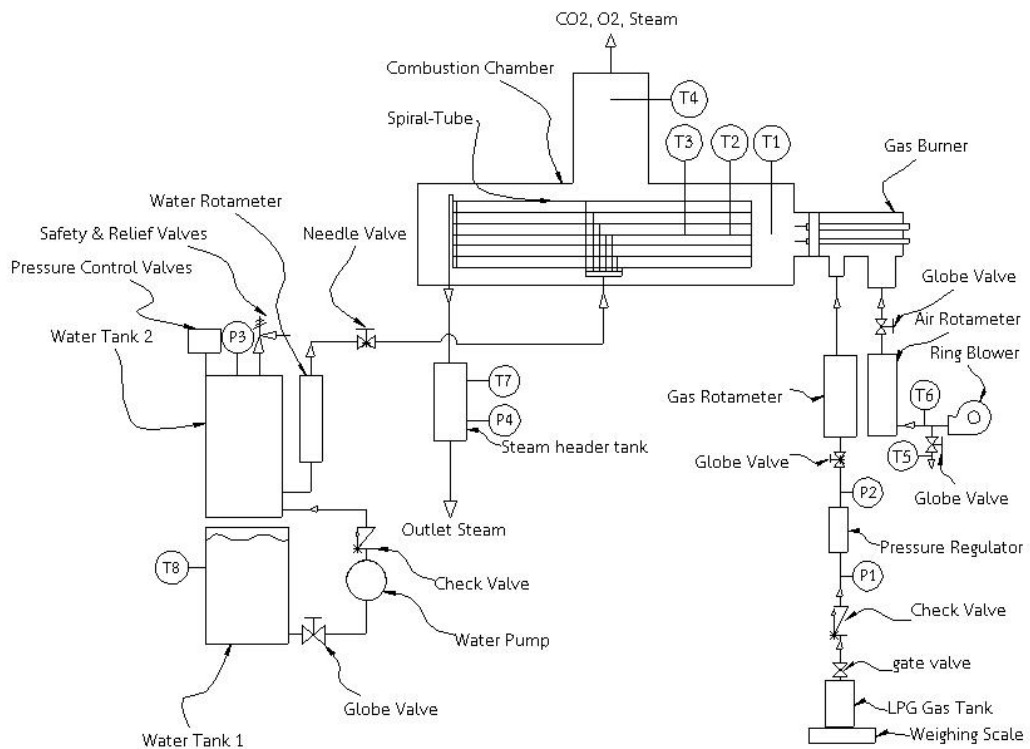
ค่าอากาศ ส่วนเกิน (%)	อัตราป้อนเชื้อเพลิง LPG (kg/h)	อัตราป้อนอากาศ (kg/h)	อุณหภูมิเชื้อเพลิง LPG (K)	อุณหภูมิอากาศ ป้อน (K)
0	1.5	23.28	300	318.15
5	1.5	24.44	300	318.15
10	1.5	25.60	300	318.15
15	1.5	26.77	300	318.15
20	1.5	27.93	300	318.15

- การวัดค่าอัตราการป้อนแก๊สจะใช้ตาชั่ง 3 ตำแหน่ง และ Gas Rotameter
- การวัดค่าอัตราป้อนอากาศจะใช้ Air Rotameter
- การวัดค่าอัตราป้อนน้ำเข้าระบบจะวัดโดยการวัดระดับน้ำที่ลดลงจากถังจ่ายน้ำ
- การวัดค่าของอุณหภูมิห้องเผาไหม้ทั้ง 3 จุด ค่าของอุณหภูมิไอเสีย ค่าของอุณหภูมิไอน้ำ ค่าของอุณหภูมิอากาศป้อน, ค่าของอุณหภูมิบรรยากาศจะวัดโดย Thermocouple Type B และ Type K โดยบันทึกผลด้วย Data Logger
- การวัดค่าของกระแสไฟฟ้าจะใช้ Ammeter

การทดสอบที่ 2 ศึกษาอัตราน้ำป้อนที่เหมาะสมของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด ที่อัตราน้ำป้อน 16, 19, 22, 25, 28 kg/h ดังรูปที่ 3.4 และรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.4 การทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG) โดยการปรับอัตราน้ำป้อนที่ 16, 19, 22, 25, 28 kg/h



รูปที่ 3.5 ขั้นตอนวิธีการทดสอบ และอุปกรณ์ของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG)

การทดสอบจะเดินเครื่องและเก็บผลทุก 1 นาที เก็บผลใช้เวลาที่ 50 นาทีต่อ 1 ตัวอย่างการทดสอบ โดยจะทำการทดสอบทั้งหมด 5 ตัวอย่าง ที่อัตราการป้อน ที่ 16, 19, 22, 25, 28 kg/h ดังนี้

- การทดสอบจะใช้อัตราการป้อนแก๊สคงที่ 1.5 kg/h
- การทดสอบจะใช้อัตราการป้อนอากาศคงที่ 26.74 kg/h (ที่ค่าอากาศส่วนเกิน (Excess Air) 15%)
- การทดสอบจะใช้อัตราการป้อนตามตารางที่ 3.2

ตารางที่ 3.2 ข้อมูลที่ใช้ในการทดสอบทั้ง 5 ตัวอย่าง

อัตราการป้อนอากาศ (kg/h)	อัตราการป้อนเชื้อเพลิง LPG (kg/h)	อัตราการป้อนไอน้ำ (kg/h)	อุณหภูมิเชื้อเพลิง (K)	อุณหภูมิอากาศป้อน (K)
26.74	1.5	16	300	318.15
26.74	1.5	19	300	318.15
26.74	1.5	22	300	318.15
26.74	1.5	25	300	318.15
26.74	1.5	28	300	318.15

-การทดสอบประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขดจะทำการทดสอบ โดยจะจ่ายน้ำเข้าระบบ 5 การทดสอบตามตารางที่ 3.2 โดยให้ไอน้ำระเหยออกที่แรงดันบรรยากาศที่ 101.325 kPa และวัดปริมาณน้ำป้อนที่ลดลงเทียบกับเวลาในการทดสอบ

-การวัดค่าอัตราน้ำป้อนจะใช้ Rotameter และวัดระดับปริมาณน้ำป้อนที่ลดลงจากถัง

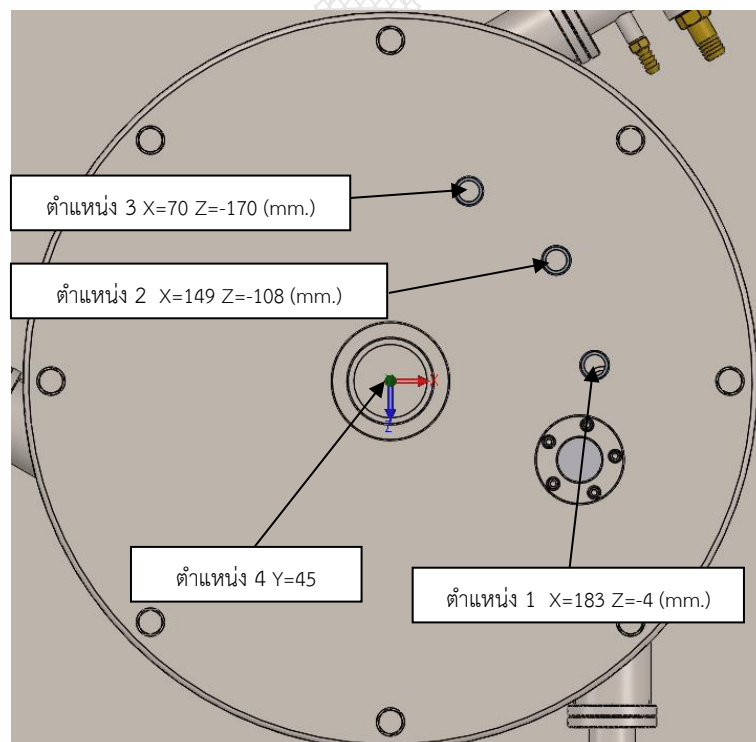
-การวัดค่าอัตราป้อนแก๊สจะใช้ตาชั่ง 3 ตำแหน่ง และ Gas Rotameter

-การวัดค่าอัตราป้อนอากาศจะใช้ Air Rotameter

-การวัดค่าแรงดันของไอน้ำจะใช้ Pressure Gauge

-การวัดค่าของอุณหภูมิห้องเผาไหม้ทั้ง 3 จุด, ค่าของอุณหภูมิไอเสีย, ค่าของอุณหภูมิไอน้ำ, ค่าของอุณหภูมิอากาศป้อน, ค่าของอุณหภูมิบรรยากาศจะวัดโดย Thermocouple Type B และ Type K โดยบันทึกผลด้วย Data Logger

-การวัดค่าของกระแสไฟฟ้าจะใช้ Ammeter



รูปที่ 3.6 ตำแหน่งการวัดอุณหภูมิของการทดลองที่ 1 และที่ 2 ของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด

บทที่ 4

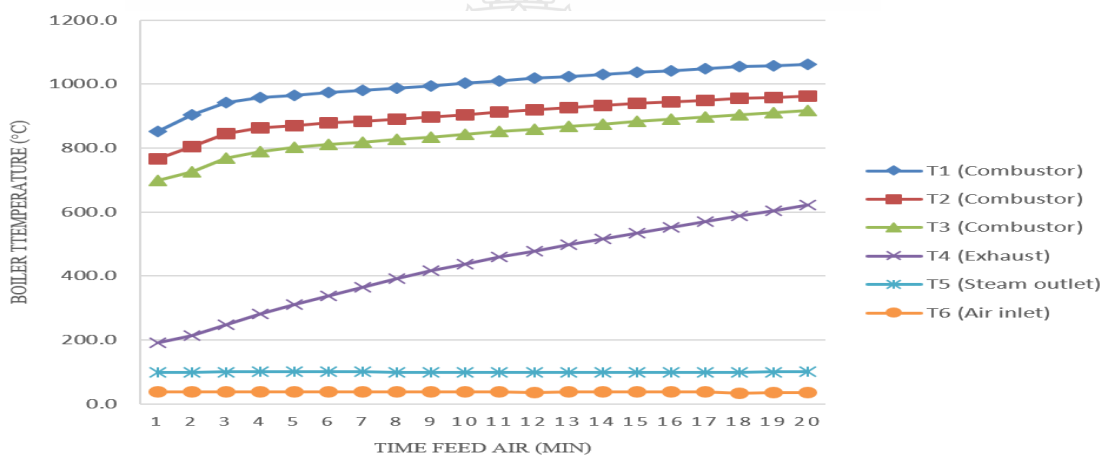
ผลการวิเคราะห์ข้อมูล

การศึกษาและวิเคราะห์ผลนี้ได้ทำการวิเคราะห์ประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ ซึ่งผู้วิจัยได้กำหนดหัวข้อการวิเคราะห์ตามลำดับดังนี้

1) การวิเคราะห์ค่าอากาศส่วนเกิน (Excess Air) ที่เหมาะสมของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขดที่ 0, 5, 10, 15, 20 % และคำนวณหาประสิทธิภาพทางความร้อน

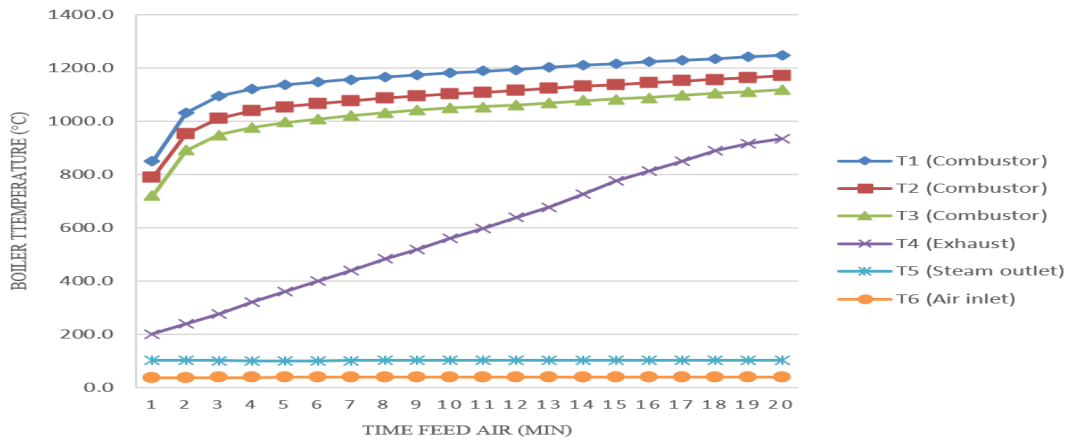
2) การวิเคราะห์อัตราการน้ำป้อนที่เหมาะสมของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด ที่อัตราการน้ำป้อน 16, 19, 22, 25, 28 kg/h และคำนวณหาประสิทธิภาพทางความร้อน

4.1 การวิเคราะห์ค่าอากาศส่วนเกิน (Excess Air) ที่เหมาะสมของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขดที่ 0, 5, 10, 15, 20 % และคำนวณหาประสิทธิภาพทางความร้อน



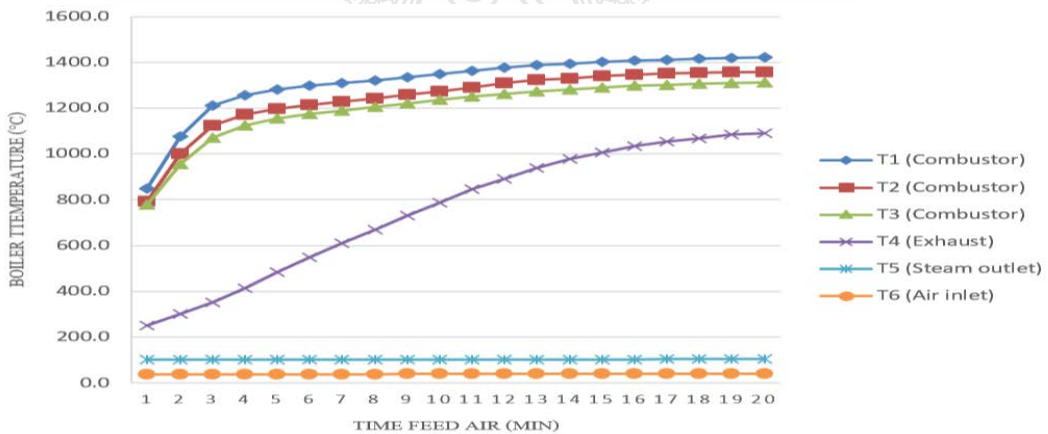
รูปที่ 4.1 กราฟผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG) มีค่าอากาศส่วนเกินที่ 0%

จากรูปที่ 4.1 ผลการทดสอบพบว่าอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิสูงสุดอยู่ที่ 1062°C โดยมีอุณหภูมิทางออกไอเสียอยู่ที่ 620°C และมีอัตราการผลิตไอน้ำอยู่ที่ 5.43 kg/h โดยมีค่าประสิทธิภาพทางความร้อนอยู่ที่ 19.80%



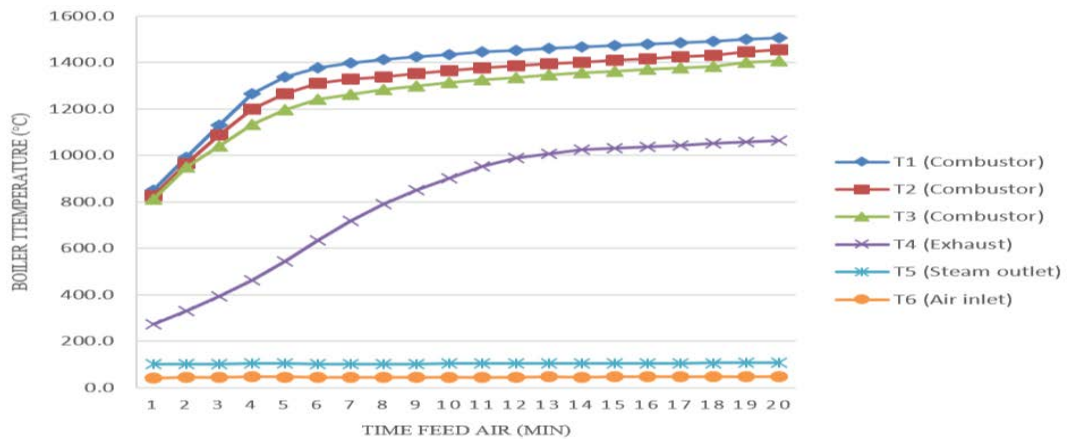
รูปที่ 4.2 กราฟผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซัด (STSG) มีค่าอากาศส่วนเกินที่ 5%

จากรูปที่ 4.2 ผลการทดสอบพบว่าอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิสูงสุดอยู่ที่ 1247°C โดยมีอุณหภูมิทางออกไอเสียอยู่ที่ 933°C และมีอัตราการผลิตไอน้ำอยู่ที่ 6.24 kg/h โดยมีค่าประสิทธิภาพทางความร้อนอยู่ที่ 22.76%



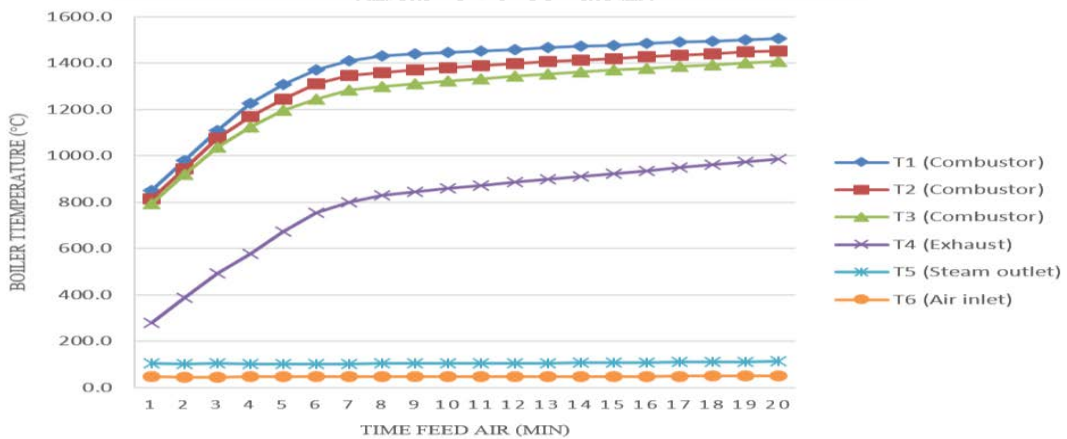
รูปที่ 4.3 กราฟผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซัด (STSG) มีค่าอากาศส่วนเกินที่ 10%

จากรูปที่ 4.3 ผลการทดสอบพบว่าอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิสูงสุดอยู่ที่ 1420°C โดยมีอุณหภูมิทางออกไอเสียอยู่ที่ 1091°C และมีอัตราการผลิตไอน้ำอยู่ที่ 6.52 kg/h โดยมีค่าประสิทธิภาพทางความร้อนอยู่ที่ 23.78%



รูปที่ 4.4 กราฟผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG) มีค่าอากาศส่วนเกินที่ 15%

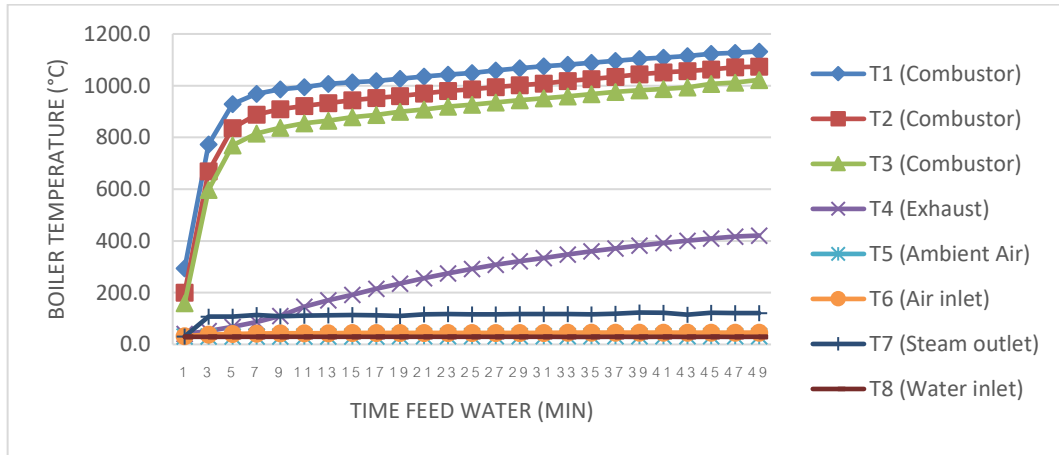
จากรูปที่ 4.4 ผลการทดสอบพบว่าอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิสูงสุดอยู่ที่ 1506°C โดยมีอุณหภูมิทางออกไอเสียอยู่ที่ 1064°C และมีอัตราการผลิตไอน้ำอยู่ที่ 7.06 kg/h โดยมีค่าประสิทธิภาพทางความร้อนอยู่ที่ 25.75%



รูปที่ 4.5 กราฟผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG) มีค่าอากาศส่วนเกินที่ 20%

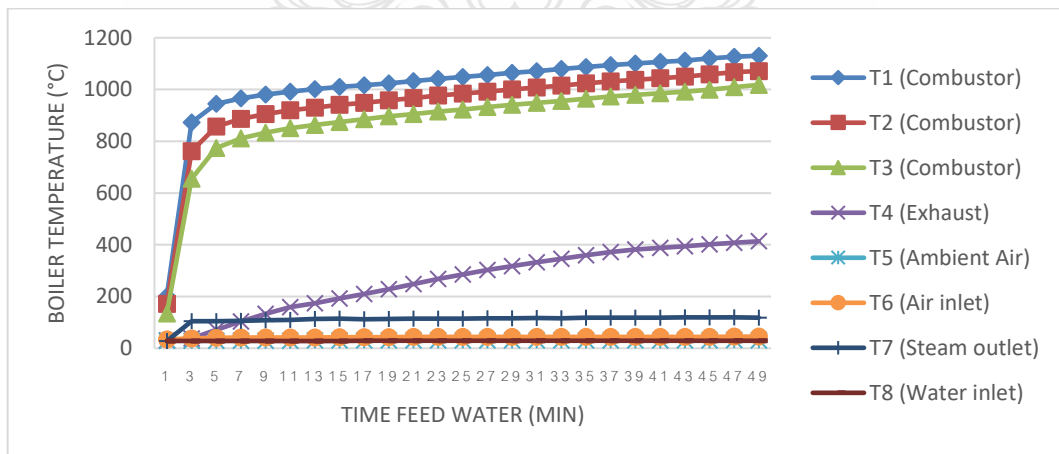
จากรูปที่ 4.5 ผลการทดสอบพบว่าอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิสูงสุดอยู่ที่ 1505°C โดยมีอุณหภูมิทางออกไอเสียอยู่ที่ 986°C และมีอัตราการผลิตไอน้ำอยู่ที่ 6.68 kg/h โดยมีค่าประสิทธิภาพทางความร้อนอยู่ที่ 24.36%

4.2 การวิเคราะห์อัตราน้ำป้อนที่เหมาะสมของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซัด ที่อัตราน้ำป้อน 16, 19, 22, 25, 28 kg/h และคำนวณหาประสิทธิภาพทางความร้อน



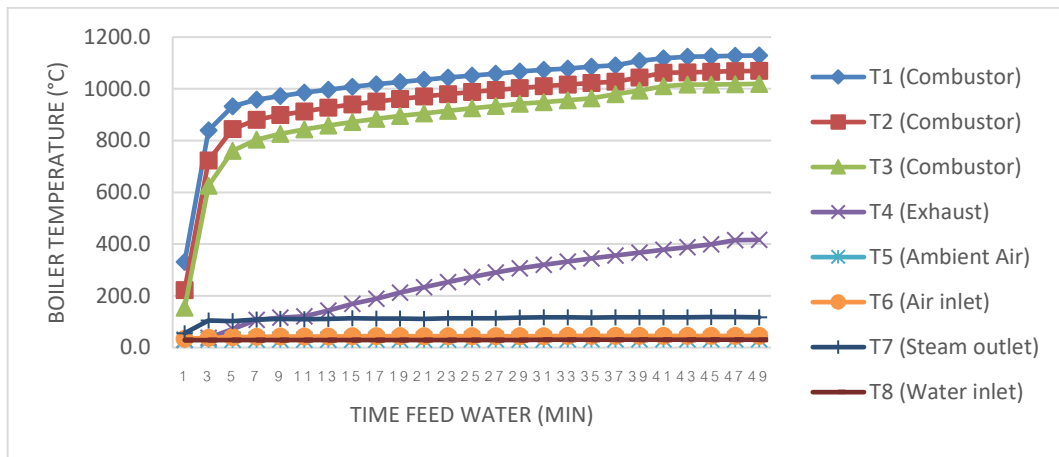
รูปที่ 4.6 กราฟผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซัด (STSG) โดยมีค่าอัตราน้ำป้อน 16 kg/h

จากรูปที่ 4.6 ผลการทดสอบพบว่าอัตราน้ำป้อน 16 kg/h มีอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้สูงสุดอยู่ที่ 1133.3°C โดยมีอุณหภูมิทางออกไอเสียอยู่ที่ 422.0°C และมีอัตราการผลิตไอน้ำอยู่ที่ 16.32 kg/h โดยมีค่าประสิทธิภาพทางความร้อนอยู่ที่ 56.70%



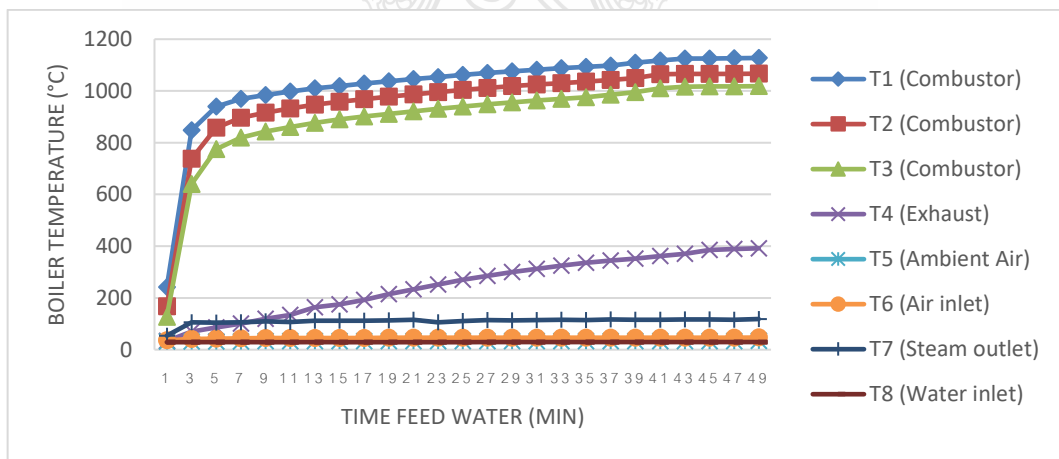
รูปที่ 4.7 กราฟผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซัด (STSG) โดยมีค่าอัตราน้ำป้อน 19 kg/h

จากรูปที่ 4.7 ผลการทดสอบพบว่าอัตราน้ำป้อน 19 kg/h มีอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้สูงสุดอยู่ที่ 1132.1°C โดยมีอุณหภูมิทางออกไอเสียอยู่ที่ 413.9°C และมีอัตราการผลิตไอน้ำอยู่ที่ 19.19 kg/h โดยมีค่าประสิทธิภาพทางความร้อนอยู่ที่ 69.29%



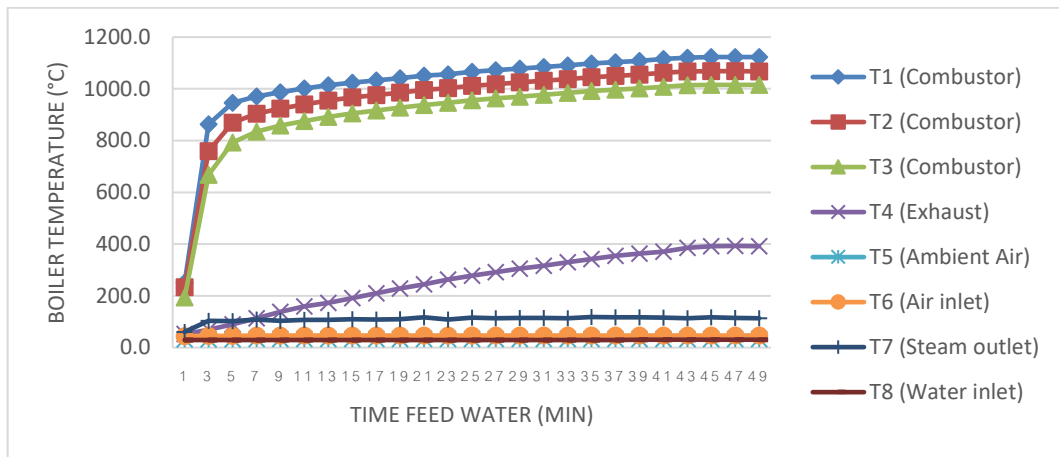
รูปที่ 4.8 กราฟผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซด (STSG) โดยมีค่าอัตราการน้ำป้อน 22 kg/h

จากรูปที่ 4.8 ผลการทดสอบพบว่าอัตราการน้ำป้อน 22 kg/h มีอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้สูงสุดอยู่ที่ 1129.4°C โดยมีอุณหภูมิทางออกไอเสียอยู่ที่ 416.8°C และมีอัตราการผลิตไอน้ำอยู่ที่ 22.50 kg/h โดยมีค่าประสิทธิภาพทางความร้อนอยู่ที่ 81.60%



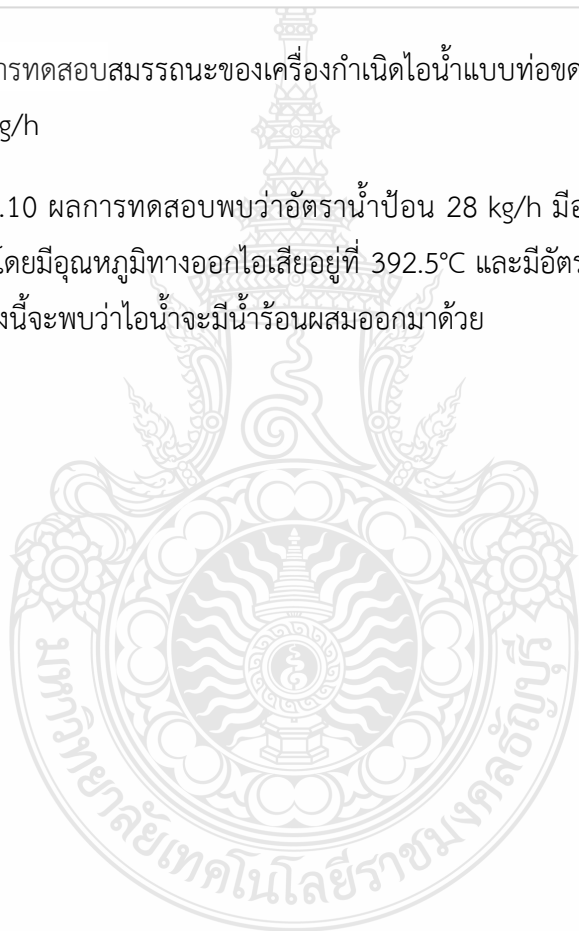
รูปที่ 4.9 กราฟผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซด (STSG) โดยมีค่าอัตราการน้ำป้อน 25 kg/h

จากรูปที่ 4.9 ผลการทดสอบพบว่าอัตราการน้ำป้อน 25 kg/h มีอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้สูงสุดอยู่ที่ 1127.9°C โดยมีอุณหภูมิทางออกไอเสียอยู่ที่ 394.9°C และมีอัตราการผลิตไอน้ำอยู่ที่ 25.36 kg/h โดยมีค่าประสิทธิภาพทางความร้อนอยู่ที่ 90.62%



รูปที่ 4.10 กราฟผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซัด (STSG) โดยมีค่าอัตราการน้ำป้อน 28 kg/h

จากรูปที่ 4.10 ผลการทดสอบพบว่าอัตราการน้ำป้อน 28 kg/h มีอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้สูงสุดอยู่ที่ 1122.7°C โดยมีอุณหภูมิทางออกไอเสียอยู่ที่ 392.5°C และมีอัตราการผลิตไอน้ำอยู่ที่ 28.67 kg/h โดยในการทดลองนี้จะพบว่าไอน้ำจะมีน้ำร้อนผสมออกมาด้วย



บทที่ 5

สรุปผลการวิจัย อภิปรายผล และข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการทดลอง

5.1.1 สรุปผลการศึกษาค่าอากาศส่วนเกิน (Excess Air) ที่เหมาะสมของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อชุดที่ 0, 5, 10, 15 และ 20 % ตามลำดับ

จากผลการทดสอบพบว่าที่ค่าอากาศส่วนเกิน (Excess Air) ที่ 15% มีความเหมาะสมในการทำงานจริงและให้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อนเท่ากับ 25.75% สามารถผลิตไอน้ำได้ดีและเร็วที่สุดที่อัตราการผลิตไอน้ำ 7.06 kg/h ที่ความดัน 1 atm จากทั้ง 5 ตัวอย่างการทดสอบ

5.1.2 สรุปผลการศึกษาอัตราการน้ำป้อนที่เหมาะสมของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อชุด ที่อัตราการน้ำป้อน 16, 19, 22, 25 และ 28 kg/h ตามลำดับ

จากผลการทดสอบพบว่าอัตราการน้ำป้อน 25 kg/h เหมาะสมกับการนำมาใช้งาน เนื่องจากมีค่าประสิทธิภาพทางความร้อนสูงสุดอยู่ที่ 90.62% โดยไอน้ำที่ออกมาไม่มีน้ำร้อนผสมอยู่ และมีอัตราการผลิตไอน้ำที่วัดได้อยู่ที่ 25.36 kg/h ที่อุณหภูมิของไอน้ำ 117.1 °C ความดัน 1.63 bara

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 ข้อเสนอแนะการศึกษาค่าอากาศส่วนเกิน (Excess Air) ที่เหมาะสมของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อชุดที่ 0, 5, 10, 15 และ 20 % ตามลำดับ

ควรปรับระบบจ่ายเชื้อเพลิงให้มีถังเชื้อเพลิงขนาดใหญ่ขึ้น เพื่อให้การทดสอบสามารถทดสอบได้นานเก็บผลของข้อมูลได้มากขึ้น

5.2.2 ข้อเสนอแนะการศึกษอัตราการน้ำป้อนที่เหมาะสมของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อชุด ที่อัตราการน้ำป้อน 16, 19, 22, 25 และ 28 kg/h ตามลำดับ

ควรปรับปรุงระบบน้ำป้อนเพื่อให้ระบบน้ำป้อนของหม้อไอน้ำมีอัตราการป้อนน้ำคงที่ โดยการปรับตั้งแรงดันของน้ำให้มีปริมาณที่เหมาะสม ทำให้อัตราการป้อนน้ำมีความสม่ำเสมอ เพื่อให้หม้อไอน้ำมีประสิทธิภาพทางความร้อนที่สูงขึ้น

บรรณานุกรม

- [1] Paisarn Naphon Jamnean Suwagrai. (2006). Effect of curvature ratios on the heat transfer and flow developments in the horizontal spirally coiled tubes. Thailand: Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Srinakharinwirot University
- [2] Wang, L. and Cheng, K.C., 1996 “Flow transition and combine forced convective heat transfer in a rotating curve circular tube”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 39, pp. 3381-3400
- [3] Gupta, A.k. “Flame Characteristics and Challenges With High Temperature Air Combustion” Proc. 2nd International Seminar on High Temperature AirCombustion Jan. 17-18 , 2000.
- [4] Hasegawa. T ., and Tanaka, R. “High Temperature Air Combustion” JSME International Journal. 4l : 1079-1084.
- [5] Syred, N., Chigier N.A. and Beer J.M. “Flame Stabilization in Recirculation Zones of Jets With Swirl.” Thirteenth Symposium on Combustion, The Combustion Institute. (1971) : 617-624.
- [6] Gouldin, F.C., Depsky J.S. and Lee S-L. “Volocity Field Characteristics of a Swirling Flow Combustion.” AIAA Journal. Vol.23. No.1. (1985) : 95-102.
- [7] Chung-Jen Tseng and John R. Howell, 1994, “Liquid Fuel Combustion With Porous Inert Media”, Heat Transfer with Combined Modes, Vol. 299.
- [8] Yoshinori Itaya, Tomohiro Suzuki and Masanobu Hasatani, 1995, “Combustion Characteristics of a Liquid Fuel in a Porous Burner”, ASME Thermal Engineering, Vol. 3.
- [9] Michele Kaplan, Matthew J.Hall, 1995, “The Combustion of Liquid Fuels within a Porous Media Radiant Burner”, Experimental Thermal and Fluid Science 1995, 11: 11-20.
- [10] บุญยฤทธิ์ ประสาทแก้ว และสำเร็จ จักรใจ, 2544, “การระเหยและการเผาไหม้ของละอองเชื้อเพลิงเหลวภายในวัสดุพรุน”, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 15, 28-30 พฤศจิกายน, มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ (ประสานมิตร), กรุงเทพฯ, หน้า CM-34 ถึง CM-43.
- [11] จิรวัดน์ กิตติคุณ. (2548). การผลิตไอน้ำสำหรับอุตสาหกรรมในครัวเรือนโดยใช้เตาเผาแบบตะกรับเลื่อนเป็นแหล่งให้ความร้อน. คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม.

บรรณานุกรม (ต่อ)

- [12] สำเร็จ จักรใจ. การเผาไหม้ Combustion. พิมพ์ครั้งที่ 1. กรุงเทพฯ : สำนักพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2547.
- [13] Stephen R. Turns. An introduction to Combustion. 3sted. Boston : McGRAW-HILL, 2012.
- [14] http://www2.dede.go.th/bhrd/old/cathai/d_calsavethai_SPRE_t.html



ภาคผนวก



ภาคผนวก ก
รายละเอียดการคำนวณ



การออกแบบหม้อไอน้ำ

การออกแบบได้มีการแบ่งออกเป็นสองส่วนหลักๆ คือ ส่วนของห้องเผาไหม้และส่วนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน มีขั้นตอนการออกแบบดังนี้

การวิเคราะห์องค์ประกอบของเชื้อเพลิง

การวิเคราะห์การเผาไหม้ของแก๊สหุงต้ม (LPG) เพื่อต้องการคำนวณหาอัตราปริมาณการป้อนอากาศและปริมาณไอเสีย

ตารางที่ ก.1 องค์ประกอบคิดเป็น % โดยน้ำหนักของแก๊สหุงต้ม(LPG)

องค์ประกอบ	% โดยน้ำหนัก	น้ำหนักโมเลกุล (kg/mol)
โพรเพน C ₃ H ₈	70	44
บิวเทน C ₄ H ₁₀	30	58

ปริมาณร้อยละของแก๊สแต่ละชนิดในไอเสียแห้งที่เกิดขึ้นเมื่อวิเคราะห์ต่อ 1 kg



$$44 \text{ kg} + 5(32) \text{ kg} = 204 \text{ kg}$$

$$1 \text{ kg} + 3.636 \text{ kg} = 4.636 \text{ kg}$$

ดังนั้น 0.7 kg C₃H₈ จะใช้ O₂ = 3.636 × 0.7 = 2.545 kg



$$58 + 6.5(32) = 266 \text{ kg}$$

$$1 \text{ kg} + 3.586 = 4.586$$

ดังนั้น 0.3 kg C₄H₁₀ จะใช้ O₂ = 3.586 × 0.3 = 1.075 kg

$$\text{ได้ปริมาณ } O_2 \text{ เพื่อการเผาไหม้ทั้งหมด} = 2.545 + 1.075$$

$$= 3.6 \text{ kg}$$

ในอากาศมี O₂ อยู่ร้อยละ 23.2 โดยน้ำหนัก

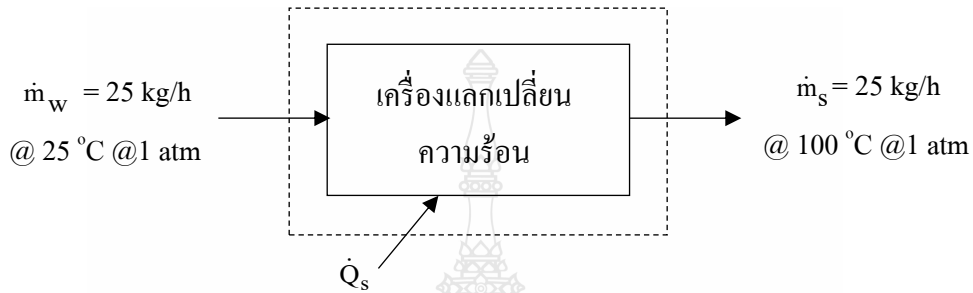
ดังนั้นจะต้องใช้อากาศ (ทฤษฎี)

$$= 3.6/0.232$$

$$= 15.5 \text{ kg/kg}_{LPG}$$

การวิเคราะห์พลังงาน

อัตราความร้อนที่ระบบต้องการ ความร้อนเพื่อใช้ในการทำให้น้ำป้อนกลายเป็นไอน้ำเมื่อต้องการผลิตไอน้ำให้ได้ 25 kg/h ที่อุณหภูมิ 100 °C @ 1 atm สามารถคำนวณหาอัตราการให้ความร้อนได้จากการสมดุลพลังงานรอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



จะได้ $\dot{Q}_s = m_s (h_s - h_w)$
 เมื่อ $\dot{Q}_s =$ อัตราความร้อนที่ระบบต้องการ, kW
 $m_s =$ อัตราการผลิตไอน้ำ (0.0069 kg/s)
 $h_w =$ ค่าเอนทาลปีของน้ำที่ 25 °C atm (104.83 kJ/kg)
 $h_s =$ ค่าเอนทาลปีของไอน้ำที่ 100 °C (2675.6 kJ/kg)

ดังนั้น ปริมาณความร้อนที่ระบบต้องการ
 $= 0.0069 \times (2675.6 - 104.83)$
 $= 17.7 \text{ kW}$

อัตราความร้อนที่ป้อนให้ระบบ สำหรับให้ความร้อนในการออกแบบจะสมมุติให้อัตราความร้อนที่ป้อนให้ระบบมีค่ามากกว่าอัตราความร้อนที่ระบบต้องการ (17.7 kW) สามารถคำนวณหาอัตราการป้อนเชื้อเพลิงเมื่อเพิ่มอัตราเป็น 120 % (21.24 kW)

$$\dot{Q} = \dot{m}_f (\text{HHV})$$

$\dot{Q} =$ อัตราการความร้อนที่ป้อนให้ระบบเป็น 120 % (21.24 kW)
 $\dot{m}_f =$ อัตราการป้อนเชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้, kg/s
 $\text{HHV} =$ ค่าความร้อนสูงของแก๊สหุงต้ม(LPG) (50,152 kJ/kg)
 $\dot{m}_f = 21.24/50,152$
 $= 0.00042 \text{ kg/s}$

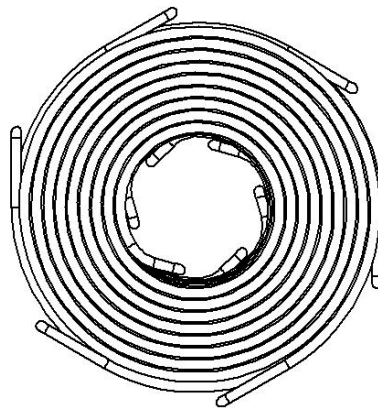
$$\begin{aligned}
 &= 1.5 \text{ kg/h} \\
 \text{ปริมาณอากาศที่ใช้จริง} &= 23.25 \text{ kg/kg}_{\text{LPG}} \\
 \text{อัตราการป้อนเชื้อเพลิง} &= 0.000417 \text{ kg/s} \\
 \therefore \text{อัตราการป้อนอากาศ} &= 0.00645 \text{ kg/s}
 \end{aligned}$$

อุณหภูมิทางเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะเกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้เพื่อนำไปใช้ในการคำนวณหาพื้นที่ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถกำหนดจากการศึกษาอุณหภูมิที่ได้จากการเผาไหม้จากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง เท่ากับ $750 \text{ }^{\circ}\text{C}$

อุณหภูมิทางออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะเกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้เพื่อนำไปใช้ในการคำนวณหาพื้นที่ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถกำหนดจากการศึกษาอุณหภูมิที่ปล่อยทิ้งจากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง เท่ากับ $200 \text{ }^{\circ}\text{C}$

การหาขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การหาขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ออกแบบโดยใช้วิธี Effectiveness-NTU Method โดยออกแบบให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นรูปทรงกระบอกวางในแนวนอนติดกับห้องเผาไหม้ซึ่งมีการจัดเรียงทับกันอยู่ในห้องเผาไหม้จำนวน 6 ชุด ดังแสดงในภาพประกอบที่ ก.1



รูปที่ ก.1 ลักษณะภายในถังของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

กำหนดให้

$$T_w = \text{อุณหภูมิน้ำเข้า (25 }^{\circ}\text{C)}$$

$$T_{\text{boiling}} = \text{อุณหภูมิน้ำเดือด (100 }^{\circ}\text{C)}$$

$$T_s = \text{อุณหภูมิไอน้ำออก (100 }^{\circ}\text{C)}$$

$$T_g = \text{อุณหภูมิแก๊สร้อนเข้า (750 }^{\circ}\text{C)}$$

$$T_{go} = \text{อุณหภูมิแก๊สร้อนออก (200}^{\circ}\text{C)}$$

อัตราการความจุของไหลร้อน

$$C_h = \dot{m}_h \times C_{p_h} = 0.00645 \times 1.006 = 0.00649 \text{ kW/}^{\circ}\text{C}$$

อัตราการความจุของไหลเย็น

เนื่องจากของไหลเย็นจะมีการเปลี่ยนเฟสจากน้ำกลายเป็นไอน้ำ จำทำให้ค่า

$$C_c = \dot{m}_c \times C_{p_c} \rightarrow \infty$$

อัตราจุความร้อนที่ต่ำที่สุด

$$C_{\min} = C_h = 0.00649 \text{ kW/}^{\circ}\text{C}$$

อัตราส่วนความจุ

$$C = C_{\min} / C_{\max} \rightarrow 0$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด

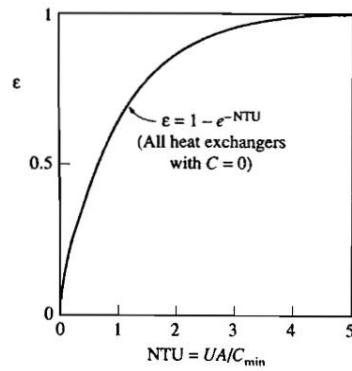
$$\begin{aligned} Q_{\max} &= C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \\ &= 0.00649 \times (750 - 45) \\ &= 4.57 \text{ kW} \end{aligned}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนจริง

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{act} &= C_h (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ &= 0.00649 \times (750 - 200) \\ &= 3.56 \text{ kW} \end{aligned}$$

ค่าประสิทธิภาพ

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \dot{Q}_{act} / \dot{Q}_{mac} \\ &= 3.56 / 4.57 \\ &= 0.77 \end{aligned}$$



รูปที่ ก.2 กราฟเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทุกชนิด

จากกราฟ All Heat Exchanger

จะได้ค่า $NTU = 2$

พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนหาได้จาก

$$A = (NTU \times C_{\min})/U$$

$$A = \text{พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, m}^2$$

$$NTU = \text{ตัวเลข NTU (2)}$$

$$U = \text{ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (17 W/m}^2 \cdot \text{°C)}$$

พื้นที่ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน: A

$$A = 2 \times 6.49 / 17$$

$$= 0.76 \text{ m}^2$$

ความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน: L

$$A = n\pi DL$$

$$L = \frac{A}{n\pi D}$$

$$= 0.76 / (6 \times 3.14 \times 0.008)$$

$$= 5.04 \text{ m}$$

คำนวณประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหม้อไอน้ำ

การหาประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ

$$\eta_{boiler} = \frac{\dot{m}_s (h_s - h_w)}{\dot{m}_f \cdot LHV} \times 100$$

ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ	= η_{boiler}
มวลของไอน้ำ	= kg/h
เอนทัลปีของน้ำป้อน	= kJ/kg
เอนทัลปีของไอน้ำ	= kJ/kg
ปริมาณเชื้อเพลิง	= kg/h
ค่าความร้อนต่ำของแก๊สหุงต้ม	= kJ/kg

การคำนวณประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหม้อไอน้ำสำหรับการทดลองที่ 1

1 การคำนวณประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อชุด (STSG) มีค่าอากาศส่วนเกินที่ 0%

$$\eta_{boiler} = \frac{\dot{m}_s (h_s - h_w)}{\dot{m}_f \cdot LHV} \times 100$$

ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ	= η_{boiler}
มวลของไอน้ำ	= 5.43 kg/h
เอนทัลปีของน้ำป้อน (30 °C)	= 125.74 kJ/kg
เอนทัลปีของไอน้ำ (100 °C)	= 2675.6 kJ/kg
ปริมาณเชื้อเพลิง (LPG)	= 1.5 kg/h
ค่าความร้อนต่ำของแก๊สหุงต้ม	= 46,607 kJ/kg

$$\begin{aligned}\eta_{boiler} &= \frac{5.43(2675.6 - 125.74)}{1.5 \times 46607} \times 100 \\ &= 19.80 \%\end{aligned}$$

2 การคำนวณประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG) มีค่าอากาศส่วนเกินที่ 5%

$$\eta_{boiler} = \frac{\dot{m}_s (h_s - h_w)}{\dot{m}_f \cdot LHV} \times 100$$

ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ = η_{boiler}

มวลของไอน้ำ = 6.24 kg/h

เอนทัลปีของน้ำป้อน (30 °C) = 125.74 kJ/kg

เอนทัลปีของไอน้ำ (100 °C) = 2675.6 kJ/kg

ปริมาณเชื้อเพลิง (LPG) = 1.5 kg/h

ค่าความร้อนต่ำของแก๊สหุงต้ม = 46,607 kJ/kg

$$\eta_{boiler} = \frac{6.24(2675.6 - 125.74)}{1.5 \times 46607} \times 100$$

$$= 22.76 \%$$

3 การคำนวณประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG) มีค่าอากาศส่วนเกินที่ 10%

$$\eta_{boiler} = \frac{\dot{m}_s (h_s - h_w)}{\dot{m}_f \cdot LHV} \times 100$$

ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ = η_{boiler}

มวลของไอน้ำ = 6.52 kg/h

เอนทัลปีของน้ำป้อน (30 °C) = 125.74 kJ/kg

เอนทัลปีของไอน้ำ (100 °C) = 2675.6 kJ/kg

ปริมาณเชื้อเพลิง (LPG) = 1.5 kg/h

ค่าความร้อนต่ำของแก๊สหุงต้ม = 46,607 kJ/kg

$$\eta_{boiler} = \frac{6.52(2675.6 - 125.74)}{1.5 \times 46607} \times 100$$

$$= 23.78 \%$$

4 การคำนวณประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG) มีค่าอากาศส่วนเกินที่ 15%

$$\eta_{boiler} = \frac{\dot{m}_s (h_s - h_w)}{\dot{m}_f \cdot LHV} \times 100$$

ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ = η_{boiler}

มวลของไอน้ำ = 7.06 kg/h

เอนทัลปีของน้ำป้อน (30 °C) = 125.74 kJ/kg

เอนทัลปีของไอน้ำ (100 °C) = 2675.6 kJ/kg

ปริมาณเชื้อเพลิง (LPG) = 1.5 kg/h

ค่าความร้อนต่ำของแก๊สหุงต้ม = 46,607 kJ/kg

$$\eta_{boiler} = \frac{7.06(2675.6 - 125.74)}{1.5 \times 46607} \times 100$$

$$= 25.75 \%$$

5 การคำนวณประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด (STSG) มีค่าอากาศส่วนเกินที่ 20%

$$\eta_{boiler} = \frac{\dot{m}_s (h_s - h_w)}{\dot{m}_f \cdot LHV} \times 100$$

ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ = η_{boiler}

มวลของไอน้ำ = 6.68 kg/h

เอนทัลปีของน้ำป้อน (30 °C) = 125.74 kJ/kg

เอนทัลปีของไอน้ำ (100 °C) = 2675.6 kJ/kg

ปริมาณเชื้อเพลิง (LPG) = 1.5 kg/h

ค่าความร้อนต่ำของแก๊สหุงต้ม = 46,607 kJ/kg

$$\eta_{boiler} = \frac{6.68(2675.6 - 125.74)}{1.5 \times 46607} \times 100$$

$$= 24.36$$

การคำนวณประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหม้อไอน้ำสำหรับการทดลองที่ 2

1 การคำนวณประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อชุด (STSG) ที่อัตราน้ำป้อน 16 kg/h

$$\eta_{boiler} = \frac{\dot{m}_s (h_s - h_w)}{\dot{m}_f \cdot LHV} \times 100$$

ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ = η_{boiler}

มวลของไอน้ำ = 16.32 kg/h

เอนทัลปีของน้ำป้อน (29.3 °C) = 122.38 kJ/kg

เอนทัลปีของไอน้ำ (120.4 °C) = 2706.48 kJ/kg

ปริมาณเชื้อเพลิง (LPG) = 1.596 kg/h

ค่าความร้อนต่ำของแก๊สหุงต้ม = 46,607 kJ/kg

$$\begin{aligned}\eta_{boiler} &= \frac{16.32(2706.48 - 122.38)}{1.596 \times 46607} \times 100 \\ &= 56.70 \%\end{aligned}$$

2 การคำนวณประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อชุด (STSG) ที่อัตราน้ำป้อน 19kg/h

$$\eta_{boiler} = \frac{\dot{m}_s (h_s - h_w)}{\dot{m}_f \cdot LHV} \times 100$$

ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ = η_{boiler}

มวลของไอน้ำ = 19.19 kg/h

เอนทัลปีของน้ำป้อน (29.1 °C) = 121.55 kJ/kg

เอนทัลปีของไอน้ำ (119.6 °C) = 2706.23 kJ/kg

ปริมาณเชื้อเพลิง (LPG) = 1.536 kg/h

ค่าความร้อนต่ำของแก๊สหุงต้ม = 46,607 kJ/kg

$$\begin{aligned}\eta_{boiler} &= \frac{19.19(2706.23 - 121.55)}{1.536 \times 46607} \times 100 \\ &= 69.29 \%\end{aligned}$$

3 การคำนวณประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อชุด (STSG) ที่อัตราน้ำป้อน 22kg/h

$$\eta_{boiler} = \frac{\dot{m}_s (h_s - h_w)}{\dot{m}_f \cdot LHV} \times 100$$

ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ = η_{boiler}

มวลของไอน้ำ = 22.50 kg/h

เอนทัลปีของน้ำป้อน (30.5 °C) = 127.40 kJ/kg

เอนทัลปีของไอน้ำ (118.6 °C) = 2703.37 kJ/kg

ปริมาณเชื้อเพลิง (LPG) = 1.524 kg/h

ค่าความร้อนต่ำของแก๊สหุงต้ม = 46,607 kJ/kg

$$\eta_{boiler} = \frac{22.50(2703.37 - 127.40)}{1.524 \times 46607} \times 100$$

$$= 81.60 \%$$

4 การคำนวณประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อชุด (STSG) ที่อัตราน้ำป้อน 25kg/h

$$\eta_{boiler} = \frac{\dot{m}_s (h_s - h_w)}{\dot{m}_f \cdot LHV} \times 100$$

ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ = η_{boiler}

มวลของไอน้ำ = 25.36 kg/h

เอนทัลปีของน้ำป้อน (29.5 °C) = 123.22 kJ/kg

เอนทัลปีของไอน้ำ (117.1 °C) = 2701.17 kJ/kg

ปริมาณเชื้อเพลิง (LPG) = 1.548 kg/h

ค่าความร้อนต่ำของแก๊สหุงต้ม = 46,607 kJ/kg

$$\eta_{boiler} = \frac{25.36(2701.17 - 123.22)}{1.548 \times 46607} \times 100$$

$$= 90.62 \%$$

5 การคำนวณประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อชุด (STSG) ที่อัตราน้ำป้อน 28kg/h

$$\eta_{boiler} = \frac{\dot{m}_s (h_s - h_w)}{\dot{m}_f \cdot LHV} \times 100$$

ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ = η_{boiler}

มวลของไอน้ำ = 28.67 kg/h

เอนทัลปีของน้ำป้อน (30.7 °C) = 128.23 kJ/kg

เอนทัลปีของไอน้ำ (113.0 °C) = 2695.82 kJ/kg

ปริมาณเชื้อเพลิง (LPG) = 1.560 kg/h

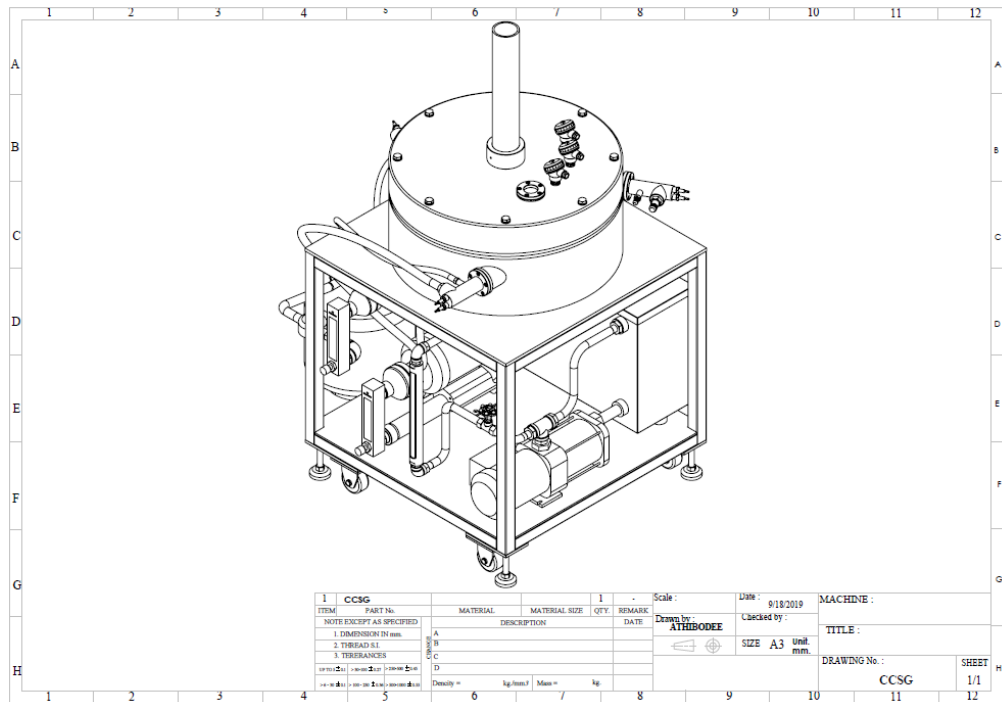
ค่าความร้อนต่ำของแก๊สหุงต้ม = 46,607 kJ/kg

*การทดลองที่ 2 ตัวอย่างที่ 5 ไอน้ำมีน้ำผสม

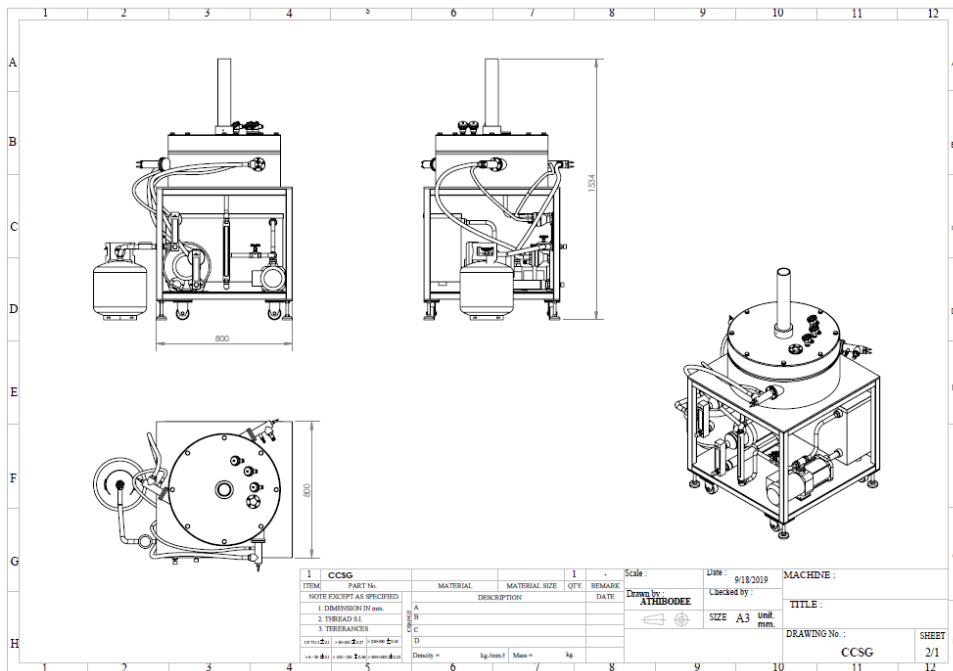


ภาคผนวก ข.
รูปแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซด

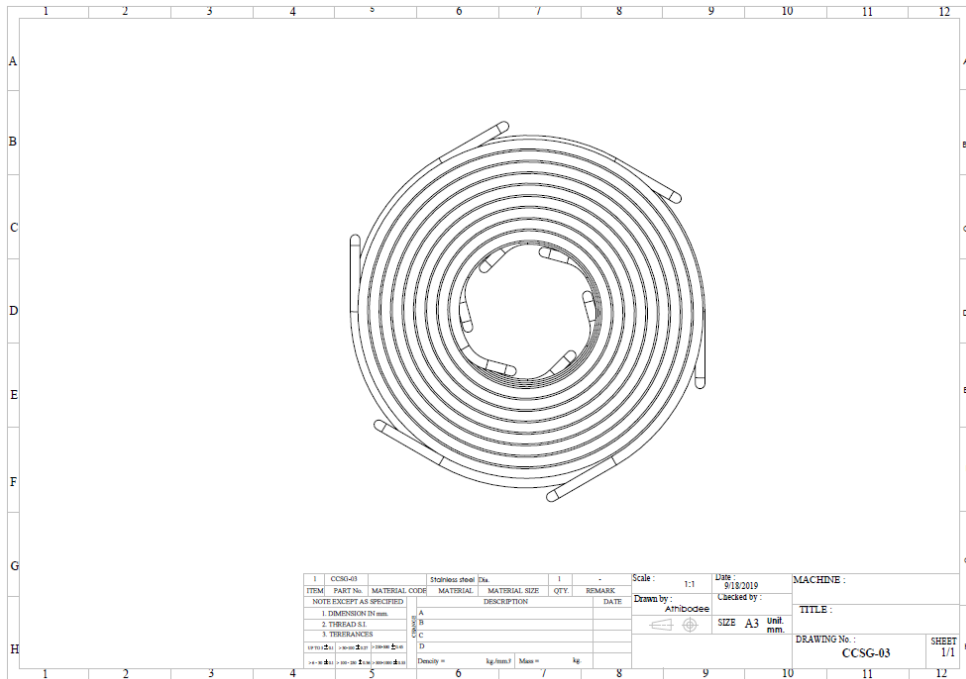




รูปที่ ข.1 แบบห้องเผาไหม้เครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด



รูปที่ ข.2 แบบด้านหน้า, ด้านข้าง และด้านบน ของห้องเผาไหม้เครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด



รูปที่ ข.3 แบบท่อขดของห้องเผาไหม้เครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด



ภาคผนวก ค.
รูปการสร้างเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขดและการทดลอง





รูปที่ ค.1 ชั้นส่วนโครงสร้างห้องเผาไหม้



รูปที่ ค.2 ชั้นส่วนโครงสร้างห้องเผาไหม้ส่วนฝา



รูปที่ ค.3 การวางเซรามิกซ์เปเปอร์เพื่อเป็นฉนวนภายในห้องเผาไหม้



รูปที่ ค.4 การเตรียมงานเทคอนกรีตทนไฟ



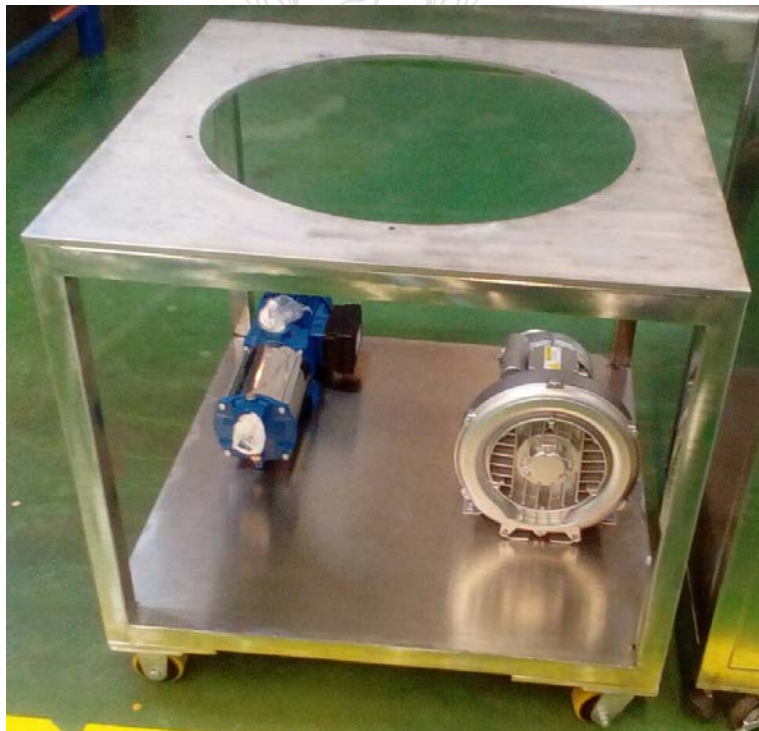
รูปที่ ค.5 การเทคอนกรีตทนไฟในส่วนฝาของห้องเผาไหม้



รูปที่ ค.6 การวางแบบหล่อคอนกรีตทนไฟ



รูปที่ ค.7 การเทคอนกรีตทนไฟภายในห้องเผาไหม้



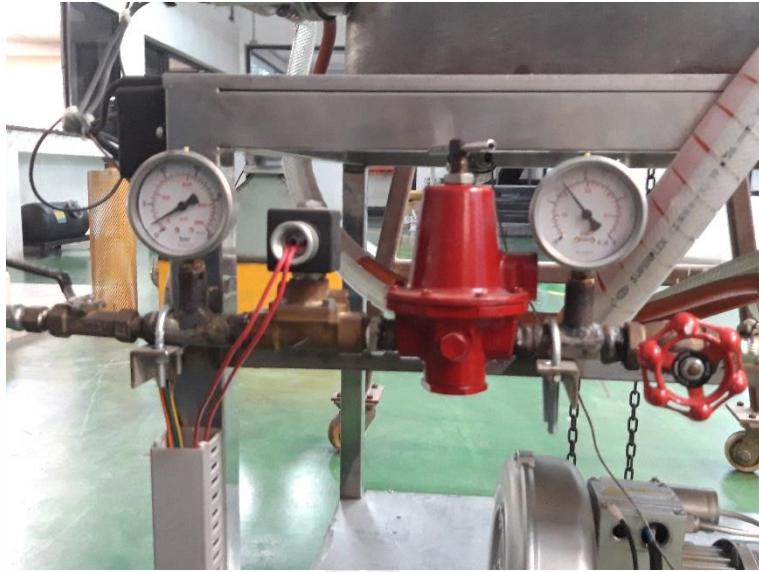
รูปที่ ค.8 โครงสร้างของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อชุด



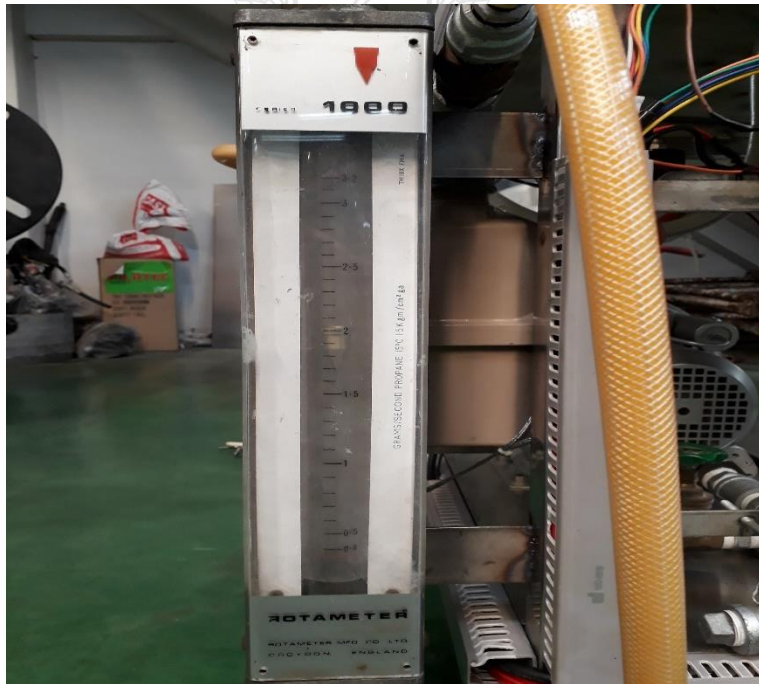
รูปที่ ค.9 การประกอบชุดหัวเผาไหม้ของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อซด



รูปที่ ค.10 การประกอบฝาห้องเผาไหม้



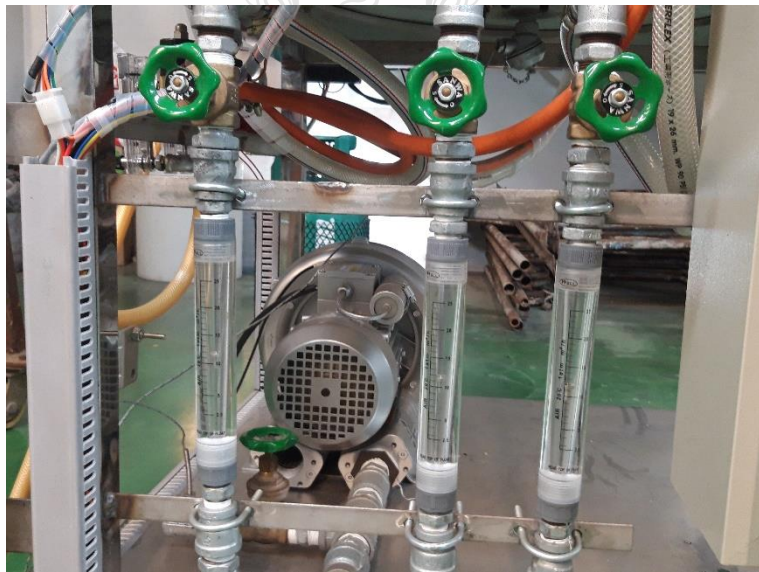
รูปที่ ค.11 การติดตั้งระบบควบคุมการป้อนแก๊ส



รูปที่ ค.12 การติดตั้งระบบป้อนแก๊สหลัก



รูปที่ ค.13 การติดตั้งระบบป้อนแก๊สแยก 3 ช่องทาง



รูปที่ ค.14 การติดตั้งระบบป้อนอากาศ



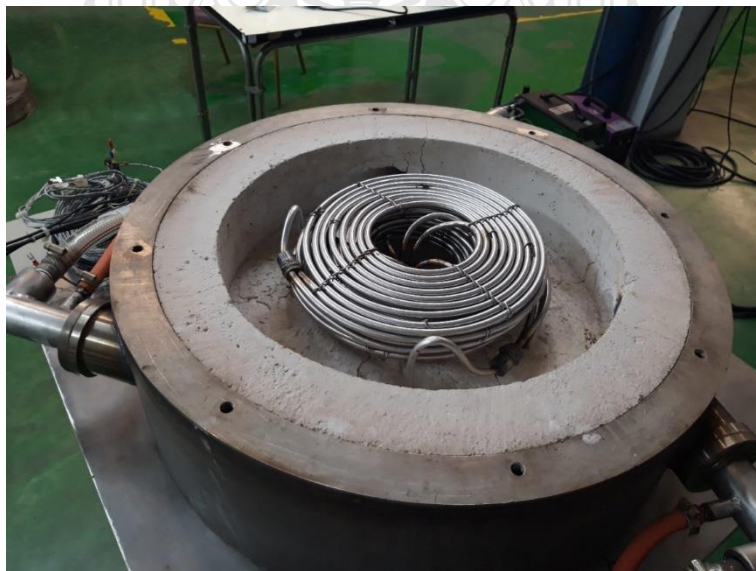
รูปที่ ค.15 การติดตั้งระบบไฟฟ้า



รูปที่ ค.16 ทดลองเดินระบบการเผาไหม้และแก้ไขปรับปรุงระบบ



รูปที่ ค.17 ทดลองเดินระบบการเผาไหม้ และปรับจูนระบบ



รูปที่ ค.18 การติดตั้งท่อขดของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด



รูปที่ ค.19 ถังป้อนน้ำเข้าระบบ



รูปที่ ค.20 ถังรวมระบบไอน้ำ



รูปที่ ค.21 การทดลองที่ 1 เตินระบบเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด และเก็บข้อมูลการทดลอง



รูปที่ ค.22 การทดลองที่ 2 เตินระบบเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบท่อขด และเก็บข้อมูลการทดลอง

ภาคผนวก ง.
ตารางที่ใช้ในการคำนวณ



คอนกรีตทนไฟ

	คอนกรีตทนไฟชนิดทั่วไป						คอนกรีตทนไฟชนิดที่มีปริมาณซีเมนต์น้อย (LCC)			คอนกรีตทนไฟชนิดที่มีปริมาณซีเมนต์น้อยมาก (ULCC)
	NORMAL	ES SERIES	LW SERIES	CG SERIES	NEOCAS SERIES	C-SERIES	EAZYFLOW SERIES			
จุดเด่น	<ul style="list-style-type: none"> • สำหรับใช้กับงานหล่อทั่วไป 	<ul style="list-style-type: none"> • สำหรับงานที่ต้องการความแข็งแรงสามารถรับน้ำหนักได้ดี 	<ul style="list-style-type: none"> • เป็นฉนวนป้องกันความร้อนและการรบกวนเสียง 	<ul style="list-style-type: none"> • สำหรับงานที่ต้องการความแข็งแรงทนต่อการขัดสีและการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิอย่างฉับพลัน 	<ul style="list-style-type: none"> • เหมาะสำหรับงานที่ต้องการความทนทานสูง 	<ul style="list-style-type: none"> • เหมาะสำหรับงานที่ต้องการความทนทานสูงเป็นพิเศษ • ทนต่อการกัดกร่อนของอัลคาไลได้ดีเยี่ยม 	<ul style="list-style-type: none"> • มีคุณสมบัติไหลตัวได้ดี • เหมาะสำหรับบริเวณที่หลอเยาและซับซ้อน 	<ul style="list-style-type: none"> • เหมาะสำหรับการใช้งานที่ทนทานสูงเป็นพิเศษ 	<ul style="list-style-type: none"> • เหมาะสำหรับการใช้งานที่ทนทานสูง 	<ul style="list-style-type: none"> • เหมาะสำหรับการใช้งานที่อุณหภูมิสูงกว่า 1,700 °C ที่ต้องการความแข็งแรงสูงทนต่อการขัดสีและการกัดกร่อนจากปฏิกิริยาทางเคมี
ชื่อสินค้า	-CAST 13 -CAST 15 -CAST 16 -CAST 16 SP -CAST 18 -CAST 18 SP	-CAST 13 ES -CAST 15 ES	-CAST 10 LW -CAST 11 LW -CAST 13 LW -CAST 15 LW	-CAST 13 CG -CAST 14 CG -CAST 17 CG	-NEOCAS 1350 -NEOCAS 1450 -NEOCAS 1550 -NEOCAS 1650 -NEOCAS 1800	-C 58 -C 40 A -C 60 A -C 70 A	-EAZYFLOW 40 -EAZYFLOW 60 -EAZYFLOW 80 -EAZYFLOW 85	-C 82 -C 95 -ALCOM 90		

คอนกรีตทนไฟปกติทั่วไป (Conventional Castables)																											
Properties of Products	Normal Conventional Castable						Extra Strength (ES Series)		Lightweight (LW Series)				Coarse Grain (CG Series)														
	CAST 13	CAST 15	CAST 16	CAST 16 SP	CAST 18	CAST 18 SP	CAST 13 ES	CAST 15 ES	CAST 10 LW	CAST 11 LW	CAST 13 LW	CAST 15 LW	CAST 18 LW	CAST 13 CG	CAST 14 CG	CAST 17 CG											
Physical Properties : (Typical)																											
Maximum Service Temperature	1300	1500	1600	1600	1800	1800	1300	1500	1000	1100	1300	1500	1800	1300	1400	1700											
°C																											
Approximate Weight Required for Casting	2010	2200	2300	2720	2720	2720	2010	2150	600	860	1300	1450	1450	2110	2220	2560											
kg/m ³																											
Approximate Amount of Water Required for Casting	11	11	10	10	9	10	11	11	110	50	30	22	20	11	10	10											
%																											
Bulk Density after Drying at 110 °C	2070	2125	2230	2250	2800	2800	2115	2150	580	1000	1400	1500	1650	2155	2290	2640											
kg/m ³																											
Modulus of Rupture after Drying at 110 °C	70	70	70	70	100	120	80	80	3	7	25	30	30	60	80	70											
kg/cm ²																											
Cold Crushing Strength after Drying at 110 °C	380	300	400	400	650	650	450	400	6	40	125	150	150	380	380	350											
kg/cm ²																											
Permanent Linear Change	+0.50	-0.50	-0.20	-0.20	-0.50	-0.50	+0.50	-1.00	-0.90	-0.80	-0.04	-0.80	-0.40	+0.50	-0.03	-0.60											
%																											
after Heating at	1260	1480	1595	1595	1760	1760	1260	1480	925	1040	1260	1480	1760	1260	1370	1705											
°C																											
Thermal Conductivity at 400 °C	1.15	1.18	1.20	1.20	1.87	1.87	1.15	1.21	0.18	0.25	0.36	0.59	0.82	1.18	1.22	1.85											
(W/m.K)																											
at 600 °C	1.18	1.23	1.25	1.25	1.87	1.87	1.18	1.26	0.20	0.30	0.38	0.60	0.76	1.23	1.27	1.85											
(W/m.K)																											
at 1000 °C	1.30	1.38	1.40	1.40	1.90	1.90	1.30	1.41		0.40	0.42	0.63	0.73	1.38	1.42	1.87											
(W/m.K)																											
Chemical Composition : Approximate																											
Alumina (Al ₂ O ₃)	36.5	48.0	60.0	59.5	93.5	54.0	36.0	50.0	24.0	14.5	41.0	66.0	94.5	38.5	48.0	87.5											
%																											
Silica (SiO ₂)	52.0	40.0	33.0	32.5	0.2	0.2	50.0	37.0	44.0	54.5	42.0	15.0	0.5	49.0	38.0	5.0											
%																											
Iron Oxide (Fe ₂ O ₃)	1.5	1.5	1.4	1.4	0.2	0.2	1.5	1.5	1.0	0.5	1.5	1.5	0.1	1.5	1.5	1.5											
%																											

The given data are typical values of which the properties of the samples tested according to the procedures and standard of Siam Refractory generally accepted by our customers for many years. The above data cannot be used for specification or guarantee purpose. Siam Refractory reserves the right to update the above data and change our internal procedure and standard without any prior notice. Please request MSDS for safety information by contacting SRIC or authorized distributors

คอนกรีตทนไฟชนิดมีปริมาณซีเมนต์น้อยและชนิดมีปริมาณซีเมนต์น้อยมาก (Low Cement Castables (LCC) & Ultra Low Cement Castable (ULCC))																	
Properties of Products	LCC						ULCC										
	Neocas Series			C Series			Eazyflow										
	NECAS 1350	NECAS 1450	NECAS 1550	NECAS 1650	NECAS 1750	NECAS 1800	C 58	C 40 A	C 60 A	C 70 A	EAZYFLOW 40	EAZYFLOW 60	EAZYFLOW 80	EAZYFLOW 85	C 82	ALCOM 90	C 95
Physical Properties : (Typical)																	
Maximum Service Temperature	°C																
Approximate Weight Required for Casting	kg/m ³																
Approximate Amount of Water Required for Casting	%																
Bulk Density after Drying at 110 °C	kg/m ³																
Modulus of Rupture after Drying at 110 °C	kg/cm ²																
Cold Crushing Strength after Drying at 110 °C	kg/cm ²																
Permanent Linear Change after Heating at	%																
Thermal Conductivity at 400 °C	(W/m.K)																
at 600 °C	(W/m.K)																
at 1000 °C	(W/m.K)																
Chemical Composition : Approximate																	
Alumina (Al ₂ O ₃)	%																
Silica (SiO ₂)	%																
Iron Oxide (Fe ₂ O ₃)	%																

The given data are typical values of which the properties of the samples tested according to the procedure and standard of Siam Refractory generally accepted by our customers for many years. The above data cannot be used for specification or guarantee purpose. Siam Refractory reserves the right to update the above data and change our internal procedure and standard without any prior notice. Please request MSDS for safety information by contacting SRIC or authorized distributors

TABLE A-4

Saturated water—Temperature table

Temp., T °C	Sat. press., P_{sat} kPa	Specific volume, m^3/kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, $\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$		
		Sat. liquid, v_f	Sat. vapor, v_g	Sat. liquid, u_f	Evap., u_{fg}	Sat. vapor, u_g	Sat. liquid, h_f	Evap., h_{fg}	Sat. vapor, h_g	Sat. liquid, s_f	Evap., s_{fg}	Sat. vapor, s_g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302



TABLE A-6

Superheated water

<i>T</i> °C	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K
<i>P</i> = 0.01 MPa (45.81°C)*												
Sat.†	14.670	2437.2	2583.9	8.1488	3.2403	2483.2	2645.2	7.5931	1.6941	2505.6	2675.0	7.3589
50	14.867	2443.3	2592.0	8.1741								
100	17.196	2515.5	2687.5	8.4489	3.4187	2511.5	2682.4	7.6953	1.6959	2506.2	2675.8	7.3611
150	19.513	2587.9	2783.0	8.6893	3.8897	2585.7	2780.2	7.9413	1.9367	2582.9	2776.6	7.6148
200	21.826	2661.4	2879.6	8.9049	4.3562	2660.0	2877.8	8.1592	2.1724	2658.2	2875.5	7.8356
250	24.136	2736.1	2977.5	9.1015	4.8206	2735.1	2976.2	8.3568	2.4062	2733.9	2974.5	8.0346
300	26.446	2812.3	3076.7	9.2827	5.2841	2811.6	3075.8	8.5387	2.6389	2810.7	3074.5	8.2172
400	31.063	2969.3	3280.0	9.6094	6.2094	2968.9	3279.3	8.8659	3.1027	2968.3	3278.6	8.5452
500	35.680	3132.9	3489.7	9.8998	7.1338	3132.6	3489.3	9.1566	3.5655	3132.2	3488.7	8.8362
600	40.296	3303.3	3706.3	10.1631	8.0577	3303.1	3706.0	9.4201	4.0279	3302.8	3705.6	9.0999
700	44.911	3480.8	3929.9	10.4056	8.9813	3480.6	3929.7	9.6626	4.4900	3480.4	3929.4	9.3424
800	49.527	3665.4	4160.6	10.6312	9.9047	3665.2	4160.4	9.8883	4.9519	3665.0	4160.2	9.5682
900	54.143	3856.9	4398.3	10.8429	10.8280	3856.8	4398.2	10.1000	5.4137	3856.7	4398.0	9.7800
1000	58.758	4055.3	4642.8	11.0429	11.7513	4055.2	4642.7	10.3000	5.8755	4055.0	4642.6	9.9800
1100	63.373	4260.0	4893.8	11.2326	12.6745	4259.9	4893.7	10.4897	6.3372	4259.8	4893.6	10.1698
1200	67.989	4470.9	5150.8	11.4132	13.5977	4470.8	5150.7	10.6704	6.7988	4470.7	5150.6	10.3504
1300	72.604	4687.4	5413.4	11.5857	14.5209	4687.3	5413.3	10.8429	7.2605	4687.2	5413.3	10.5229
<i>P</i> = 0.05 MPa (81.32°C)												
<i>P</i> = 0.10 MPa (99.61°C)												
<i>P</i> = 0.20 MPa (120.21°C)												
Sat.	0.88578	2529.1	2706.3	7.1270	0.60582	2543.2	2724.9	6.9917	0.46242	2553.1	2738.1	6.8955
150	0.95986	2577.1	2769.1	7.2810	0.63402	2571.0	2761.2	7.0792	0.47088	2564.4	2752.8	6.9306
200	1.08049	2654.6	2870.7	7.5081	0.71643	2651.0	2865.9	7.3132	0.53434	2647.2	2860.9	7.1723
250	1.19890	2731.4	2971.2	7.7100	0.79645	2728.9	2967.9	7.5180	0.59520	2726.4	2964.5	7.3804
300	1.31623	2808.8	3072.1	7.8941	0.87535	2807.0	3069.6	7.7037	0.65489	2805.1	3067.1	7.5677
400	1.54934	2967.2	3277.0	8.2236	1.03155	2966.0	3275.5	8.0347	0.77265	2964.9	3273.9	7.9003
500	1.78142	3131.4	3487.7	8.5153	1.18672	3130.6	3486.6	8.3271	0.88936	3129.8	3485.5	8.1933
600	2.01302	3302.2	3704.8	8.7793	1.34139	3301.6	3704.0	8.5915	1.00558	3301.0	3703.3	8.4580
700	2.24434	3479.9	3928.8	9.0221	1.49580	3479.5	3928.2	8.8345	1.12152	3479.0	3927.6	8.7012
800	2.47550	3664.7	4159.8	9.2479	1.65004	3664.3	4159.3	9.0605	1.23730	3663.9	4158.9	8.9274
900	2.70656	3856.3	4397.7	9.4598	1.80417	3856.0	4397.3	9.2725	1.35298	3855.7	4396.9	9.1394
1000	2.93755	4054.8	4642.3	9.6599	1.95824	4054.5	4642.0	9.4726	1.46859	4054.3	4641.7	9.3396
1100	3.16848	4259.6	4893.3	9.8497	2.11226	4259.4	4893.1	9.6624	1.58414	4259.2	4892.9	9.5295
1200	3.39938	4470.5	5150.4	10.0304	2.26624	4470.3	5150.2	9.8431	1.69966	4470.2	5150.0	9.7102
1300	3.63026	4687.1	5413.1	10.2029	2.42019	4686.9	5413.0	10.0157	1.81516	4686.7	5412.8	9.8828
<i>P</i> = 0.30 MPa (133.52°C)												
<i>P</i> = 0.40 MPa (143.61°C)												
<i>P</i> = 0.50 MPa (151.83°C)												
Sat.	0.37483	2560.7	2748.1	6.8207	0.31560	2566.8	2756.2	6.7593	0.24035	2576.0	2768.3	6.6616
200	0.42503	2643.3	2855.8	7.0610	0.35212	2639.4	2850.6	6.9683	0.26088	2631.1	2839.8	6.8177
250	0.47443	2723.8	2961.0	7.2725	0.39390	2721.2	2957.6	7.1833	0.29321	2715.9	2950.4	7.0402
300	0.52261	2803.3	3064.6	7.4614	0.43442	2801.4	3062.0	7.3740	0.32416	2797.5	3056.9	7.2345
350	0.57015	2883.0	3168.1	7.6346	0.47428	2881.6	3166.1	7.5481	0.35442	2878.6	3162.2	7.4107
400	0.61731	2963.7	3272.4	7.7956	0.51374	2962.5	3270.8	7.7097	0.38429	2960.2	3267.7	7.5735
500	0.71095	3129.0	3484.5	8.0893	0.59200	3128.2	3483.4	8.0041	0.44332	3126.6	3481.3	7.8692
600	0.80409	3300.4	3702.5	8.3544	0.66976	3299.8	3701.7	8.2695	0.50186	3298.7	3700.1	8.1354
700	0.89696	3478.6	3927.0	8.5978	0.74725	3478.1	3926.4	8.5132	0.56011	3477.2	3925.3	8.3794
800	0.98966	3663.6	4158.4	8.8240	0.82457	3663.2	4157.9	8.7395	0.61820	3662.5	4157.0	8.6061
900	1.08227	3855.4	4396.6	9.0362	0.90179	3855.1	4396.2	8.9518	0.67619	3854.5	4395.5	8.8185
1000	1.17480	4054.0	4641.4	9.2364	0.97893	4053.8	4641.1	9.1521	0.73411	4053.3	4640.5	9.0189
1100	1.26728	4259.0	4892.6	9.4263	1.05603	4258.8	4892.4	9.3420	0.79197	4258.3	4891.9	9.2090
1200	1.35972	4470.0	5149.8	9.6071	1.13309	4469.8	5149.6	9.5229	0.84980	4469.4	5149.3	9.3898
1300	1.45214	4686.6	5412.6	9.7797	1.21012	4686.4	5412.5	9.6955	0.90761	4686.1	5412.2	9.5625
<i>P</i> = 0.60 MPa (158.83°C)												
<i>P</i> = 0.80 MPa (170.41°C)												

*The temperature in parentheses is the saturation temperature at the specified pressure.

† Properties of saturated vapor at the specified pressure.



Air Properties Definitions

Glenn
Research
Center

Air is a Gas. 78% Nitrogen, 21% Oxygen, traces H₂O, CO₂, Ar, ..

Property	Dimensions	Value (SLS*)	
		Metric	English
Mass, Volume			
Density (ρ)	mass/volume	1.229 kg/m ³	.00237 slug/ft ³
Specific Volume (v)	volume/mass	.814 m ³ /kg	422 ft ³ /slug
Pressure (p)	force/area	101.3 kN/m ²	14.7 lb/in ²
Temperature (T)	degrees	15° C 288° K	59° F 519° R
Viscosity (μ)	force-time/area	1.73 × 10 ⁻⁵ N-s/m ²	3.62 × 10 ⁻⁷ lb-s/ft ²
Gas Constant (R)	energy/mass/deg	.286 J / g / °K	53.5 ft-lb / lb/°R
Specific Heat (c_v)	energy/mass/deg	.715 J / g / °K	.17 BTU / lb/°R
Ratio (γ)	none	1.4	1.4

* Sea Level Static (Standard Day)

คุณสมบัติของอากาศ (Air Properties)

อุณหภูมิเปลี่ยนแปลง

Temperature		Density		Specific heat	Thermal Conductivity	Kinematic Viscosity	Density Ratio	
T		ρ		C_p	η	ν		
°C	°F	kg/m ³	lb/ft ³	kJ/kg.K	W/m.K	m ² /s × 10 ⁻⁴	Up	Down
-150	-238	2.787	0.1740	1.026	0.0116	3.08	0.43	2.31
-100	-148	1.980	0.1236	1.009	0.0160	5.95	0.61	1.64
-50	-58	1.535	0.0958	1.005	0.0204	9.55	0.78	1.27
0	32	1.293	0.0807	1.005	0.0243	13.3	0.93	1.07
20	68	1.205	0.0752	1.005	0.0257	15.11	1.00	1.00
40	104	1.128	0.0704	1.005	0.0271	16.97	1.07	0.94
60	140	1.067	0.0666	1.009	0.0285	18.90	1.13	0.89
80	176	1.000	0.0624	1.009	0.0299	20.94	1.21	0.83
100	212	0.945	0.0590	1.009	0.0314	23.06	1.27	0.78
120	248	0.897	0.0560	1.013	0.0328	25.23	1.34	0.74
140	284	0.854	0.0533	1.013	0.0343	27.55	1.41	0.71
160	320	0.815	0.0509	1.017	0.0358	29.85	1.48	0.68
180	356	0.778	0.0486	1.022	0.0372	32.29	1.55	0.65
200	392	0.746	0.0466	1.026	0.0386	34.63	1.61	0.62
250	482	0.674	0.0421	1.034	0.0421	41.17	1.79	0.56
300	572	0.615	0.0384	1.047	0.0454	47.85	1.96	0.51

Section: Appendix A
Lower and Higher Heating Values of Gas, Liquid and Solid Fuels

Fuels	Lower Heating Value (LHV) [1]			Higher Heating Value (HHV) [1]			Density
	Btu/ft ³ [2]	Btu/lb [3]	MJ/kg [4]	Btu/ft ³ [2]	Btu/lb [3]	MJ/kg [4]	grams/ft ³
Gaseous Fuels @ 32 F and 1 atm							
Natural gas	983	20,267	47.141	1089	22,453	52.225	22.0
Hydrogen	290	51,682	120.21	343	61,127	142.18	2.55
Still gas (in refineries)	1458	20,163	46.898	1,584	21,905	50.951	32.8
Liquid Fuels							
Crude oil	129,670	18,352	42.686	138,350	19,580	45.543	3,205
Conventional gasoline	116,090	18,679	43.448	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	43.448	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
Dimethoxy methane (DMM)	72,200	10,061	23.402	79,197	11,036	25.670	3,255
Methyl ester (biodiesel, BD)	119,550	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)	122,887	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
Isobutane	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							
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	19.551	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	7,487	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	

Source:



ประวัติผู้เขียน

ชื่อ - สกุล	นายอริบตี กลั๊บสูงเนิน
วัน เดือน ปีเกิด	27 ธันวาคม 2528
ที่อยู่	105/214 หมู่ 3 ตำบลลำผักกูด อำเภอธัญบุรี จังหวัดปทุมธานี 12110
การศึกษา	ปริญญาตรี คณะวิศวกรรมศาสตร์ สาขาวิศวกรรมพลาสติก มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี
ประสบการณ์การทำงาน	-วิศวกร บริษัท วินดี อีควิปเมนท์ จำกัด พ.ศ. 2554 ถึง 2556 -วิศวกร บริษัท เสถียรพลาสติกแอนด์ไฟเบอร์ จำกัด พ.ศ. 2556 ถึง 2557 -ลูกจ้างเฉพาะกิจ สถาบันวิจัยวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งประเทศไทย (วว.) พ.ศ. 2557 ถึง 2559 -ลูกจ้างเหมาโครงการ สถาบันวิจัยวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งประเทศไทย(วว.) พ.ศ. 2559 ถึง 2560 -นักวิจัย สถาบันวิจัยวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งประเทศไทย(วว.) พ.ศ. 2560 ถึง ปัจจุบัน
เบอร์โทรศัพท์	087-100 4628
อีเมลล์	kpa.katr@gmail.com

