



เตาเผาไหม้ในวัสดุพรมแบบวงแหวนที่มีการเหนี่ยวนำอากาศด้วยตนเอง
โดยใช้เชื้อเพลิงเหลว

นายคำนวณ พลตรี

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

ปีการศึกษา 2557

เตาเผาไหม้ในวัสดุพูนแบบวงแหวนที่มีการเหนี่ยวนำอากาศด้วยตนเอง
โดยใช้เชื้อเพลิงเหลว

นายคำนวณ พลตรี วิศว.บ. (วิศวกรรมเครื่องกล)

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
ปีการศึกษา 2557

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

.....
(ดร.อมรรัตน์ แก้วประดับ)

ประธานกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

.....
(ศ. ดร.สำเร็จ จักรใจ)

กรรมการและอาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์

.....
(ผศ. ดร.กัมปนาท เทียนน้อย)

กรรมการ

.....
(ดร.อุษา มากมูล)

กรรมการ

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

หัวข้อวิทยานิพนธ์	เตาเผาไหม้ในวัสดุพูนแบบวงแหวนที่มีการเหนี่ยวนำอากาศด้วยตนเอง โดยใช้เชื้อเพลิงเหลว
หน่วยกิต	12
ผู้เขียน	นายคำนวณ พลตรี
อาจารย์ที่ปรึกษา	ศ.ดร.สำเร็จ จักรใจ
หลักสูตร	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
ภาควิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
คณะ	วิศวกรรมศาสตร์
ปีการศึกษา	2557

บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์นี้ เสนอวิธีการใหม่ในการออกแบบ และปรับปรุง หัวเผาวัสดุพูนแบบวงแหวนในการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวที่เหนี่ยวนำอากาศด้วยตนเอง (SLAPB) เพื่อการเสถียรของเปลวไฟภายในชั้นวัสดุพูนกับการใช้เอทานอลเป็นเชื้อเพลิง สำหรับความเข้าใจยิ่งขึ้นถึงคุณลักษณะ สมรรถนะของการเผาไหม้ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน และค่ามลพิษ หัวเผารูปทรงวงแหวนถูกสร้างขึ้นเพื่อเป็นการเพิ่มพื้นที่ตรงกลางสำหรับการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่สอง (Secondary air, SA) ที่มากขึ้น มากไปกว่านั้น ท่อระเหยสำหรับการระเหยเชื้อเพลิงเหลวเอทานอลจะถูกติดตั้งอยู่ภายในเตา ซึ่งถูกฝังอยู่ในผนังด้านในติดกับวัสดุพูนเพื่อรับความร้อนโดยตรง การเริ่มต้นการทำงานของหัวเผา SLAPB การอุ่นหัวเผา จะทำโดยใช้เชื้อเพลิงแก๊ส LPG ในการเผาไหม้ ขณะที่น้ำจะถูกป้อนเข้าสู่ท่อระเหย สำหรับระบายความร้อนถูกระบายออกด้านนอกขณะที่น้ำขาออกเป็นไอร้อน จนกระทั่งการเผาไหม้เข้าสู่สภาวะคงตัว (Steady state) น้ำจะถูกปิดและเปลี่ยนมาเป็นการป้อนเชื้อเพลิงเอทานอลแทน พร้อมกับการสังเกดเปลวไฟแบบผสม (premixed combustion) ที่หัวเผาช่วย (conventional self-aspirating burner, CB) ซึ่งกระบวนการนี้เกิดขึ้นชั่วคราว เพื่อยืนยันกระบวนการระเหยของเอทานอลอย่างสมบูรณ์ ขั้นตอนการป้อนไอระเหยเชื้อเพลิงเอทานอลเข้าสู่หัวเผาวัสดุพูน ปิดเชื้อเพลิงแก๊ส LPG และเปิดเชื้อเพลิงเอทานอลที่เป็นไอระเหยจากหัวเผาช่วยCB เข้าสู่หัวเผาวัสดุพูน (SLAPB) ช่วงระยะเวลาระหว่างการเปลี่ยนการป้อนเชื้อเพลิงจากแก๊ส LPG เป็นไอระเหยเชื้อเพลิงเอทานอล ถูกศึกษาเพื่อความเข้าใจถึงปรากฏการณ์การเผาไหม้ภายในหัวเผามีวัสดุพูน และกระบวนการระเหยภายในท่อระเหย โดยเฉพาะอย่างยิ่งความสนใจตำแหน่งของการเคลื่อนที่ของเปลวไฟ และการเสถียรของเปลวไฟภายในหัวเผา

วัสดุพูนได้อย่างไร ผลกระทบของตัวแปรต่างๆต่อการเสถียรของเปลวไฟจะถูกศึกษาคือ อากาศส่วนแรก (primary aeration, PA) อัตราการป้อนเชื้อเพลิง (Firing rate, FR) และผลของอากาศส่วนที่สอง (Central secondary air, SA) รวมทั้งรายงานอุณหภูมิภายในหัวเผาและความยาวของเปลวไฟส่วนที่สอง (post flame) ผลของการศึกษาการเผาไหม้เชื้อเพลิงเอทานอลสามารถให้เปลวไฟที่เสถียรอยู่ได้ในวัสดุพูน ซึ่งปรากฏอุณหภูมิสูงสุด (peak temperature) บริเวณตรงกลางของหัวเผา และค่ามลพิษที่วัดได้ของ CO และ NO_x มีค่าอยู่ระหว่าง 102-132 ppm และ 28-41 ppm ตามลำดับ อากาศส่วนแรก (PA) มีผลกระทบอย่างมากต่อตำแหน่งการเสถียรของเปลวไฟภายในหัวเผา เมื่อทำการเพิ่มปริมาณอากาศส่วนแรก (PA) ตำแหน่งการเผาไหม้จะมีการเคลื่อนที่ไปทาง upstream ในทางตรงกันข้าม เมื่อลดปริมาณอากาศส่วนแรก (PA) ตำแหน่งการเผาไหม้จะเคลื่อนไปทาง downstream หัวเผา SLAPB ให้ช่วงการทำงานที่กว้างค่า FR อยู่ระหว่าง 16-23 kW โดยไม่พบปัญหาของการเสถียรของเปลวไฟและมลพิษเกิดขึ้น อากาศส่วนที่สอง (SA) ช่วยส่งเสริม post combustion ทำให้เปลวไฟมีความยาวเปลวไฟที่สั้นกว่าเมื่อไม่มีอากาศส่วนที่สอง (SA) ประสิทธิภาพทางความร้อน (thermal efficiency) ของหัวเผา SLAPB มีค่าเท่ากับ 33.6%

คำสำคัญ : เชื้อเพลิงเหลว / เหนี่ยวนำอากาศด้วยตัวเอง / รูปทรงวงแหวน / วัสดุพูน

Thesis Title	Self-aspirating Liquid Fuel Annular Porous Burner
Thesis Credits	12
Candidate	Mr. Kumnuan pontree
Thesis Advisor	Prof. Dr. Sumrerng Jugjai
Program	Master of Engineering
Field of Study	Mechanical Engineering
Department	Mechanical Engineering
Faculty	Engineering
Academic Year	2014

Abstract

This study presents design and development of a novel, self-aspirating, liquid fuel, annular porous medium burner (SLAPB) with stabilized flame inside a packed bed of a porous medium burner using a liquid ethanol for understanding its combustion performance, thermal efficiency and emission characteristics. The SLAPB is built in an annular shape with opening area at the center for more secondary air (SA) entrainment. Moreover, a vaporizer for vaporizing the liquid ethanol is embedded inside the burner wall instead of placing above the porous medium burner at outside for direct heating. To start the SLAPB, a burner warm up is done by gaseous fuel combustion using liquefied petroleum gas (LPG) while liquid water is supplied into the vaporizer for cooling and drained at outside as the water turns into a hot steam. Upon steady state combustion is achieved at the SLAPB, the water is turned off and is switched to the liquid ethanol with premixed combustion occurred at an auxiliary conventional self-aspirating burner (CB) that temporarily connected to the terminal of the vaporizer. Then, the LPG at the SLAPB is turned off and is switched to the ethanol vapor from the auxiliary CB. Transient period of the SLAPB during the switching period from the LPG to the ethanol vapor is investigated for understanding the simultaneous combustion phenomena within the porous medium burner and the vaporization process within the vaporizer. Particular attention is paid to observing flame movement and how to obtain flame stabilization within the burner. Effects of the primary air (PA), firing rate (FR) and central secondary air (SA) on the flame stabilization, temperature profiles within the burner, flame length the post flame outside the burner,

thermal efficiency and emission characteristics are investigated. The ethanol flame can be successfully stabilized within the burner with a temperature peak occurred at the middle region of the burner and with a relatively low emission of CO and NO_x of about 102-132 ppm, 28-41 ppm, respectively. The PA strongly affects the flame stabilization within the burner. Flame moves upstream as the PA increases and vice versa with the flame moves to the downstream as the PA decreases. The SLAPB can offer a relatively wide turndown ratio with the firing rate (FR) ranging from 16 kW-23 kW without the problem of flame stabilization and emission characteristics. The SLAPB yields a shorter post flame length with the central SA entrainment than that of without the central SA. The thermal efficiency of about 33.6 %

Keywords: Liquid fuel / Self-aspirating / Annular bed / Porous medium

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาระดับวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ผู้วิจัยได้รับความอนุเคราะห์จากบุคคลหลายฝ่าย รวมทั้งเอกสาร ตำราที่ใช้ประกอบการศึกษาค้นคว้าอ้างอิงจนทำให้เกิดแนวคิดและขอบเขตในการวิจัย ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณ ศ.ดร. สำเริง จักรใจ อาจารย์ที่ปรึกษาทางวิจัยที่ได้สละเวลาให้คำแนะนำ เสนอแนวคิด ตรวจสอบความถูกต้อง และสนับสนุนงบประมาณในการวิจัย จนทำให้งานวิจัยสำเร็จลุล่วงตามวัตถุประสงค์ ขอบคุณ ผศ.ดร.ยศพงษ์ ลออนวล ที่ช่วยอนุเคราะห์เชื้อเพลิงเอทานอล ขอบพระคุณคณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์คือ ดร.อมรรัตน์ แก้วประดับ อาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ดร.อุษา มากมุล นักวิจัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี และ ผศ.ดร.กัมปนาท เทียนน้อย อาจารย์ประจำภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องต้นกำลัง มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ที่ได้ชี้แนะข้อบกพร่องตลอดจนเสนอแนะแนวทางในการแก้ไข เพื่อทำให้งานวิจัยนี้สมบูรณ์ยิ่งขึ้น

ท้ายสุดขอขอบคุณ ดร.วสันต์ โยคเสนะกุล ดร.รณชาติ มั่นศิลป์ และคุณชานนท์ ชื่นจิตร นักศึกษาปริญญาเอก คุณเอนก บุญกว้าง คุณอาชวิน เพชรสังข์ คุณพีรวัฒน์ สมภู์ คุณเพชร มะกะ และคุณอนุวัฒน์ หอมระรื่น นักศึกษาปริญญาโท น้องนักศึกษาปริญญาตรี และทุกท่านในห้องปฏิบัติการวิจัย เครื่องยนต์และการเผาไหม้ (CERL) ที่คอยให้คำแนะนำให้ความช่วยเหลือในการเตรียมการทดลอง แก้ไขปัญหา และเก็บข้อมูลงานวิจัย ตลอดจนเจ้าหน้าที่ช่างเทคนิคประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกท่านไม่ว่าจะเป็น คุณสมคิด พลาวงศ์ คุณสรารุติ หมั่นนพคำ และคุณสิทธิเดช มโนรัตน์ ที่กรุณาให้ความช่วยเหลือในด้านอุปกรณ์ ด้านเทคนิคและเครื่องมืออำนวยความสะดวกเกี่ยวกับงานวิจัย ตลอดเวลา ที่สำคัญเหนือสิ่งอื่นใดขอกราบขอบพระคุณบิดามารดา และครอบครัว สำหรับการอบรมเลี้ยงดู ใส่ใจดูแล ให้ความรักความอบอุ่น จนประสบความสำเร็จในงานวิจัยด้วยความเรียบร้อย

คุณค่าและประโยชน์จากการศึกษาและวิจัยของวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ขอมอบทดแทนบุญคุณต่อบิดามารดา และครูบาอาจารย์ทุกท่านที่ได้อบรมสั่งสอนศิษย์ตลอดมาด้วยวิญญูณของความเป็นครูตลอดจนผู้มีพระคุณทุกท่าน

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	๖
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	๗
กิตติกรรมประกาศ	๘
สารบัญ	๗
รายการตาราง	๙
รายการรูปประกอบ	๑๐
รายการสัญลักษณ์	๑๑
ประมวลศัพท์และคำย่อ	๑๒
บทที่	
1 บทนำ	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ	1
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย	4
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย	4
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	4
2 งานวิจัยที่ผ่านมา	5
3 หลักการและทฤษฎี	11
3.1 เตาเผาเชื้อเพลิงแก๊สชนิดที่มีการเหนี่ยวนำอากาศด้วยตนเอง	11
3.2 วัสดุพรุน (Porous medium)	12
3.3 หลักการของการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน (Heat recirculating combustion)	12
3.4 หลักการหมุนเวียนความร้อนด้วยวัสดุพรุน	14
3.5 เตาเผาไหม้วัสดุพรุนที่มี Packed bed แบบทรงกระบอกคั่น (Cylindrical bed Porous Burner)	16

3.6	เตาเผาไหม้วัสดุพรุนที่มี Packed bed แบบวงแหวน (Annular Porous Medium Burner)	17
3.7	ห้องผสม (Mixing chamber)	21
3.8	การหาขนาดของรูหัวฉีด	23
3.9	การหาขนาดท่อ Vaporizer	23
3.10	ประสิทธิภาพเชิงความร้อน	27
4	การคำนวณหาขนาดมิติของเตาเผาวัสดุพรุนแบบวงแหวน	28
4.1	ขั้นตอนการคำนวณ	28
4.1.1	ขั้นตอนการคำนวณหาความยาวของท่อระเหย (Vaporizer)	28
4.1.2	ขั้นตอนการคำนวณหาค่า heat transfer coefficient	28
4.1.3	ขั้นตอนการคำนวณค่ามิติของหัวเผาแบบ Annular	28
4.1.4	ขั้นตอนการคำนวณหาความสูงห้อง Mixing chamber	29
4.2	แผนภาพการคำนวณ	30
4.2.1	แผนผังการคำนวณหาความยาวของท่อระเหย (Vaporizer)	30
4.2.2	การคำนวณหามิติของเตา Annular Porous Medium Burner	31
5	อุปกรณ์และวิธีการทดลอง	34
5.1	ส่วนประกอบของเตาเผาไหม้ในวัสดุพรุนแบบวงแหวนที่มีการเหนี่ยวนำอากาศ ด้วยตนเองโดยใช้เชื้อเพลิงเหลว (Self-aspirating liquid fuel annular porous burner, SLAPB)	34
5.1.1	Porous Medium, (PM)	35
5.1.2	แกนกลางของห้องเผาไหม้ (Secondary air inlet)	36
5.1.3	ห้องเผาไหม้ (Combustion Chamber)	36
5.1.4	Perforated plate and Grating	36
5.1.5	Mixing chamber	36
5.1.6	Mixing tube	36

5.1.7	Primary air shutter	37
5.1.8	Nozzle	37
5.1.9	Valve	37
5.2	เครื่องมือและอุปกรณ์การทดลองเตา SLAPB	37
5.2.1	ระบบป้อนเชื้อเพลิง	37
5.2.2	ถังน้ำ	37
5.2.3	อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (Thermocouple)	38
5.2.4	อุปกรณ์เก็บบันทึกค่าอุณหภูมิ (Temperature Recorder)	38
5.2.5	เครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย (Exhaust Analyzer)	38
5.2.6	มานอมิเตอร์ (Manometer)	38
5.2.7	หม้อต้มน้ำ	38
5.2.8	ถังดับเพลิง	39
5.3	วิธีการปรับจูนเตา SLAPB	39
5.3.1	ปรับจูนให้เปลวไฟติดเสถียรอยู่ในชั้นวัสดุพอรุน	39
5.3.2	ทดสอบการระเหยของน้ำ	40
5.3.3	ทดสอบการระเหยของเอทานอล	41
5.4	วิธีการทดลองเตา SLAPB	42
5.4.1	วิธีการทดลองเปลวไฟแบบอิสระ (Free flame)	42
5.4.2	วิธีการทดลองเปลวไฟแบบพุ่งชน (Impinging Flame Test)	45
6	ผลการทดลอง	48
6.1	การศึกษาการเผาไหม้เปลวไฟแบบอิสระ (Free flame)	48
6.1.1	ผลกระทบของการเปลี่ยนเชื้อเพลิง (Transient period) จากเชื้อเพลิงแก๊ส LPG เป็นเชื้อเพลิงเหลว	48
6.1.2	ผลกระทบเมื่อปรับค่าอากาศส่วนแรก (PA) ที่ป้อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้	50
6.1.3	ผลกระทบเมื่อปรับเปลี่ยนค่าความร้อน(FR)ของเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้าสู่เตาเผาไหม้	53
6.1.4	ผลกระทบเมื่อมีอากาศส่วนที่สองอยู่ตรงกลางเตา	56
6.2	การทดสอบการเผาไหม้เปลวไฟแบบพุ่งชน (Impinging Flame Test)	57

	หน้า
6.2.1	ผลกระทบเมื่อปรับระยะกั้นหม้อหัว (H) 57
6.2.2	Temperature distribution ของการทดลอง Impinging Flame 58
6.2.3	การวัดประสิทธิภาพเชิงความร้อนของการทดลอง Impinging Flame 61
7	สรุปและข้อเสนอแนะ 62
7.1	สรุปผลการทดลอง 62
7.1.1	การทดสอบแบบ Free flame 62
7.1.2	การทดสอบแบบ Impinging flame 63
7.2	ข้อเสนอแนะ 64
เอกสารอ้างอิง	66
ภาคผนวก	
ก	เครื่องมือและอุปกรณ์การทดลอง 70
ข	ลักษณะเปลวไฟของหัวเผาแบบวงแหวน 79
ค	ตัวอย่างการคำนวณ 83
ง	ตารางบันทึกผลการทดลอง 95
จ	สภาวะ Steady state ของการทดลอง 105
ฉ	ผลการทดลอง 123
ช	แบบทางวิศวกรรมของอุปกรณ์ทดลอง 127
ประวัติผู้วิจัย	145

รายการตาราง

ตาราง		หน้า
4.1	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Mixing chamber	29
ค.1	Fuel Property Comparison for LPG and Ethanol	84
ค.2	ตัวอย่างการคำนวณที่ค่า FR เท่ากับ 21 kW	93
ง.1	ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Primary air adjuster (LPG ติดอยู่ระหว่างท่อ Vaporizer ไปยัง downstream)	96
ง.2	ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Primary air adjuster ที่มีผลต่อ Emissions	97
ง.3	ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Primary air adjuster (LPG ติดอยู่ใต้ท่อ Vaporizer มายัง upstream)	98
ง.4	ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Primary air adjuster ที่มีผลต่อ Emissions	99
ง.5	ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่าความร้อนป้อนระบบ (Firing rate, FR)	100
ง.6	ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่าความร้อนป้อนระบบ (Firing rate, FR) ที่มีผลต่อ Emissions	101
ง.7	ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของระยะกันหม้อถึงหัวเผาที่มีผลต่อการปลดปล่อยมลพิษของเปลวไฟแบบพุ่งชน, $\theta=160^\circ$	102
ง.8	ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อนที่มีผลต่อการกระจายตัวของอนุภาคของเปลวไฟแบบพุ่งชน	103
ง.9	ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ FR ที่มีผลต่อการปลดปล่อยมลพิษของเปลวไฟแบบพุ่งชน	103
ง.10	ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ FR ที่มีผลต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเปลวไฟแบบพุ่งชน	104

รายการรูปประกอบ

รูป		หน้า
1.1	ข้อมูลปริมาณการใช้แก๊สแอลพีจีในประเทศไทย	2
1.2	เตาแก๊สห้องต้มแบบทั่วไป (Self-aspirating conventional burner, CB)	2
2.1	Schematic Diagram ของการทดลอง [12]	8
2.2	Schematic Diagram ของการทดลอง [14]	9
3.1	โครงสร้างโดยทั่วไปของเตาชนิดที่มีการเหนี่ยวนำอากาศด้วยตนเอง	11
3.2	วัสดุพอร์อะลูมินาออกไซด์ (Al_2O_3)	12
3.3	หลักการเพิ่มเอนทัลปีในระบบการเผาไหม้ [2]	13
3.4	เปรียบเทียบอุณหภูมิจากการเผาไหม้ของระบบที่มีและไม่มีภาระความร้อน	14
3.5	หลักการทำงานของวัสดุพอร์ที่ทำหน้าที่เป็นตัวแผ่รังสี	15
3.6	หลักการทำงานของวัสดุพอร์ที่ทำหน้าที่เป็นตัวรับรังสี	15
3.7	ลักษณะของ Fixed bed	17
3.8	การแบ่งขอบเขตของผนังใน packed bed แบบวงแหวน	18
3.9	การกระจายของความพอร์ใน packed bed แบบวงแหวน	19
3.10	การกระจายตัวของความเร็วภายใน packed bed แบบวงแหวน	20
3.11	เตาแก๊สขนาด KB-5 แบบวัสดุพอร์	22
3.12	พื้นที่ทางเข้าอากาศทุติยภูมิที่มีทางเข้าหลายทางยุบรวมเป็นทางเดียว KB-10	23
3.13	ค่าความต้านทานของท่อ Vaporizer	25
3.14	แสดงการถ่ายเทความร้อนระหว่างพื้นผิวอุณหภูมิ T_a ไปยังทรงกระบอกที่มีอุณหภูมิผิว T_b ซึ่งถูกฝังอยู่ในตัวกลางใดๆ [26]	26
4.1	แผนผังการคำนวณท่อ Vaporizer	30
4.2	การกำหนดเงื่อนไขในการออกแบบ	31
4.3	แผนผังการคำนวณความสูงเตา	33
5.1	ส่วนประกอบเตา SLAPB	34
5.2	Exploed view ของเตาแบบวงแหวน SLAPB	35
5.3	การจูนเตาให้ติดอยู่ในชั้นวัสดุพอร์ (ก) เปลวไฟ Diffused Flame (ข) เปลวไฟแบบ Premixed Flame (ค) ไฟติดอยู่ในชั้นวัสดุพอร์	40

รายการรูปประกอบ (ต่อ)

รูป		หน้า
5.4	ไอน้ำที่ผ่านท่อ Vaporizer	40
5.5	ทดสอบการระเหยของเอทานอลที่ Bypass burner	41
5.6	Experimental setup of the SLAPB	42
5.7	ทดสอบการระเหยของเอทานอลที่ Auxiliary burner	44
5.8	Switch Ethanol เข้าไปใน Porous Burner	44
5.9	Experimental setup of the SLAPB	45
5.10	ปรับระยะก้นหม้อหั่วเผา	46
5.11	ก้นหม้อหั่วเผาที่ความสูง 125 mm.	47
6.1	ผลการเปลี่ยนเชื้อเพลิงในช่วงการเปลี่ยนแปลงจากแอลพีจีเป็นเอทานอล	48
6.2	การเปรียบเทียบอุณหภูมิระหว่างเชื้อเพลิงแอลพีจีและเอทานอลที่ 23 kW	50
6.3	อิทธิพลของอากาศส่วนแรก (PA) ที่มีผลต่ออุณหภูมิ	50
6.4	อิทธิพลของอากาศส่วนแรก (PA) ที่มีผลต่อ CO และ NO _x	51
6.5	อิทธิพลของอากาศส่วนแรก (PA) ที่มีผลต่อความดันใน Packed bed	52
6.6	อิทธิพลของอากาศส่วนแรก (PA) ที่มีผลต่ออุณหภูมิของเอทานอลที่ทางออก	52
6.7	อิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อน (FR) ที่มีผลต่ออุณหภูมิ	53
6.8	อิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อน (FR) ที่มีผลต่อความดันใน Packed bed	54
6.9	อิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อน (FR) ที่มีผลต่ออุณหภูมิของเอทานอลที่ทางออก	55
6.10	อิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อน (FR) ที่มีผลต่อความดันในระบบท่อท่อระเหย	55
6.11	อิทธิพลของค่าความร้อน (FR) ที่มีผลต่อCOและNO _x เมื่อเปิดและปิดSecondary air	56
6.12	อิทธิพลของระยะก้นหม้อหั่วเผา (H) ที่มีผลต่อ CO และ NO _x	57
6.13	อิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อน (FR) ที่มีผลต่ออุณหภูมิ	58
6.14	อิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อนที่มีผลต่อCOและNO _x เมื่อเปิดและปิดSecondary air	59
6.15	อิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อน (FR) ที่มีผลต่ออุณหภูมิของเอทานอลที่ทางออก	60
6.16	อิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อน (FR) ที่มีผลต่อความดันในระบบ	60
6.17	อิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อน (FR) ที่มีผลต่อประสิทธิภาพ	61
ก.1	Porous Medium, PM ใช้ในเตา SLAPB	71

รายการรูปประกอบ (ต่อ)

รูป		หน้า
ก.2	แกนกลางของท่อ Secondary air inlet	71
ก.3	ท่อระเหยเชื้อเพลิงเหลวที่ฝังอยู่ด้านในห้องเผาไหม้	71
ก.4	ป้อนทวนไฟที่หล่อเป็น Taper อยู่ด้านในห้องเผาไหม้	72
ก.5	Perforated plate and Grating	72
ก.6	Mixing chamber	72
ก.7	Mixing tube	73
ก.8	Primary air shutter	73
ก.9	Nozzle	73
ก.10	Globe Valve, Ball Valve , Glove Valve and Check Valve	73
ก.11	ระบบจ่ายเชื้อเพลิงแก๊ส (Gas fuel Supplier)	74
ก.12	ถังเอทานอล	74
ก.13	ถังไนโตรเจน	74
ก.14	Flow meter	75
ก.15	ถังน้ำ	75
ก.16	ตำแหน่งการติดตั้ง Thermocouple	75
ก.17	Thermocouple Recorder	76
ก.18	อุปกรณ์วัดไอเสีย (Exhaust Analyzer)	76
ก.19	Manometer	76
ก.20	หม้อต้มน้ำก้นแบน	77
ก.21	ถังเติมน้ำ	77
ก.22	Hood	77
ก.23	ตัวปรับระยะกั้นหม้อหัวเผา	78
ก.24	ถังดับเพลิง	78
ข.1	ลักษณะเปลวไฟแบบอิสระที่ FR ต่างๆ $\theta=160^\circ$ (ก). เปิดรูทางเข้าอากาศส่วนที่สอง (ข.) ปิดรูทางเข้าอากาศส่วนที่สอง	80
ข.2	ลักษณะเปลวไฟแบบพุ่งชนที่ FR=23 kW, $\theta=160^\circ$ (ก.)เปิดรูทางเข้าอากาศส่วนที่สอง (ข.) ปิดรูทางเข้าอากาศส่วนที่สอง	81

รายการรูปประกอบ (ต่อ)

รูป		หน้า
ข.3	ลักษณะแปลวไฟแบบพุ่งชนที่ FR ต่างๆ (ก.) เปิดรูทางเข้าอากาศส่วนที่สอง (ข.) ปิดรูทางเข้าอากาศส่วนที่สอง	82
ค.1	ตำแหน่งการคำนวณของ Vaporizer ผังไว้ในปูน	85
ค.2	แสดงการคำนวณความสูงของห้อง Mixing chamber	90
ค.3	โมเดลอย่างง่ายที่ใช้ในการคำนวณประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนที่ปากเตา (τ_p)	91
ค.4	โมเดลของ view factor ที่ใช้ในการคำนวณ	92
จ.1	Steady state ของอุณหภูมิ โดยใช้เชื้อเพลิง LPG ที่ FR 23= kW	106
จ.2	Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง LPG ที่ FR 23= kW	106
จ.3	Steady state ของอุณหภูมิโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=160^\circ$	106
จ.4	Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=160^\circ$	107
จ.5	Steady state ของอุณหภูมิโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=150^\circ$	107
จ.6	Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=150^\circ$	107
จ.7	Steady state ของอุณหภูมิโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=140^\circ$	108
จ.8	Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=140^\circ$	108
จ.9	Steady state ของอุณหภูมิโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=130^\circ$	108
จ.10	Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=130^\circ$	109
จ.11	Steady state ของอุณหภูมิโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=120^\circ$	109
จ.12	Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=120^\circ$	109
จ.13	Steady state ของอุณหภูมิโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)	110
จ.14	Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)	110
จ.15	Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=160^\circ$ (ปิด Sec.)	110
จ.16	Steady state ของอุณหภูมิโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=22kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)	111
จ.17	Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=22kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)	111
จ.18	Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=22kW, $\theta=160^\circ$ (ปิด Sec.)	111
จ.19	Steady state ของอุณหภูมิโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=21kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)	112
จ.20	Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=21kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)	112

รายการรูปประกอบ (ต่อ)

รูป		หน้า
จ.21	Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=21kW, $\theta=160^\circ$ (ปิด Sec.)	112
จ.22	Steady state ของอนุภาคนิวเคลียสโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=20kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)	113
จ.23	Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=21kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)	113
จ.24	Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=21kW, $\theta=160^\circ$ (ปิด Sec.)	113
จ.25	Steady state ของอนุภาคนิวเคลียสโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=19kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)	114
จ.26	Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=19kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)	114
จ.27	Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=19kW, $\theta=160^\circ$ (ปิด Sec.)	114
จ.28	Steady state ของอนุภาคนิวเคลียสโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=18kW, $\theta=170^\circ$ (เปิด Sec.)	115
จ.29	Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=18kW, $\theta=170^\circ$ (เปิด Sec.)	115
จ.30	Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=18kW, $\theta=170^\circ$ (ปิด Sec.)	115
จ.31	Steady state ของอนุภาคนิวเคลียสโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=17kW, $\theta=170^\circ$ (เปิด Sec.)	116
จ.32	Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=17kW, $\theta=170^\circ$ (เปิด Sec.)	116
จ.33	Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=17kW, $\theta=170^\circ$ (ปิด Sec.)	116
จ.34	Steady state ของอนุภาคนิวเคลียสโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=16kW, $\theta=170^\circ$ (เปิด Sec.)	117
จ.35	Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=16kW, $\theta=170^\circ$ (เปิด Sec.)	117
จ. 36	Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=16kW, $\theta=170^\circ$ (ปิด Sec.)	117
จ.37	Steady state ของ Temperature ระยะกั้นหม้อหัวเผา (H), FR=23kW, $\theta=160^\circ$	118
จ.38	Steady state ของ Emission ที่FR=23 kW, $\theta=160^\circ$ เปิดและปิด Sec., (1)-(2) H=50mm เปิดและปิด, (3)-(4) H=75mm. เปิดและปิด, (5)-(6) H=100 mm. เปิดและปิด, (7)-(8) H=125 mm. เปิดและปิด, (9) (10) H=150mm. เปิดและปิด	118
จ.39	Steady state ของ Temperature FR=23 kW $\theta=160^\circ$ H=125mm (เปิด Sec.)	118
จ.40	Steady state ของ Emission, FR=23 kW, $\theta=160^\circ$, H=125mm, (เปิด Sec.)	119
จ.41	Steady state ของ Temperature, FR=23 kW, $\theta=160^\circ$, H=125mm, (ปิด Sec.)	119
จ.42	Steady state ของ Emission, FR=23 kW, $\theta=160^\circ$, H=125mm, (ปิด Sec.)	119
จ.43	Steady state ของ Temperature, FR=21 kW, $\theta=160^\circ$, H=125mm, (เปิด Sec.)	120
จ.44	Steady state ของ Emission, FR=21 kW, $\theta=160^\circ$, H=125mm, (เปิด Sec.)	120
จ.45	Steady state ของ Temperature FR=21 kW, $\theta=160^\circ$, H=125mm, (ปิด Sec.)	120

รายการรูปประกอบ (ต่อ)

รูป		หน้า
จ.46	Steady state ของ Emission, FR=21 kW, $\theta=160^\circ$, H=125mm, (เปิดรูป Sec.)	121
จ.47	Steady state ของ Temperature, FR=19 kW, $\theta=160^\circ$, H=125mm, (เปิดรูป Sec.)	121
จ.48	Steady state ของ Emission, FR=21 kW, $\theta=160^\circ$, H=125mm, (เปิดรูป Sec.)	121
จ.49	Steady state ของ Temperature, FR=19 kW, $\theta=160^\circ$, H=125mm, (เปิดรูป Sec.)	122
จ.50	Steady state ของ Emission, FR=21 kW, $\theta=160^\circ$, H=125mm, (เปิดรูป Sec.)	122
ฉ.1	อิทธิพลของ Primary air adjuster มีผลต่อ Temperature profile, FR = 23 kW	124
ฉ.2	อิทธิพลของ Primary air ที่มีผลต่อค่า Emission	124
ฉ.3	อิทธิพลของอากาศส่วนแรก (PA) ที่มีผลต่อ Pressure ใน Packed bed	125
ฉ.4	อิทธิพลของอากาศส่วนแรก (PA) ที่มีผลต่อ Temperature ของethanolที่ทางออก	125
ฉ.5	เปรียบเทียบกับงานวิจัยที่ผ่านมาถึงอิทธิพลของ FR ที่มีผลต่อ Emission	126
ช.1	เตาเผาไหม้ในวัสดุพอร์นแบบวงแหวนที่มีการเหนี่ยวนำอากาศด้วยตนเอง โดยใช้เชื้อเพลิงเหลว (Self-aspirating liquid fuel annular porous burner, SLAPB)	128
ช.2	เตา SLAPB แสดงท่อ Vaporizer อยู่ในวัสดุพอร์น	129
ช.3	เตา SLAPB แสดงการ section view	130
ช.4	เตา SLAPB แสดงภาพฉายมุมที่หนึ่ง	131
ช.5	แสดง Section view เตา SLAPB	132
ช.6	แสดง exploded view	133
ช.7	Combustion chamber	134
ช.8	Vaporizer	135
ช.9	Pipe secondary air inlet	136
ช.10	Mixing tube	137
ช.11	Mixing chamber	138
ช.12	Grating	139
ช.13	Perforated plate	140
ช.14	Packing	141
ช.15	Air adjuster	142
ช.16	Nozzle	143

รายการรูปประกอบ (ต่อ)

รูป		หน้า
ช.17	Porous medium	144

รายการสัญลักษณ์

A	=	average cross-section area of packed bed, m^2
A_m	=	cross-section area of mixing chamber, m
C	=	ratio between the average flow velocity in the triregional method and the average flow velocity in the single region treatment (dimensionless)
Cd_i	=	สัมประสิทธิ์การปล่อยผ่านแก๊สที่หัวฉีด
$c_{p, gas}$	=	Specific heat capacity of Ethanol (gas)
$c_{p, liquid}$	=	Specific heat capacity of Ethanol (liquid)
c_p	=	specific heat at pressure constant, $kJ/(kg-K)$
D	=	diameter, m
d	=	particle diameter, m
D_e	=	annular bed external diameter (m)
D_h	=	annular bed equivalent diameter (m)
D_i	=	annular bed internal diameter (m)
d_m	=	Equivalent pore diameter
D_p	=	pressure drop (Pa)
E 100	=	Ethanol
E_n	=	Exponential Integral Function
FR	=	firing rate, kW
$F_{i \rightarrow j}$	=	view factor from i to j
F_v	=	viscous friction factor (dimensionless)
I_b	=	Black Body Radiation Intensity, W/m^2
I_0	=	Intensity of Radiation from Surrounding, W/m^2
k	=	thermal conductivity of gas mixture, $W/(m-K)$
k	=	Thermal conductivity
K_1, K_2	=	parameter (dimensionless)
L	=	Latent heat of Ethanol
L	=	length of packed bed, m
LHV	=	low heating value of LPG, kJ/m^3

LHV	=	Lower Heating Value of Ethanol, kJ/kg
L_m	=	length of mixing chamber, m
M	=	mass, kg
M	=	Mehta and Hawley parameter (dimensionless)
Nu	=	Nusselt number
Pe	=	Peclet number
P_g	=	ความดันแก๊สที่แหล่งจ่าย, bar
Pr	=	Prandtl number
Q	=	volume flow rate of mixture, m ³ /s
$Q_{ethanol}$	=	พลังงานความร้อนที่เสียให้เอทานอล, W
q_r	=	Radiative Heat Flux, kW/m ²
R	=	Molar gas constant, J/K.mol
Ra	=	Rayleigh number
r_e	=	annular bed external radius (m)
r_i	=	annular bed internal radius (m)
R_h	=	equivalent radius (m)
S_L	=	laminar flame speed of fuel, m/s
T	=	temperature, °C
t	=	time, s
T_{ab}	=	Adiabatic flame temperature
T_{boil}	=	อุณหภูมิจุดเดือดของเอทานอล (K)
T_i	=	อุณหภูมิของเอทานอลที่ทางเข้าของท่อ vaporizer (K)
T_o	=	อุณหภูมิของเอทานอลที่ทางออกของท่อ Vaporizer (K)
T_s	=	อุณหภูมิผิวท่อของ Vaporizer (K)
U	=	superficial velocity of packed bed, m/s
V_p	=	interstitial velocity in packed bed, m/s
X	=	distance, cm
ΔP	=	pressure drop across the mixing chamber and packed bed, mmH ₂ O
η_{th}	=	thermal efficiency, %
μ	=	mixture viscosity, Ns/m ²

ρ	=	mixture density, kg/m ³
\dot{m}	=	Mass Flow Rate, kg/s
v	=	local velocity (m/s)
\bar{v}	=	average velocity (m/s)
ε	=	average porosity (dimensionless)
ε_{∞}	=	porosity for an infinite bed of spheres (dimensionless)
K	=	Absorption Coefficient
τ	=	Optical Thickness

สัญลักษณ์กำกับบน

n	=	Net Value
+	=	Positive Direction
-	=	Negative Direction

สัญลักษณ์กำกับล่าง

ab	=	Adiabatic
conv	=	Convection
f	=	Final
g	=	gas
i	=	Initial
m	=	Mixture
p	=	Packed bed
rad	=	Radiation
T	=	transition region
w	=	Water
we	=	external wall region
wi	=	internal wall region
∞	=	Ambient

ประมวลศัพท์และคำย่อ

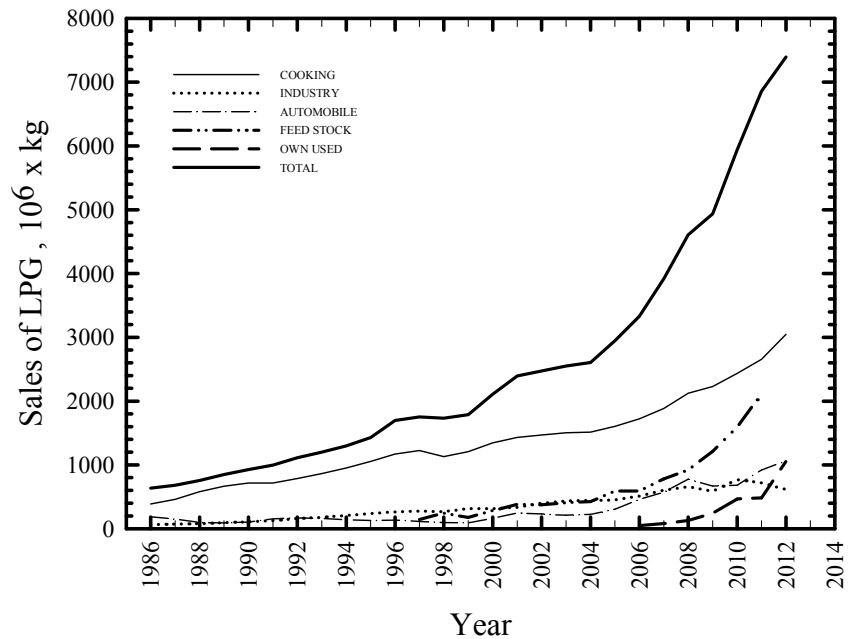
AJ	=	Air adjuster
BL	=	Bed Length
CB	=	Convectonal Burner
CO	=	Carbon monoxide
$\overline{\text{CO}}$	=	Time Average carbon monoxide
cm	=	centimeter
FR	=	Firing rate
kg	=	kilogram
kW	=	kilowatt
LPG	=	Liquefied Petroleum Gas
LHV	=	Low Heating Value
m	=	meter
mm	=	millimeter
min	=	minute
NO _x	=	Oxides of Nitrogen
$\overline{\text{NO}_x}$	=	Time Average oxides of Nitrogen
ppm	=	part per million
PA	=	Primary air
PB	=	Porous Burner
PIM	=	Porous Inert Media
PM	=	Porous medium
SA	=	Secondary air
SPMB	=	Self-aspirating Porous Medium Burner
SLAPB	=	Self-aspirating Liquid fuel Annular Porous Burner
stoi	=	Stoichiometry

บทที่ 1

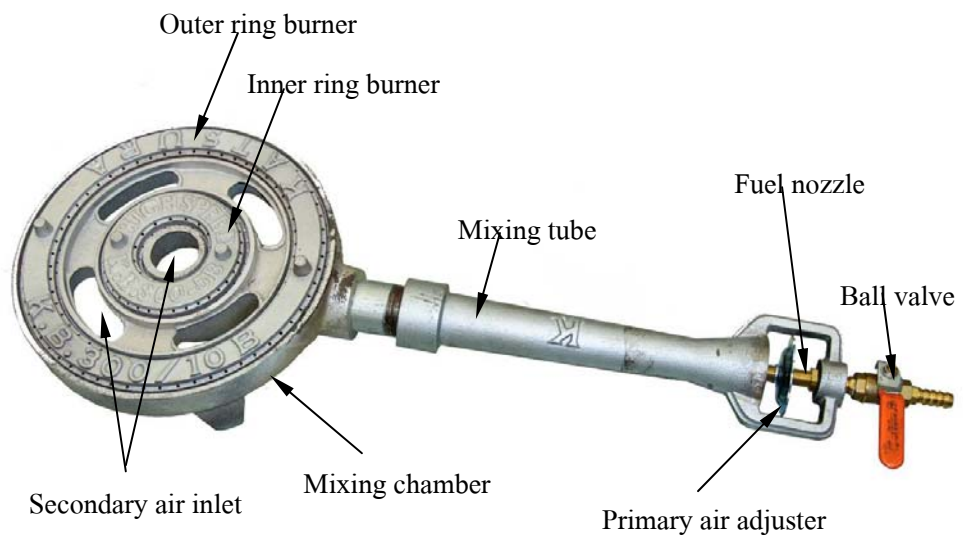
บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

ปัจจุบันทั่วโลกประสบปัญหาสถานการณ์วิกฤติด้านพลังงานที่มีแนวโน้มทวีความรุนแรงมากขึ้นทุกปี จากสถิติการใช้พลังงานของกระทรวงพลังงาน [1] พบว่า ประเทศไทยมีการใช้ทรัพยากรธรรมชาติที่เป็นผลิตภัณฑ์ปิโตรเลียมอย่างกว้างขวาง โดยเฉพาะ แก๊สปิโตรเลียมเหลว หรือ แอลพีจี (Liquefied petroleum gas, LPG) จากสถิติการใช้ปริมาณการใช้แก๊สแอลพีจี ของประเทศ ดังรูปที่ 1.1 โดยภาคครัวเรือนมีการใช้แอลพีจีมากที่สุด ด้วยเหตุผลที่ว่าแก๊สแอลพีจีเป็นเชื้อเพลิงที่สะอาด เผาไหม้ได้สมบูรณ์และสะดวกต่อการนำไปใช้งาน ส่วนมากใช้กับเตาแก๊สหุงต้มแบบทั่วไป (Self-aspirating conventional burner, CB) ดังแสดง รูปที่ 1.2 เพราะราคาถูก โครงสร้างที่ง่ายต่อการดูแลรักษา ไม่ต้องใช้พัดลม หรือ เครื่องอัดอากาศในการเผาไหม้ เนื่องจาก CB อาศัยหลักการถ่ายเทโมเมนตัมของเจ็ทเชื้อเพลิงที่มีความเร็วสูง เพื่อเหนี่ยวนำอากาศเข้ามาผสมกับเชื้อเพลิงด้วยตัวเอง และลักษณะเปลวไฟของ CB เป็นแบบพุ่งชน ทำให้ได้ปริมาณการถ่ายเทความร้อนที่มากและเร็ว ด้วยเหตุผลที่กล่าวมา จึงเป็นที่นิยมนำใช้กันอย่างแพร่หลาย และมีแนวโน้มสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง เชื้อเพลิงนี้อาจขาดแคลนได้ในอนาคต ด้วยเหตุนี้เองจึงมีแนวคิดหาพลังงานทดแทน เพื่อที่จะแบ่งเบาการใช้แก๊สแอลพีจีหนึ่งในส่วนคือการผลิตแอลกอฮอล์หรือเชื้อเพลิงที่ได้จากพืชผลทางการเกษตร (เอทานอล) เป็นพลังงานจากธรรมชาติที่สามารถผลิตขึ้นได้เอง ซึ่งจะช่วยลดรายจ่ายในการนำเข้าเชื้อเพลิงจากต่างประเทศได้ เอทานอลเป็นพลังงานสะอาดไม่สร้างมลพิษ เพราะผลิตได้จากธรรมชาติและสามารถผลิตได้เองตามท้องถิ่น เชื้อเพลิงนี้จึงเป็นทางเลือกหนึ่งที่น่าสนใจในการนำมาศึกษารูปแบบการใช้งานกับเตา CB แต่เตาที่ใช้กันอยู่ในปัจจุบันนั้นมีการเผาไหม้ในลักษณะเปิดจึงไม่สามารถนำความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้มาใช้ประโยชน์ได้อย่างเต็มที่ เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนจากเปลวไฟไปยังภาชนะถูกจำกัดโดยการพาความร้อนเป็นส่วนใหญ่ จึงทำให้มีการสูญเสียความร้อนเป็นจำนวนมากไปกับแก๊สไอเสีย โดยการพาความร้อนทำให้เตา CB นั้นมีประสิทธิภาพทางความร้อนที่ค่อนข้างต่ำ



รูปที่ 1.1 ข้อมูลปริมาณการใช้แก๊สแอลพีจีในประเทศไทย



รูปที่ 1.2 เตาแก๊สหุงต้มแบบทั่วไป (Self-aspirating conventional burner, CB)

การเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของ CB โดยการนำเอาวัสดุพรุนมาประยุกต์ใช้ในการเผาไหม้ การเผาไหม้ภายในวัสดุพรุน เนื่องจากการเผาไหม้ในวัสดุพรุนทำให้เกิดการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน (Heat-Recirculation Combustion) [2] ได้ด้วยตัวเอง ซึ่งลักษณะเด่นของวัสดุพรุน (Porous Medium) คือมีพื้นที่ผิวต่อปริมาตรสูง ทำให้ส่งผลดีต่อการถ่ายเทความร้อนทั้งการนำความร้อน (Conduction) การพาความร้อน (Convection) และการแผ่รังสีความร้อน (Radiation) ซึ่งจากลักษณะ

ดังกล่าวทำให้เกิดการอุ่นอากาศก่อนเกิดการเผาไหม้ (Air Preheating) ทำให้การเผาไหม้ภายในวัสดุพอรุนนั้นช่วยส่งเสริมการเผาไหม้ภายในตัวเองจาก Downstream ไปยังด้าน Upstream ทำให้การเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างสมบูรณ์มากขึ้น สามารถให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงกว่าทางทฤษฎี และส่งผลให้เกิดเปลวไฟแบบซูเปอร์อะเดียบาติก (Super adiabatic flame) ทำให้ความเร็วในการเผาไหม้ (Burning Velocity) เพิ่มขึ้น ความเข้มของการเผาไหม้ (Combustion Intensity) สูง ดังนั้นอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้จึงสูงสม่ำเสมอ ขยายช่วงการทำงานให้สามารถเผาไหม้ที่สภาวะเจือจาง (Lean) มากเกินกว่า Flammability Limits หรือสามารถเผาไหม้เชื้อเพลิงที่มีค่าความร้อนต่ำที่ไม่สามารถเผาไหม้ในเตาทั่วไปได้ อีกทั้งมลพิษที่ปลดปล่อยก็มีค่าต่ำ

จากเหตุผลดังกล่าว ห้องปฏิบัติการเผาไหม้และเครื่องยนต์ (Combustion and Engine Research Laboratory, CERL) มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ได้มีการศึกษาและทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงในวัสดุพอรุนที่มีการเหนี่ยวนำอากาศด้วยตัวเอง ที่มี Packed bed แบบทรงกระบอก (Cylindrical) และมีชุดระเหยเชื้อเพลิงเหลว (Vaporizer) ติดตั้งอยู่บนตำแหน่งด้านบนเตาจึงทำให้ไม่เหมาะสมต่อการนำไปใช้งาน และเปลวไฟสีเหลืองขาว เนื่องจากอากาศส่วนที่สอง (Secondary air, SA) ไม่พอในการเผาไหม้และส่งผลไปยังค่ามลพิษที่ขึ้นด้วย ดังนั้นจึงทำให้เกิดแนวคิดที่จะปรับปรุงเพื่อเพิ่มอากาศส่วนที่สองในการเผาไหม้ โดยแนวทางในการพัฒนาจะแบ่งออกเป็นสองส่วน ส่วนแรก คือ ออกแบบ Packed bed เป็นแบบวงแหวน (Annular) เพื่อให้สามารถเหนี่ยวนำอากาศทุติยภูมิ (Secondary Air) เข้าบริเวณกลางเตา เพื่อช่วยในการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ยิ่งขึ้น ส่วนที่สอง ทำการปรับปรุงชุดระเหยเชื้อเพลิงเหลว (Vaporizer) โดยฝังไว้ในผนังปูนด้านในเตาในตำแหน่งของการเผาไหม้ เพื่อให้เชื้อเพลิงเอทานอลได้รับความร้อนในการระเหยเป็น ไอแห้ง (Superheated) จากวิธีการดังกล่าว คาดว่าจะได้คุณลักษณะการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ยิ่งขึ้น โดยมีมลพิษจากการเผาไหม้ที่น้อยลงกว่าเดิม ซึ่งเป็นการแก้ไขข้อเสียของระบบการเผาไหม้แบบเดิม ถ้าหากผลของการทดสอบเป็นที่น่าพอใจก็มีความเหมาะสมกับการประยุกต์ใช้ในครัวเรือนและอุตสาหกรรมต่อไปในอนาคต

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1. ศึกษาออกแบบและสร้างเตาเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวที่ใช้วัสดุพอรุน โดยอาศัยหลักการเหนี่ยวนำอากาศด้วยตนเอง (Self-Aspirating) ที่มีการพัฒนาจากเตาที่มี Pack bed แบบ Cylindrical ให้เปลี่ยนเป็นแบบ Annular packed bed
2. ปรับปรุงชุดระเหยของเตาเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวที่ใช้วัสดุพอรุน โดยการนำชุดระเหยเชื้อเพลิงเหลวฝังในผนังปูนด้านในเตา ซึ่งจะเหมาะกับการนำไปใช้ในเชิงพาณิชย์มากขึ้น

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

1. ทำการออกแบบและสร้างหัวเผาโดยใช้วัสดุพอรุน ซึ่งใช้พื้นฐานของเตาแก๊สหุงต้มขนาด KB-10 (KB-10 Self-Aspirating Burner) มาดัดแปลงเพื่อใช้ในการทดลอง
2. ใช้หินแม่น้ำ (Al_2O_3) เป็นวัสดุพอรุน (Porous medium) แบบ Packed bed ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 15 มิลลิเมตร
3. ใช้เอทานอล (Ethanol) เป็นเชื้อเพลิงเหลวในการทดลอง

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. สามารถเข้าใจถึงลักษณะของการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพอรุนที่มีการเหนี่ยวนำอากาศด้วยตนเอง
2. สามารถประยุกต์ใช้เตาเผาไหม้แบบ SLAPB ไปใช้ในเชิงพาณิชย์
3. สามารถนำความรู้ที่ได้ไปเผยแพร่ต่อในระดับนานาชาติ

บทที่ 2

งานวิจัยที่ผ่านมา

การเผาไหม้ในวัสดุพรุนทำให้เกิดการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อนได้ด้วยตัวเองซึ่งลักษณะดังกล่าวมีข้อได้เปรียบเหนือการเผาไหม้แบบปกติ (Free-flame Combustion) หลายประการ คือ ให้ อุณหภูมิการเผาไหม้สูงกว่าเปลวไฟแบบปกติ [2,3] ที่สภาวะเดียวกัน ความเร็วในการเผาไหม้ (burning velocity) สูงขึ้น ความเข้มของการเผาไหม้มีค่าสูง (high combustion intensity) [3] ทำให้ห้องเผาไหม้มีขนาดเล็ก รวมถึงฟลักซ์ความร้อนที่ได้จากการแผ่รังสี (Radiative heat flux) มีค่าสูงและสม่ำเสมอ การปลดปล่อยมลพิษต่ำเมื่อเทียบกับการเผาไหม้แบบปกติและที่สำคัญก็คือ สามารถเผาเชื้อเพลิงที่มีค่าความร้อนต่ำ[4] (เชื้อเพลิงเกรดต่ำ) หรือเผาไหม้ในสภาวะเจือจาง (Lean Combustion) หรือเข้มข้น (Rich Combustion) ซึ่งเตาเผาทั่วไป (Conventional Burner, CB) ไม่สามารถเผาไหม้ได้ จากการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมาในอดีตเกี่ยวกับการนำเกี่ยวกับเทคโนโลยีของการเผาไหม้ในวัสดุพรุน (Porous Medium ,PM) ซึ่งเป็นการเผาไหม้อีกลักษณะหนึ่งที่ได้รับ ความสนใจอย่างมาก ทั้งการทดลอง และการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ซึ่งมีงานวิจัยที่เกี่ยวข้องดังนี้

Yoshizawa et al [5] ได้ทำการศึกษาถึงผลของการแผ่รังสีในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้วัสดุพรุน (Porous Medium) เป็นตัวแลกเปลี่ยนความร้อนและพลังงานที่ถูกปล่อยออกมาจากการเผาไหม้ จะถูกเปลี่ยนไปเป็นพลังงานการแผ่รังสีความร้อน วัสดุประสงค์ในงานวิจัยนี้ก็เพื่อพัฒนาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยการแผ่รังสีความร้อน (Radiant Heater) ให้มีประสิทธิภาพเพิ่มมากขึ้น โดยการพยายามทำให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยการแผ่รังสีความร้อนนั้นสามารถที่จะเปลี่ยนพลังงานที่ได้จากการเผาไหม้ทั้งหมดไปเป็นพลังงานการแผ่รังสีความร้อน โดยอาศัยหลักการของวัสดุพรุน ชุดอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองนี้จะประกอบไปด้วยส่วนหลัก ๆ 2 ส่วนคือ หัวเผา (Burner) และ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) ซึ่งจากการทดลองทำให้ทราบว่า อุณหภูมิภายใน อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยการแผ่รังสีความร้อน โดยส่วนใหญ่จะถูกควบคุม โดยการแผ่รังสีความร้อนจากตัวของวัสดุพรุน ดังนั้นจากการทดลองนี้ทำให้สามารถสรุปได้ว่าค่าประสิทธิภาพของการเปลี่ยนพลังงานที่ได้จากการเผาไหม้ไปเป็นพลังงานการแผ่รังสีความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยการแผ่รังสีความร้อนนี้จะมีค่าเพิ่มขึ้นและมีค่าสูงสุดถึง 88%

Amanda และ Janet [6] ได้ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนในหัวเผาแบบวัสดุพรุน (Porous radiant burner) ซึ่งตำแหน่งการเผาใหม่นั้นเกิดขึ้นบริเวณด้านในวัสดุพรุน โดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์นั้นจะเป็นแบบ 1 มิติ การคิดปฏิกิริยาการเผาไหม้เป็นแบบ Multi-step chemical kinetics และใช้เชื้อเพลิงมีเทน (Methane) ในการจำลอง โดเมนของแบบจำลองมีสองค่าความพรุน (Porosity) โดยที่ค่าทางด้านต้นน้ำ (Upstream) จะมีค่าความพรุนน้อยกว่าเมื่อเทียบกับทางด้านปลายน้ำ (Downstream) ผลจากการจำลองพบว่าความสามารถในการลามของเปลวไฟ (Effective flame speed) เพิ่มขึ้นเมื่อค่าอัตราส่วนสมมูล (Equivalence ratio) เข้าใกล้ค่า Stoichiometry และค่าความสามารถในการลามของเปลวไฟสูงสุดได้รับผลกระทบจากค่าอัตราส่วนสมมูลน้อยมากเมื่อเทียบกับค่าต่ำสุด โดยที่ค่าต่ำสุดจะน้อยลงเรื่อยๆเมื่อค่าอัตราส่วนสมมูลเข้าใกล้ Stoichiometry ที่เปลวไฟยังสามารถเสถียรในวัสดุพรุนได้ ประสิทธิภาพการหมุนเวียนความร้อน (Heat recirculation efficiency) มาทางด้านต้นน้ำมีค่าน้อยลงเมื่อค่าของอัตราส่วนสมมูลและค่าความสามารถในการลามของเปลวไฟเพิ่มขึ้น ที่ค่าอัตราส่วนสมมูลต่ำๆ ประสิทธิภาพการหมุนเวียนความร้อนโดยแผ่รังสี (Preheat radiant efficiency) จะมีความสำคัญน้อยกว่าเมื่อเทียบกับประสิทธิภาพการหมุนเวียนความร้อนโดยการนำความร้อน (Preheat conduction efficiency) ในทางตรงกันข้ามที่ค่าอัตราส่วนสมมูลเข้าใกล้ค่า Stoichiometry ประสิทธิภาพการหมุนเวียนความร้อนโดยแผ่รังสีจะมีความสำคัญมากกว่าเมื่อเทียบกับประสิทธิภาพการหมุนเวียนความร้อนโดยการนำความร้อนของตัววัสดุพรุนเอง ส่วนประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนไปทางปลายน้ำ (Radiant output efficiency) มีค่าลดลงเมื่อความสามารถในการลามของเปลวไฟมีค่าเพิ่มขึ้นและค่าอัตราส่วนสมมูลเข้าใกล้ค่า Stoichiometry

Pantangi และ Mishra [7] ได้นำเตาแก๊สหุงต้ม และแนวความคิดการแบ่งวัสดุพรุนออกเป็นสองชั้นมาใช้ร่วมกัน โดยชั้นอ่อนส่วนผสมใช้ก้อนกรวด (Pebble) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ย 3-4 มม. และชั้นเผาไหม้ใช้ metal ball ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 8 มม. พบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นร้อยละ 2 โดยเฉลี่ย และ CO ลดลง 37 ppm เมื่อเทียบกับเตาแก๊สหุงต้มทั่วไป และเมื่อเปลี่ยน Metal ball ในชั้นเผาไหม้เป็น Metal chips พร้อมกับหุ้มฉนวนรอบตัวเตา พบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นร้อยละ 3 โดยเฉลี่ย และ CO ลดลง 108 ppm เมื่อเทียบกับเตาแก๊สหุงต้มทั่วไป

Ergun [8] ได้ศึกษาความสัมพันธ์ (Correlation) ระหว่าง Pressure drop กับกรไหลแบบ Laminar และ turbulent flows ผ่าน Packed bed ที่เป็นแบบ uniform particle sizes (Porous medium) และรูปร่างของ particle ต้องเป็นแบบ sphericles particles เท่านั้น โดยสมการที่ได้จากความสัมพันธ์ของ Ergun สามารถใช้ในการทำนายความสูงของ packed bed แบบที่มีการจัดเรียงตัว cylindrical ได้ทั่วและ

ครอบคลุมในช่วงของ Reynolds Numbers ที่กว้าง ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์ (Coefficient) ที่อยู่ใน สมการของ Ergun สามารถหาได้จากการทดลองใน Packed bed ที่เป็นแบบ Infinite bed (สัดส่วนของ Diameter bed ต่อ Diameter particle สูง) และการจัดเรียงตัวภายใน Packed bed เป็นแบบสุ่ม (Random distribution)

Ergun 's equation

$$\frac{\Delta P}{L} = 150 \frac{(1-\bar{\varepsilon})^2}{\bar{\varepsilon}^3} \mu \frac{\bar{v}}{d^2} + 1.75 \frac{(1-\bar{\varepsilon})}{\bar{\varepsilon}^3} \rho \frac{\bar{v}^2}{d} \quad (2.1)$$

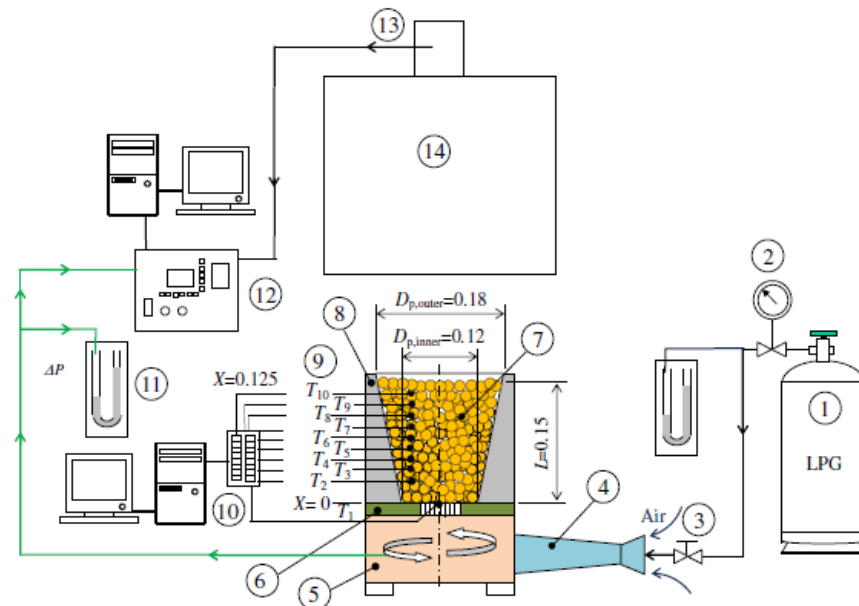
โดย ΔP คือ pressure drop (Pa)
 L คือ length of packed bed (m)
 $\bar{\varepsilon}$ คือ average Porosity (dimensionless)
 μ คือ mixture viscosity (Pa.s)
 ρ คือ density (kg/m³)
 \bar{v} คือ superficial velocity of packed bed (m/s)
 d คือ particle diameter (m)

ต่อมา Mehta และ Hawley [9] ได้ศึกษาผลของ Wall effects ที่มีต่อ Wetted surface ของ Packed beds ที่เป็นแบบ Cylindrical bed เนื่องจาก Cylindrical bed มีส่วนที่เป็นผนังอยู่ด้วยจึงต้องคิดผลของ Wall effects เพื่อนำไปแก้ไขในสมการของ Ergun ให้ถูกต้องและต่อมา Cohen และ Metzner [10] ได้เสนอว่าผลของ Wall effects ไม่ได้มีแค่ Wetted surface เท่านั้น แต่ยังมีผลต่อ ความพรุน (Porosity) และการกระจายตัวของการไหล (Flow distribution) โดย Cohen และ Metzner [10] ได้ทำการแก้ปัญหา โดยแบ่ง Cross section ของ Cylindrical bed ออกเป็นสามส่วน คือ Wall , Transition และ Bulk zone เพื่อง่ายต่อการศึกษา และทำการศึกษาการไหลผ่าน Packed beds เฉพาะที่เป็นแบบ Laminar flow เท่านั้น ต่อมา Sodre และ Parise [11] ได้เสนอการทำนาย Pressure drop ใน Packed bed ที่เป็นแบบ Annular bed ซึ่งครอบคลุมทั้งการไหลแบบ Laminar Flow และ Turbulent Flow โดยได้นำเอาแนวคิดของ Mehta และ Hawley [9], Cohen และ Metzner [10] มาประยุกต์ใช้ในสมการของ Ergun [8] เพื่อสร้างความสัมพันธ์ใหม่ขึ้นมา โดยเสนอว่าความเร็วที่อยู่ในสมการของ Ergun ควรจะถูกแก้ค่าให้ถูกต้องด้วยค่า C (Correction factor) ดังสมการ 2.2 เนื่องจากมีผลของ Wall effects โดยทำการแบ่ง Annular bed ออกเป็นสามส่วน ได้แก่ Internal wall , Transition และ External wall zone

$$\frac{\Delta P}{L} = 150 \frac{(1-\bar{\varepsilon})^2}{\bar{\varepsilon}^3} \mu \frac{C\bar{v}}{d^2} + 1.75 \frac{(1-\bar{\varepsilon})}{\bar{\varepsilon}^3} \rho \frac{(C\bar{v})^2}{d} \quad (2.2)$$

โดย C คือ ratio between the average flow velocity in the triregional method and the average flow velocity in the single region treatment (dimensionless)

Yoksenakul และ Jugjai [12] ได้ทำออกแบบหัวเผาวัสดุพอรุนใหม่โดยการเปลี่ยนจากหัวเผาแบบ CB (convectonal gaseous fuel, free flame burners) มาเป็นหัวเผาแบบ SPMB (self-aspirating porous medium burner) โดยการออกแบบจะยังคงไว้ซึ่ง mixing tube และ fuel nozzle เดิมของหัวเผาแบบ CB ทั้งขนาดและรูปร่าง และได้ทำการศึกษาการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงก๊าซ LPG กับอากาศในหัวเผาวัสดุพอรุน (SPMB) โดยที่วัสดุพอรุนที่ใช้คือ alumina spheres การคำนวณค่าความดันตกคร่อมตลอดชั้นวัสดุพอรุนที่บรรจุในหัวเผา ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ alumina spheres และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผา โดยใช้สมการของ Ergun [8] ร่วมกับ Peclet number โดยที่หัวเผาแบบ SPMB จะให้เปลวไฟแบบฝังลงไปในตัวเผาพร้อมกับให้ค่าความเข้มข้นในการแผ่รังสีจากด้าน Downstream ไปสู่ Upstream สูง ประสิทธิภาพการแผ่รังสีจากหัวเผาสูงถึง 23 % และมีช่วงการทำงานของเตาที่กว้างจาก 23 ถึง 61 Kw โดยที่ค่า Turn-down ratio เท่ากับ 2.65 หัวเผาแบบ SPMB ให้การเผาไหม้ที่สมบูรณ์โดยมีค่า CO น้อยกว่า 200 ppm และค่า NO_x น้อยกว่า 98 ppm ซึ่งสามารถยอมรับได้เมื่อเปรียบเทียบกับหัวเผาแบบ CB ตลอดทั้งช่วงการทำงานของหัวเผา

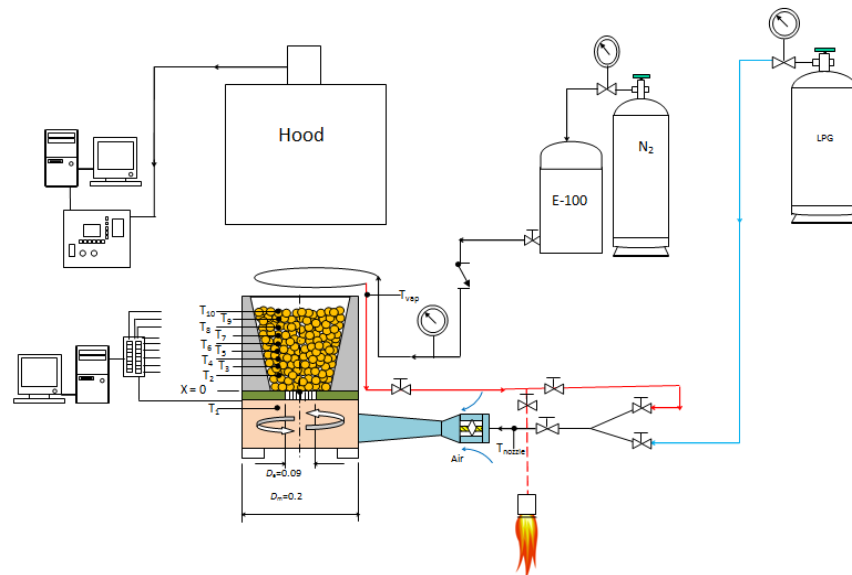


รูปที่ 2.1 Schematic Diagram ของการทดลอง [12]

เฉลิมชัย จันทบาล [13] ได้ทำการศึกษาผลของเอทานอลความเข้มข้นต่ำที่ใช้เป็นเชื้อเพลิงในการหุงต้ม ซึ่งจะนำค่าความร้อนของเชื้อเพลิงเอทานอลความเข้มข้นต่ำมาเปรียบเทียบกับค่าความร้อนของแก๊ส LPG และเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายระหว่างเอทานอลความเข้มข้นต่ำกับ LPG โดยมีชุดทดสอบถังเชื้อเพลิงทนความดันสูงสุด 10 bar มีปริมาตร 5 liter ชุดควบคุมความดันปรับความดันใช้ได้สูงสุด 4 bar หัวฉีดเชื้อเพลิงใช้ความดัน 1 bar ทำการทดลองโดยใช้เอทานอลเข้มข้น 40 %, 50 % และ 60 % นำมาทดสอบต้มน้ำ 500 ml เพื่อหาความร้อนและประสิทธิภาพทางความร้อน แล้วนำมา

เปรียบเทียบกับแก๊ส LPG ที่ทดสอบในลักษณะเดียวกัน ผลการทดลองพบว่าเตาจะมีประสิทธิภาพสูงสุดเมื่อใช้เอทานอลความเข้มข้น 60 % ซึ่งมีประสิทธิภาพทางความร้อนสูงสุดคือ 79.1% เมื่อเปรียบเทียบกับ LPG เตาเอทานอลสามารถให้ความร้อนได้ใกล้เคียงกับ LPG ซึ่งมีประสิทธิภาพทางความร้อน 94% และระยะเวลาการใช้งานเตาที่เท่ากันค่าใช้จ่ายของเตาเอทานอลจะน้อยกว่า LPG ถึง 18.6 %

องอาจ วงศ์คำขาว และคณะ [14] ออกแบบ และสร้างเตาเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพอรุนที่มีการเหนี่ยวนำอากาศด้วยตนเอง โดยมีส่วนประกอบหลัก 2 ส่วน คือ เตาเผาวัสดุพอรุนมี Packed bed แบบทรงกระบอก (Cylindrical) และมีชุดเหยื่อเพลิงเหลวอยู่ด้านบนเตา ในงานวิจัยนี้ได้ศึกษากลไกการระเหยและปรากฏการณ์ของการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นขณะที่มีการเปลี่ยนจากเชื้อเพลิงแก๊สไปยังเชื้อเพลิงเหลว และศึกษาอิทธิพลของอัตราการป้อนเชื้อเพลิงและพื้นที่ทางเข้าของอากาศปฐุมภูมิ ที่มีผลต่อโครงสร้างทางความร้อนภายในวัสดุพอรุนและปริมาณการปลดปล่อยมลพิษ จากผลการทดลอง เมื่อเพิ่มอัตราการป้อนเชื้อเพลิงจาก 12–24 kW พบว่า ตำแหน่งการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงเหลวภายในวัสดุพอรุนจะเลื่อนไปอยู่ทางต้นน้ำมากกว่าเชื้อเพลิงแก๊ส และมีอุณหภูมิสูงสุดประมาณ 1200 C° ที่ 12 kW และตำแหน่งการเปิดทางเข้าของอากาศปฐุมภูมิที่ทำให้เปลวไฟติดเสถียรอยู่ในวัสดุพอรุนได้จะอยู่ในช่วง 30° - 80° นอกจากนี้การปล่อย CO ของเชื้อเพลิงเหลวมีค่าสูงกว่าเชื้อเพลิงแก๊ส แต่ปริมาณการเกิด NOx มีค่าต่ำกว่า โดยมีค่า CO และ NOx สูงสุดที่ 300 และ 30 ppm ตามลำดับ



รูปที่ 2.2 Schematic Diagram ของการทดลอง [14]

ธนภัทร ศิริเรืองสกุล และคณะ [15] ได้ทำการศึกษาพัฒนาและปรับปรุงข้อบกพร่องของงานวิจัยที่ผ่านมา [14] โดยการออกแบบและพัฒนาระบบชุดระเหยเชื้อเพลิงเหลวของเตาเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพูนที่มีการเหนี่ยวนำอากาศด้วยตนเอง งานวิจัยชิ้นนี้ได้ทำการศึกษาถึงปรากฏการณ์ของการเผาไหม้ในช่วงที่มีการเปลี่ยนเชื้อเพลิงจากเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีเป็นเป็นเชื้อเพลิงเหลวเอทานอล การศึกษาถึงลักษณะของการเผาไหม้ที่สภาวะการป้อนความร้อนของเชื้อเพลิงเอทานอลต่างๆ รวมไปถึงการศึกษาถึงอิทธิพลของอากาศปฐมภูมิที่มีต่อการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง จากผลการทดลองพบว่าเมื่อทำการเปลี่ยนเชื้อเพลิงจากเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีเป็นเชื้อเพลิงเหลวเอทานอล ตำแหน่งการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงเหลวภายในวัสดุพูนจะเคลื่อนที่ไปอยู่ทางด้านบนมากกว่าตำแหน่งการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี เมื่อทำการปรับค่าอัตราการป้อนเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงเหลวเอทานอลระหว่าง 20-24 kW พบว่า เมื่อทำการเพิ่มอัตราการป้อนเชื้อเพลิง ตำแหน่งการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงเหลวจะเคลื่อนที่ไปอยู่ทางปลายทางมากขึ้น การปลดปล่อยปริมาณ CO จะมีปริมาณที่ลดลง แต่การปลดปล่อย NOx จะมีปริมาณที่สูงขึ้น และสำหรับการทดลองการปรับปริมาณอากาศปฐมภูมินั้น พบว่า เมื่อทำการเปิดช่องให้อากาศเข้าทางปฐมภูมิเพิ่มมากขึ้น ตำแหน่งการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงเหลวจะเคลื่อนที่ไปอยู่ทางด้านบนมากขึ้นและอุณหภูมิภายในเตาเผาไหม้โดยรวมจะมีค่าสูงขึ้น การปลดปล่อยปริมาณมลพิษ CO จะมีปริมาณที่ลดลง ส่วนการปลดปล่อยมลพิษ NOx จะมีปริมาณที่สูงขึ้น

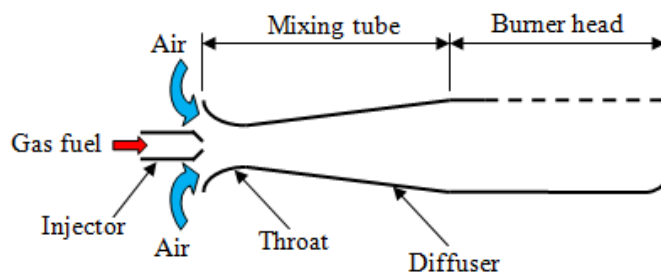
จากงานวิจัยทั้งหมดที่กล่าวมาจึงเป็นที่มาของหัวข้อวิทยานิพนธ์เรื่อง “เตาเผาไหม้ในวัสดุพูนแบบวงแหวนที่มีการเหนี่ยวนำอากาศด้วยตนเองโดยใช้เชื้อเพลิงเหลว” เพื่อจะศึกษาออกแบบและสร้างเตาเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวโดยใช้วัสดุพูน โดยอาศัยหลักการเหนี่ยวนำอากาศด้วยตนเอง (Self-Aspirating) โดยมีการพัฒนาจากเตาที่มี Pack bed แบบ cylindrical ให้เปลี่ยนเป็นแบบ Annular packed bed และปรับปรุงรูปของชุดระเหยเชื้อเพลิงเหลว โดยการนำชุดระเหยฝังในผนังปูนด้านในเตา ซึ่งจะเหมาะกับการนำไปใช้ในเชิงพาณิชย์มากขึ้น

บทที่ 3

หลักการและทฤษฎี

3.1 เตาเผาเชื้อเพลิงแก๊สชนิดที่มีการเหนี่ยวนำอากาศด้วยตนเอง

ปัจจุบันเตาที่ใช้หลักการการเหนี่ยวนำตัวตัวเองกำลังเป็นที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลาย โดยเฉพาะเตาแก๊สหุงต้มที่ใช้กันในครัวเรือน เพราะมีราคาถูก ใช้งานง่าย เป็นต้น จากรูปที่ 3.1 จะเป็นหลักการทำงานและโครงสร้างโดยทั่วไปของเตาชนิดมีการผสมอากาศ โดยแก๊สจะถูกพ่นออกจากหัวฉีดซึ่งอาจมีเพียงหนึ่งรูหรือมากกว่าก็ได้ ในขณะที่แก๊สถูกพ่นออกจากหัวฉีด แก๊สจะเหนี่ยวนำอากาศที่อยู่ด้านข้างด้วยกระบวนการถ่ายเทโมเมนตัมระหว่างแก๊สความเร็วสูงที่พุ่งออกมาที่อากาศนิ่งที่อยู่ภายนอก ส่วนผสมของแก๊สกับอากาศจะเข้าสู่ท่อผสมที่อาจมีรูปร่างเป็นแบบคอขวด (venturi) หรือท่อตรงก็ได้ โดยมันถูกออกแบบมาเพื่อให้เกิดการผสมระหว่างแก๊สกับอากาศอย่างสมบูรณ์เพื่อให้อัตราส่วนของอากาศต่อแก๊สคงที่และสม่ำเสมอก่อนไหลผ่านออกไปที่หัวเผา (burner head) ส่วนที่เพิ่มเติมเข้ามาคือตัว ปิด-เปิด ช่องการเหนี่ยวนำอากาศหรือแผ่นควบคุมที่ทางเข้าท่อผสมเพื่อควบคุมปริมาณอากาศส่วนแรก (primary air) ที่จะถูกเหนี่ยวนำ หรืออาจจะติดตั้งแผ่นรังผึ้งหรือผ้าก๊อซที่ตัวเตาเพื่อช่วยให้เกิดการผสมที่ดีขึ้นและป้องกันการเกิดคราบอุดตัน (clogging) ที่รูทางออกหัวเผา (burner ports)



รูปที่ 3.1 โครงสร้างโดยทั่วไปของเตาชนิดที่มีการเหนี่ยวนำอากาศด้วยตนเอง

3.2 วัสดุพรุน (Porous Medium)

วัสดุพรุน คือ ของแข็งที่ภายในเนื้อวัสดุมีช่องว่างหรือรูพรุนที่เชื่อมต่อกันเป็นโครงข่าย วัสดุพรุนตามธรรมชาติ เช่น ไม้ เนื้อเยื่อปอดของมนุษย์ หินทราย และรังผึ้ง สมบัติ ที่สำคัญของวัสดุพรุนคือ มีพื้นที่ผิวต่อปริมาตรสูง (Area to volume ratio) ทำให้มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเท ความร้อนโดยการพาความร้อนสูง อีกทั้งวัสดุพรุนเป็นของแข็งที่มีค่าการนำความร้อนและการแผ่รังสีความร้อนสูง ทำให้วัสดุพรุนสามารถเปลี่ยนรูปพลังงานความร้อนได้ดีระหว่างความร้อนในรูปของการพาและการแผ่รังสี จึงกล่าวได้ว่าวัสดุพรุนเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) ที่มีประสิทธิภาพ สูงและมีขนาดกะทัดรัด อย่างไรก็ตามแม้ว่าวัสดุพรุนจะมีอยู่มากมายหลายชนิด แต่วัสดุพรุนที่สามารถนำมาประยุกต์ใช้กับงานที่เกี่ยวข้องกับการเผาไหม้ ต้องทำมาจากวัสดุที่มีความต้านทานอุณหภูมิสูง (High temperature resistant) และมีอายุการใช้งานยาวนาน สามารถทนทานต่อการแตกร้าวเนื่องจากการยืดหรือหดของ โครงสร้างวัสดุพรุนในช่วงเริ่มทำงาน (Startup) และ ช่วงดับเตา (Shutdown) วัสดุพื้นฐานหลักที่ใช้ในการผลิตเซรามิกที่ใช้สำหรับเป็นหัวเผาวัสดุพรุน ได้แก่ ซิลิคอนคาร์ไบด์ (SiC) อะลูมินาออกไซด์ (Al_2O_3) และเซอร์โคเนียออกไซด์ (ZrO_2) โดยที่ อะลูมินาออกไซด์ เป็นวัสดุที่ได้รับความนิยมที่สุดในการนำไปใช้เป็นหัวเผาวัสดุพรุนในรูปแบบของ Packed bed ดังรูปที่

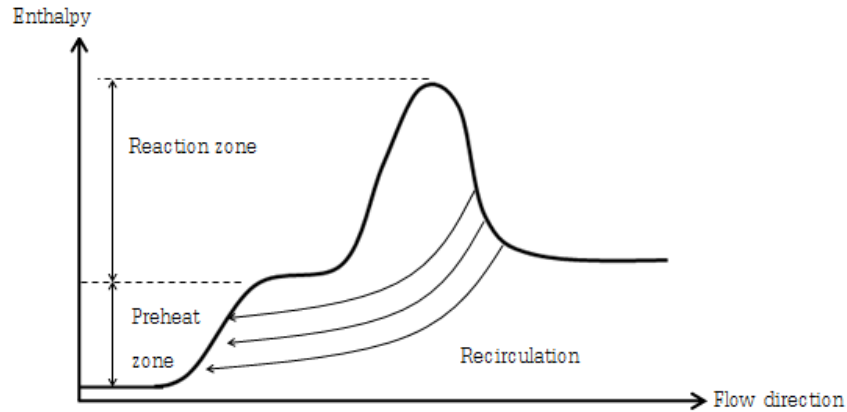


รูปที่ 3.2 วัสดุพรุนอะลูมินาออกไซด์ (Al_2O_3)

3.3 หลักการของการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน (Heat recirculating combustion)

การเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อนภายใน (Internal heat recirculation combustion) [2] โดยการยืมความร้อน (Borrowed heat) จากบริเวณเปลวไฟเพื่อนำมาอุ่นไอดีที่ ไหลเข้าสู่ระบบก่อนเกิดการเผาไหม้และเมื่อเกิดการเผาไหม้เสร็จสิ้นแล้ว ไอดีเย็นนั้นจะต้องมีการใช้คืนความร้อน กลับคืนเข้าสู่ระบบก่อนที่จะไหลออกสู่สิ่งแวดล้อม ซึ่งหลักการของการเผาไหม้แอดิแควติกที่มีการหมุนเวียน ความร้อน

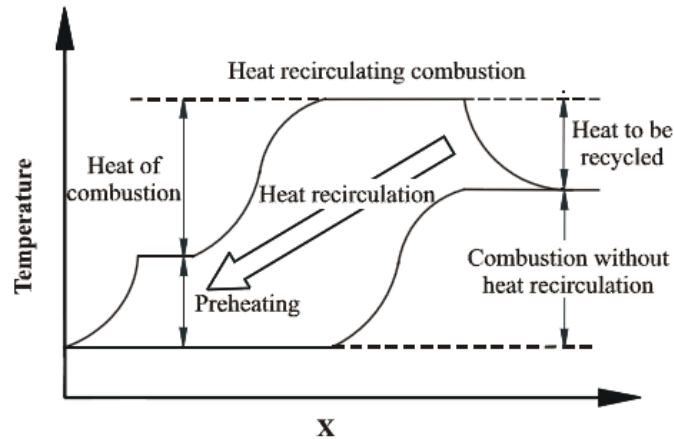
มาใช้ในการอุ่นไอดีแสดงดังภาพที่ 3.3 ได้เรียกระบบการเผาไหม้ใน ลักษณะนี้ว่า“Excess enthalpy combustion”



รูปที่ 3.3 หลักการเพิ่มเอนทาลปีในระบบการเผาไหม้ [2]

ภาพที่ 3.4 แสดงการเปรียบเทียบการทำงานของระบบที่มีและไม่มี การหมุนเวียนความร้อนโดยพิจารณา ให้ระบบทั้งสองทำงานภายใต้สภาวะแอดิแบติก (Adiabatic system) ส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ จะไหลเข้ามาทางซ้ายมือแล้วเกิดการเผาไหม้ หากพิจารณาระบบที่ไม่มี การหมุนเวียนความร้อน (Combustion without Heat Recirculation) กราฟเส้นล่างจะมีอุณหภูมิการเผาไหม้เท่ากับอุณหภูมิทางทฤษฎี (Adiabatic flame temperature) จากนั้นก๊าซไอเสียร้อนจะไหลออกทางด้านขวา เมื่อเปรียบเทียบกับระบบการเผาไหม้ที่มี การหมุนเวียนความร้อน (Heat recirculating combustion) ของกราฟเส้นบน ส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับ อากาศจะได้รับการอุ่น (Preheating) ให้ร้อนก่อน โดยความร้อนส่วนนี้จะมาจากการอุ่นเตาหรือระบบในตอน แรกเท่านั้น จากนั้นจะเกิดการเผาไหม้ที่ให้อุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูงกว่าทางทฤษฎี (Adiabatic flame temperature) และก่อนที่ก๊าซไอเสียร้อนออกจากระบบ จะคืนความร้อนหมุนเวียน (Heat recirculation) ส่วน นี้ เพื่อเอาไปอุ่นส่วนผสมที่จะเข้ามาใหม่อย่างต่อเนื่อง โดยความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้ยังคงเท่าเดิม (เท่ากับ Heat of combustion) แต่ได้อุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูงกว่าช่วยส่งเสริมการเผาไหม้ ทำให้ทั้งประสิทธิภาพการ เผาไหม้และประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบเพิ่มขึ้นรวมถึงความเข้มการเผาไหม้สูง ทำให้สามารถออกแบบ ให้ระบบมีขนาดกะทัดรัดกว่าปกติและขยายขอบเขตการเผาไหม้ในด้านส่วนผสมที่เจือจางมากขึ้น หรืออีกนัย หนึ่งคือเผาเชื้อเพลิงที่มีค่าความร้อนต่ำๆ เกินกว่าที่ระบบปกติจะสามารถเผาได้ จากหลักการดังกล่าวจึงมีนัก วิจัยจำนวนมากพยายามที่จะศึกษาและนำเสนอรูปแบบการเผา

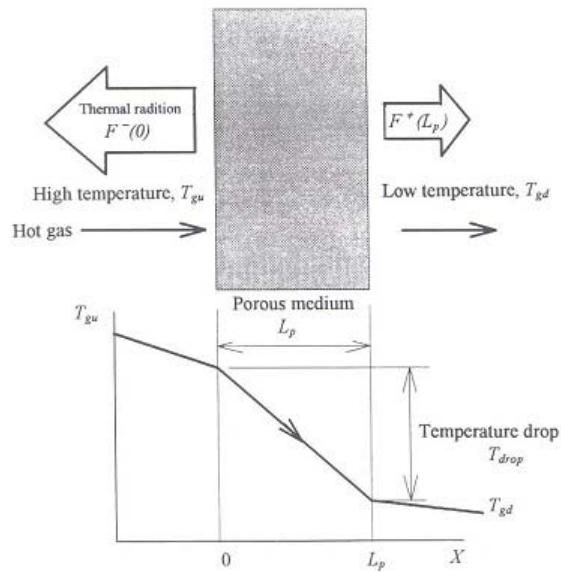
ไหม้ และหัวเผาชนิดต่างๆที่มีการอุ่นส่วนผสมก่อนการเผาไหม้เพื่อให้ได้การเผาไหม้ที่มีประสิทธิภาพสูงหนึ่งในนั้น คือเทคโนโลยีหัวเผาวัสดุพูน



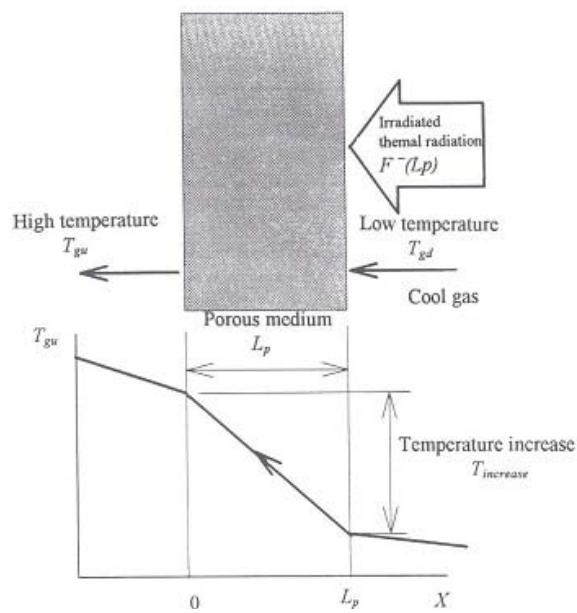
รูปที่ 3.4 เปรียบเทียบอุณหภูมิการเผาไหม้ของระบบที่มีและไม่มี การหมุนเวียนความร้อน [16]

3.4 หลักการหมุนเวียนความร้อนด้วยวัสดุพูน

วัสดุพูนสามารถทำหน้าที่เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้ เนื่องจากมีความสามารถในการเปลี่ยนรูปพลังงานความร้อนได้ดี ระหว่างเอนทัลปีของก๊าซร้อน (Enthalpy of the hot gas) กับพลังงานในรูปของการแผ่รังสี (Thermal radiation) โดยผ่านกลไกของการพาความร้อน (Convection) และการแผ่รังสี ความร้อน (Radiation) เนื่องจากวัสดุพูนเป็นของแข็งที่มีรูพรุนซึ่งของไหลสามารถไหลผ่านได้ทำให้มีข้อดี คือ มีอัตราส่วนระหว่างพื้นที่ผิวต่อปริมาตรมาก ทำให้มีความสามารถในการพาความร้อนได้ดี รวมทั้งลักษณะที่เป็นของแข็งจึงมีค่าสัมประสิทธิ์การดูดกลืนและการแผ่รังสีสูงกว่าก๊าซมาก หลักการทำงานของวัสดุพูนที่ทำหน้าที่เป็นตัวแผ่รังสีแสดงดังภาพที่ 3.5 [29] เมื่อก๊าซร้อนไหลผ่านวัสดุพูนที่ตำแหน่ง $X = 0$ ความร้อนจะถูกถ่ายเท จากก๊าซร้อน ไปให้กับวัสดุพูนด้วยการพาความร้อนทำให้อุณหภูมิของก๊าซลดลงเอนทัลปีจากก๊าซร้อนที่ถูก วัสดุพูนดูดกลืนไว้จะถูกเปลี่ยนเป็นพลังงานในรูปของการแผ่รังสีความร้อนออกทั้งทางด้าน Upstream และ Downstream กรณีดังกล่าวนี้วัสดุพูนทำหน้าที่เป็น ตัวแผ่รังสี (Emitter) นอกจากนี้วัสดุพูนยังสามารถทำหน้าที่เป็นตัวรับรังสี (Absorber) ได้อีกด้วย กล่าวคือ เมื่อวัสดุพูนได้รับพลังงานการแผ่รังสีมาจากแหล่งให้ความร้อน วัสดุพูนจะดูดซับความร้อนนี้ไว้ทำให้วัสดุพูนมีอุณหภูมิสูงขึ้น และเมื่อมีก๊าซเย็นไหลผ่านวัสดุ พูน ก็จะเกิดการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนจากวัสดุพูนไปยังก๊าซที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า ทำให้ก๊าซมี อุณหภูมิสูงขึ้นก่อนไหลออกจากวัสดุพูน ซึ่งแสดงได้ดังภาพที่ 3.6 [29] จากหลักการข้างต้นจึงกล่าวได้ว่าวัสดุพูน เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) ที่มีประสิทธิภาพสูงและมีขนาดกะทัดรัดอีกด้วย



รูปที่ 3.5 หลักการทำงานของวัสดุพอรุนที่ทำหน้าที่เป็นตัวแผ่รังสี



รูปที่ 3.6 หลักการทำงานของวัสดุพอรุนที่ทำหน้าที่เป็นตัวรับรังสี

การเผาไหม้ด้วยวัสดุพอรุน (Porous media combustion, PMC) แบ่งออกเป็นสองประเภท [17] คือ การเผาไหม้โดยที่เปลวไฟติดและเสถียรอยู่ในวัสดุพอรุน (Submerged combustion flame) หรือบางครั้งอาจรู้จักกันในนามของการเผาไหม้แบบไม่มีเปลวไฟ (Flameless combustion) และประเภทที่สองคือการเผาไหม้ที่เปลวไฟติดและเสถียรอยู่ที่ผิวของวัสดุพอรุน (Surface combustion flame) ซึ่งการเผาไหม้ภายในวัสดุพอรุนนั้น มีข้อดีต่างๆ ตามที่กล่าวมาข้างต้น และมีอีกส่วนหนึ่งที่ดีกว่าการเผาไหม้แบบ

ปกติ คือ มีการแผ่รังสีความร้อนจาก downstream ไปยังด้าน upstream เพื่อช่วยให้เกิดการอุ่นส่วนผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงก่อนเกิดการเผาไหม้ เนื่องด้วยว่าการเผาไหม้ในวัสดุพอร์นมีการอุ่นส่วนผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิง จึงได้มีการแบ่งชั้นของวัสดุพอร์นออกเป็นสองชั้น โดยชั้นแรกเป็นชั้นอุ่นส่วนผสม และชั้นที่สองเป็นชั้นการเผาไหม้ซึ่งการแบ่งชั้นของวัสดุพอร์นนั้นจะใช้ Peclet Number (Pe) [18] เป็นตัวกำกับ โดย Pe เป็นสัดส่วนระหว่างการพาความร้อนภายในช่องว่างของวัสดุพอร์นกับการนำความร้อนในเนื้อแก๊ส ซึ่งมีความสัมพันธ์ดังนี้

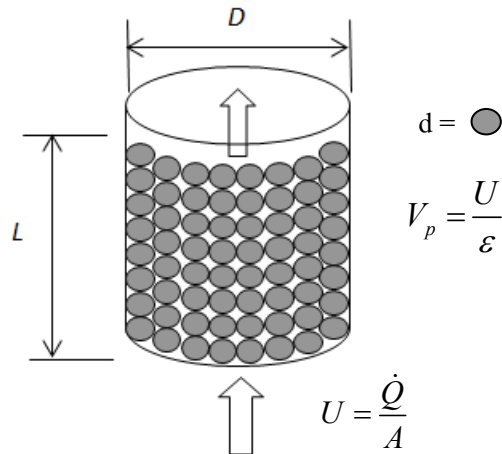
$$Pe = \frac{S_L d_m c_p \rho}{k} \quad (3.1)$$

โดย S_L คือ Laminar flame speed (ที่ $\Phi = 1.0$ LPG มีค่า $S_L = 0.4158$ m/s)
 d_m คือ equivalent pore diameter หรือ quenching distance
 c_p คือ specific heat capacity
 ρ คือ Density
 k คือ thermal conductivity of gas mixture

ค่า Pe ที่ใช้ออกแบบชั้นของวัสดุพอร์นมีค่าวิกฤตอยู่ที่ 65 นั่นคือถ้า $Pe < 65$ จะไม่มีเกิดการติดไฟ เพราะวขนาดของโพรงหรือรูภายในวัสดุพอร์นมีค่าน้อยมาก ทำให้เกิด quenching effect ขึ้นภายในวัสดุพอร์น จึงเป็นเหตุทำให้เปลวไฟไม่สามารถติดหรือลามได้ ซึ่งเหมาะกับการออกแบบชั้นวัสดุพอร์นที่ใช้อุ่นส่วนผสม และ เปลวไฟสามารถติดและลามในชั้นวัสดุพอร์นได้เมื่อ $Pe > 65$

3.5 เตาเผาไหม้วัสดุพอร์นที่มี Packed bed แบบทรงกระบอกตัน (Cylindrical Bed Porous Burner)

การไหลในวัสดุพอร์นที่ไม่มีการเคลื่อนที่จะมีความดันลด (Pressure Drop in Fixed Bed, ΔP) เกิดขึ้นภายในวัสดุพอร์น [3,19] ซึ่ง ΔP ที่เกิดขึ้นภายในวัสดุพอร์นจะขึ้นอยู่กับขนาดของวัสดุพอร์น (d) ความพรุน (\mathcal{E}) ความสูงของ Packed bed (L) ขนาดของ Packed bed (D) และความเร็วก่อนเข้า Packed bed (Superficial velocity, U) [20] โดยการออกแบบเตาแก๊สที่ใช้วัสดุพอร์นเป็นหัวเผา ต้องคำนึงถึงค่า ΔP ให้มีค่าเท่ากับเตาแก๊สแบบหัวเผาวงแหวนทั่วไป (Conventional Burner ขนาด KB-10) ดังรูปที่ 3.7 การคำนวณหาความสูงของ Packed bed (L) และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Packed bed (D) สามารถหาได้จากสมการของ Ergun [8,19]



รูปที่ 3.7 ลักษณะของ Fixed bed

3.6 เตาเผาไหม้วัสดุพอรุนที่มี Packed Bed แบบวงแหวน (Annular PMB)

การไหลของในวัสดุพอรุนที่มี Packed bed แบบวงแหวนนั้น[11] ก็คล้ายกับการไหลในวัสดุพอรุนที่มี Packed bed แบบทรงกระบอกตั้งแต่ ΔP ของการไหลใน Packed bed แบบวงแหวนนั้น จะมีความแตกต่างจากการไหลใน Packed Bed แบบทรงกระบอกตัน คือมีการพิจารณาผลของผนัง (Wall Effects) ที่มีต่อความพอรุน (Porosity , ϵ) และการกระจายตัวของความเร็ว (Velocity Distributions) เนื่องจาก Packed bed แบบวงแหวนนั้นจะมีพื้นที่ที่เป็นผนังมากกว่า Packed Bed แบบทรงกระบอกตัน จึงมีผลทำให้ ΔP ของการไหลใน Packed bed แบบวงแหวนมีค่าไม่เท่ากับการไหลใน Packed bed แบบทรงกระบอกตันส่วนหลักการคำนวณหาขนาดของวัสดุพอรุนที่ใช้สำหรับเตาเผาที่มี Packed bed แบบวงแหวนนั้น จะใช้หลักการของ Peclet Number (Pe) [18] เป็นตัวกำหนดขนาดของวัสดุพอรุน เช่นเดียวกับ Packed bed แบบทรงกระบอกตัน ทั้งขนาดของเม็ดหินซึ่งใช้เป็นชั้นเผาไหม้ และขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางของรูของแผ่นที่ใช้ป้องกันการเกิด Flash Back หลักการคำนวณหาความดันลด (Pressure drop) ของการไหลใน Packed bed แบบวงแหวน ก็จะคล้ายกับการหา Pressure drop ของการไหลใน Packed bed แบบทรงกระบอกตัน ซึ่ง Pressure Drop ของ Packed bed แบบทรงกระบอกตันนั้นสามารถหาได้จาก Ergun's Equation [8] ดังสมการ [3.2] เป็นสมการที่ใช้หา Pressure drop ของ Packed bed แบบทรงกระบอกตันที่มีวัสดุพอรุนลักษณะเป็นทรงกลม (Spherical Porous Medium) และขนาดของ Packed bed มีขนาดใหญ่มาก (Infinite bed) จึงไม่คำนึงถึงผลของผนัง (Wall Effects) ที่เกิดขึ้น แต่ในทำนยการหา Pressure drop ของ Packed bed แบบวงแหวนนั้นจะมีการพิจารณาผลของผนัง (Wall Effects) ร่วมด้วยดังที่ได้กล่าวมาข้างต้น ทำให้ต้องมีการแก้ค่า Superficial velocity ซึ่งอยู่ใน Ergun's Equation [8] ด้วยค่า C ดังสมการ (3.4) เรียกค่า C นี้ว่า "Correction Factor" ซึ่งเสนอโดย

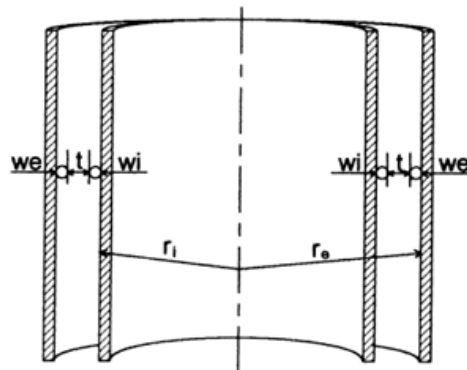
J.R. Sodre & J.A.R. Parise [11] โดยเป็นค่าแก้ไขความเร็วในท่อไหลใน packed bed ซึ่งจะทำให้การทำนายหา Pressure drop ของ Packed bed แบบวงแหวนมีความถูกต้อง

$$\frac{\Delta P}{L} = 150 \frac{(1-\bar{\varepsilon})^2}{\bar{\varepsilon}^3} \mu \frac{(\bar{v})}{d^2} + 1.75 \frac{(1-\bar{\varepsilon})}{\bar{\varepsilon}^3} \rho \frac{(\bar{v})^2}{d} \quad (3.2)$$

$$\frac{\Delta P}{L} = 150 \frac{(1-\bar{\varepsilon})^2}{\bar{\varepsilon}^3} \mu \frac{(C\bar{v})}{d^2} + 1.75 \frac{(1-\bar{\varepsilon})}{\bar{\varepsilon}^3} \rho \frac{(C\bar{v})^2}{d} \quad (3.3)$$

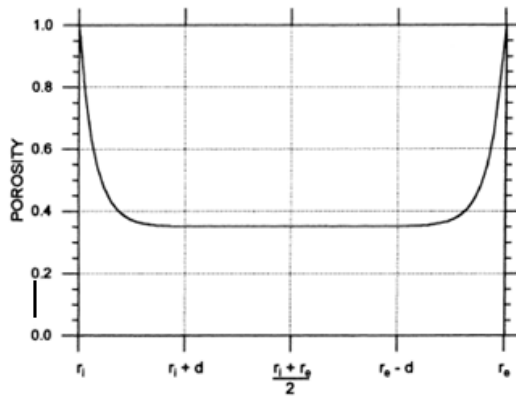
$$C = \frac{\bar{v}_c}{\bar{v}} = \frac{\bar{v}_{wi}}{\bar{v}} \frac{A_{wt}}{A_b} + \frac{\bar{v}_t}{\bar{v}} \frac{A_t}{A_b} + \frac{\bar{v}_{we}}{\bar{v}} \frac{A_{we}}{A_b} \quad (3.4)$$

ดังที่ได้กล่าวมาข้างต้นว่า Packed bed แบบวงแหวนนั้นจะมีการพิจารณาผลของผนัง (Wall Effects) ที่มีต่อความพรุน (Porosity, ε) และการกระจายตัวของความเร็ว (Velocity Distributions) โดยการพิจารณาจะแบ่งออกเป็น 3 บริเวณคือ บริเวณผนังใน (Internal Wall Region) บริเวณตรงกลาง (Transition Region) และบริเวณผนังนอก (External Wall Region) ดังรูปที่ 3.8 ซึ่งจากการแบ่งพิจารณาออกเป็น 3 บริเวณดังกล่าวจะส่งผลดังต่อไปนี้



รูปที่ 3.8 การแบ่งขอบเขตของผนังใน packed bed แบบวงแหวน

การกระจายตัวของความพรุน (Porosity Distributions) ของ Packed bed แบบวงแหวนนั้น ถูกเสนอโดย Cohen and Metzner [10] จะเป็นไปตามรูปที่ 3.9 ซึ่งจะเห็นได้ว่าบริเวณใกล้กับผนัง ไม่ว่าจะเป็นผนังในหรือผนังนอก จะมีความพรุนสูงกว่าบริเวณตรงกลาง (Transition Region) โดยบริเวณ Transition จะเป็นบริเวณที่มีความพรุนคงที่ไม่ขึ้นอยู่กัรัศมี (r) ส่วนบริเวณผนังใน (Internal Wall Region) และบริเวณผนังนอก (External Wall Region) ความพรุนจะขึ้นอยู่กัรัศมี (r) และสามารถหาได้จาก Exponential Equations ซึ่งเป็นสมการที่ Cheng and Hsu [21] ได้เสนอขึ้น เพื่ออธิบายการกระจายตัวของความพรุน (Porosity Distributions) ของ Annular bed



Internal Wall Region; $r_i \leq r \leq r_i + d$

Transition Region; $r_i + d < r < r_e - d$

External Wall Region $r_e - d < r < r_e$

รูปที่ 3.9 การกระจายของความพรุนใน Packed bed แบบวงแหวน

$$\varepsilon(r) = \varepsilon_\infty \left[1 + c_1 e^{-c_2(r-r_i)/d} \right], \quad r_i \leq r \leq \frac{r_e + r_i}{2} \quad (3.5)$$

$$\varepsilon(r) = \varepsilon_\infty \left[1 + c_1 e^{-c_2(r_e-r)/d} \right], \quad \frac{r_e + r_i}{2} \leq r \leq r_e \quad (3.6)$$

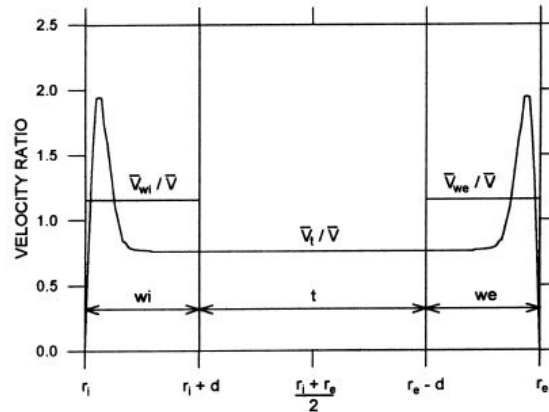
โดยที่ Coefficient C_1 สามารถหาได้จากสมการ (3.6a) และค่า ε_∞ เป็นค่าความพรุนสำหรับ Infinite bed ซึ่งมีค่าเท่ากับ 0.3517 อ้างอิงจาก Sato [22]

$$c_1 = \frac{1}{\varepsilon_\infty} - 1 \quad (3.6a)$$

เมื่อทำการอินทิเกรตสมการ (3.5) และ (3.6) ตลอดช่วงของ Annular bed ก็จะได้ความพรุนเฉลี่ย (Average Porosity, $\bar{\varepsilon}$) หรืออาจหาได้จากสมการ

$$\bar{\varepsilon} = \varepsilon_\infty \left\{ 1 + \frac{2c_1 d \left[1 - e^{-c_2(r_e-r_i)/2d} \right]}{c_2 (r_e - r_i)} \right\} \quad (3.6b)$$

การกระจายตัวของความเร็ว (Flow Velocity Distributions) ของ Annular bed เมื่อแบ่งพิจารณาเป็น 3 บริเวณจะเห็นได้ว่า Flow Velocity Distributions เป็นผลมาจากผนัง (Wall Effect) และความพรุน (Porosity Profile) แสดงในรูปที่ 3.10 ซึ่ง Flow Velocity Distributions นี้ได้มาจากการวิเคราะห์โดย Parang and Keyvani [23], Hunt and Tien [24] and Poulikakos and Ranken [25] จึงเป็นการยืนยันว่าการไหลใกล้กับบริเวณผนังจะให้ค่า velocity ratio สูงกว่าบริเวณตรงกลางของ packed bed ซึ่งเป็นผลเนื่องมาจาก Porosity Profile ตามรูปที่ 3.9 จะเห็นว่าบริเวณใกล้กับผนังความพรุนจะสูงมากเป็นผลให้การไหลที่เกิดใน packed bed ไหลได้ง่ายและเร็วกว่าบริเวณตรงกลางของ packed bed ดังนั้นเนื่องจากการไหลที่ไม่สม่ำเสมอใน packed bed จึงต้องมีการแก้ค่า Superficial Velocity ที่อยู่ใน Ergun's Equation [8] ให้ถูกต้อง



รูปที่ 3.10 การกระจายตัวของความเร็วภายใน Packed bed แบบวงแหวน

การหาค่าอัตราส่วนของความเร็ว (Velocity Ratio) ก็จะต้องทำการพิจารณาแยกเป็นช่วงๆดังนี้

Transition Region

ในบริเวณนี้เป็นบริเวณที่ไม่มีผลของผนัง (Wall Effect) โดยอัตราส่วนของความเร็วในช่วง Transition ต่อความเร็วเฉลี่ยตลอดทั้งช่วง (\bar{v}_t / \bar{v}) สามารถหาได้จากสมการ (3.7)

$$\frac{\bar{v}_t}{\bar{v}} = -K_1(1-\bar{\varepsilon}_t) + \left[K_1^2(1-\bar{\varepsilon}_t)^2 + K_2 \frac{\bar{\varepsilon}_t^3}{1-\bar{\varepsilon}_t} \right]^{1/2} \quad (3.7)$$

$$K_1 = \frac{150}{3.5} \frac{1}{R_c} \quad (3.8)$$

$$K_2 = \left[1 + 2K_1(1-\bar{\varepsilon}) \right] \frac{(1-\bar{\varepsilon})}{\bar{\varepsilon}^3} \quad (3.9)$$

$$A_t = \pi \left[(r_e - d)^2 - (r_i + d)^2 \right] \quad (3.10)$$

Internal Wall Region

ในบริเวณนี้เป็นบริเวณผิวของผนังในซึ่งได้รับอิทธิพลของ Wall Effect ทำให้ความพรุน (Porosity, ε) และการกระจายตัวของความเร็ว (Flow Velocity Distributions) เป็น Function ที่ขึ้นอยู่รัศมี (r) โดยอัตราส่วนของความเร็วในช่วง Internal Wall Region ต่อความเร็วเฉลี่ยตลอดทั้งช่วง (\bar{v}_{wi} / \bar{v}) สามารถหาได้จากสมการ (3.11)

$$\frac{\bar{v}_{wi}}{\bar{v}} = -K_1(1-\bar{\varepsilon}_{wi})M_{wi} + \left[K_1^2(1-\bar{\varepsilon}_{wi})^2 M_{wi}^2 + K_2 \frac{\bar{\varepsilon}_{wi}^3}{M_{wi}(1-\bar{\varepsilon}_{wi})} \right]^{1/2} \quad (3.11)$$

โดย M_{wi} เป็น Parameter ของ Mehta and Hawley ซึ่งหาได้จากสมการ (3.12)

$$M_{wi} = 1 + \frac{D_i}{6(D_i + d)(1 - \bar{\varepsilon}_{wi})} \quad (3.12)$$

ค่า $\bar{\varepsilon}_{wi}$ เป็นค่าความพรุนเฉลี่ยในช่วง Internal Wall Region ซึ่งหาได้จากสมการ (3.13)

$$\bar{\varepsilon}_{wi} = \frac{1}{A_{wi}} \int_{r_i}^{r_i+d} \varepsilon(r) 2\pi r dr \quad (3.13)$$

$$A_{wi} = \pi[(r_i + d)^2 - r_i^2] \quad (3.14)$$

External Wall Region

ในบริเวณนี้เป็นบริเวณผิวของผนังนอกซึ่งได้รับอิทธิพลของ Wall Effect ทำให้ความพรุน (Porosity, ε) และการกระจายตัวของความเร็ว (Flow Velocity Distributions) เป็น Function ที่ขึ้นอยู่กับรัศมี (r) เช่นเดียวกับ Internal Wall Region โดยอัตราส่วนของความเร็วในช่วง External Wall Region ต่อความเร็วเฉลี่ยตลอดทั้งช่วง (\bar{v}_{we} / \bar{v}) สามารถหาได้จากสมการ (3.15)

$$\frac{\bar{v}_{we}}{\bar{v}} = -K_1(1 - \bar{\varepsilon}_{we})M_{we} + \left[K_1^2(1 - \bar{\varepsilon}_{we})^2 M_{we}^2 + K_2 \frac{\bar{\varepsilon}_{we}^3}{M_{we}(1 - \bar{\varepsilon}_{we})} \right]^{1/2} \quad (3.15)$$

โดย M_{we} เป็น Parameter ของ Mehta and Hawley ซึ่งหาได้จากสมการ (3.16)

$$M_{we} = 1 + \frac{D_e}{6(D_e - d)(1 - \bar{\varepsilon}_{we})} \quad (3.16)$$

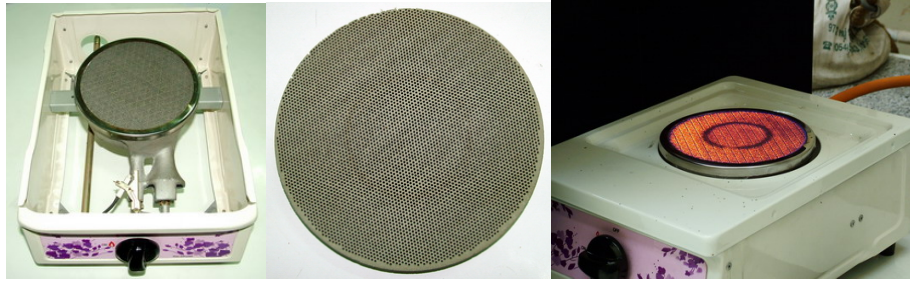
ค่า $\bar{\varepsilon}_{we}$ เป็นค่าความพรุนเฉลี่ยในช่วง External Wall Region ซึ่งหาได้จากสมการ (3.17)

$$\bar{\varepsilon}_{we} = \frac{1}{A_{we}} \int_{r_c-d}^{r_c} \varepsilon(r) 2\pi r dr \quad (3.17)$$

$$A_{we} = \pi[r_c^2 - (r_c + d)^2] \quad (3.18)$$

3.7 ห้องผสม (Mixing chamber)

ปริมาตรห้องผสม [12] อ้างอิงข้อมูลจากปริมาตรห้องผสมของเตาแก๊สขนาด KB-5 ที่ใช้เซรามิกลักษณะรังผึ้งเป็นวัสดุพรุน (Porous Medium Burner, PMB) ดังแสดงในรูปที่ 3.11 มาขยายขนาดเป็น KB-10 โดยให้มี Volume ratio คงที่ซึ่ง Volume ratio สามารถหาได้จากปริมาตรห้องเผาไหม้ของเตาแก๊ส KB-5 แบบ PMBหารด้วยปริมาตรห้องเผาไหม้ของเตาแก๊ส KB-5 แบบทั่วไป (Conventional Burner, CB)

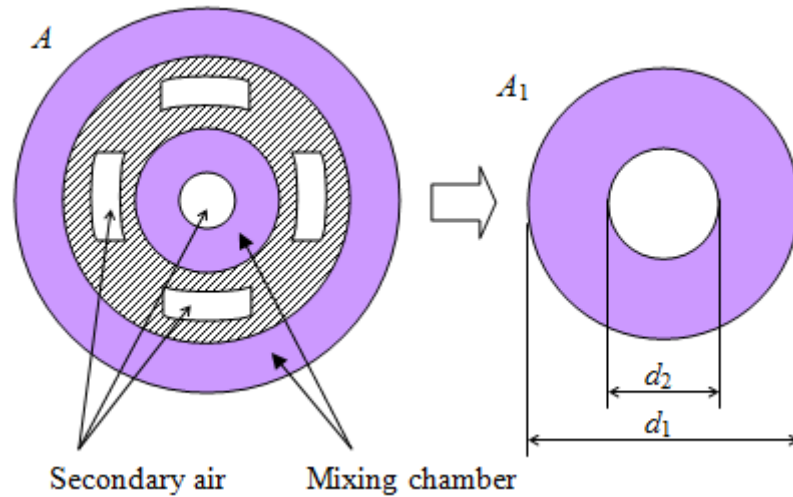


รูปที่ 3.11 เตาแก๊สขนาด KB-5 แบบวัสดุพอรอน

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (D_m) และความสูง (L_m) ของห้องผสม สามารถออกแบบได้โดยใช้ความเร็วของเปลวไฟในวัสดุพอรอน (Laminar Flame Speed, S_L) [18] ซึ่งความเร็วที่ทางออกของห้องผสม (Superficial Velocity, U) ต้องมีค่าสูงกว่า S_L เพื่อป้องกันการเกิด flash back โดย U สามารถหาได้จากปริมาตรการไหล (Volume Flow Rate, Q) ของเชื้อเพลิงและอากาศส่วนแรก [19] ของเตาแก๊ส KB-10 แบบ CB ที่ได้จากการทดลอง หาค่าด้วยพื้นที่หน้าตัดของห้องผสม $\left(A_m = \frac{\pi D_m^2}{4} \right)$ เมื่อได้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของห้องผสมที่เหมาะสมแล้วสามารถหาความสูงของห้องผสมได้จาก

$$L_m = \frac{\text{Volume of mixing chamber}}{\text{Cross section area of mixing chamber}} \quad (3.18)$$

นอกจากนี้ยังได้มีการออกแบบเพื่อไว้ในกรณีที่อากาศปฐมภูมิ (Primary air) ไม่เพียงพอต่อการเผาไหม้ โดยออกแบบให้มีทางเข้าของอากาศทุติยภูมิ (Secondary air) ซึ่งคำนวณได้จากการนำพื้นที่ทางเข้าของอากาศทุติยภูมิที่มีทางเข้าหลายทาง (รูปที่ 3.12) และพื้นที่หน้าตัดของห้องผสมของ KB-10 มาคูณรวมกันให้เป็นแบบวงแหวน



รูปที่ 3.12 พื้นที่ทางเข้าอากาศทุติยภูมิที่มีทางเข้าหลายทางรวมเป็นทางเดียว KB-10

3.8 การหาขนาดของรูหัวฉีด

ขนาดของรูหัวฉีดถือว่ามีความสำคัญอย่างยิ่งกับการนำไปใช้ให้เหมาะสมกับเชื้อเพลิงต่างๆ เพื่อการใช้งานที่ประสิทธิภาพ ดังนั้นจึงต้องมีการศึกษาหรือการคำนวณขนาดของรูหัวฉีดดังสมการต่อไปนี้

$$A_i = \frac{q}{12.78WCd_i\sqrt{P_g}} \quad (3.19)$$

โดย q = อัตราการป้อนเชื้อเพลิง (W)

W = Wobbe number (MJ/m³)

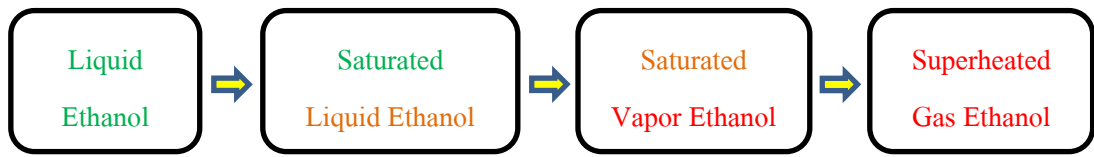
P_g = ความดันแก๊สที่แหล่งจ่าย (N/m²)

Cd_i = สัมประสิทธิ์การปล่อยผ่านแก๊สที่หัวฉีด ขึ้นอยู่กับรูปร่างของหัวฉีด (Orifice shape) ≈ 0.93

A_i = ขนาดของรูหัวฉีด Cross section area (mm²)

3.9 การหาขนาดท่อ Vaporizer

สำหรับท่อ Vaporizer นั้นจะถูกฝังไว้ด้านในปูน ดังนั้นท่อ vaporizer จะได้รับความร้อนจากปูนที่รอบๆ เกิดการ conduction ระหว่างปูนสู่ผิวท่อผ่านเข้าไปถึง Ethanol ที่อยู่ภายในท่อ นั้นเพื่อให้ง่ายต่อการคำนวณ จึงจำเป็นต้องสมมุติระบบของท่อ Vaporizer ให้อุณหภูมิที่ผิวนอกท่อเป็นแบบ Constant surface Temperature นั่นคืออุณหภูมิทุกจุดจะเท่ากันหมด ดังนั้นค่าความร้อนที่มากพอที่จะทำให้เชื้อเพลิง Ethanol นั้นกลายเป็นไอหมด (Superheated) ดังสมการนี้



$$Q_{ethanol,required} = Q_{liq, sensible} + Q_{Latent heat} + Q_{superheat} \quad (3.20)$$

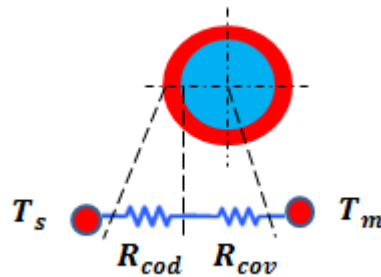
$$UA \left(\frac{T_o - T_i}{\ln \left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o} \right)} \right) = \dot{m} C_p (T_{boil} - T_i)_{liquid} + \dot{m} L + \dot{m} C_p (T_o - T_{boil})_{gas} \quad (3.21)$$

- โดย
- UA = Overall heat transfer coefficient
 - T_i = อุณหภูมิของ ethanol ที่ทางเข้าของท่อ vaporizer (K)
 - T_o = อุณหภูมิของ ethanol ที่ทางออกของท่อ Vaporizer (K)
 - T_s = อุณหภูมิผิวท่อของ Vaporizer (K)
 - T_{boil} = อุณหภูมิจุดเดือดของ Ethanol (K)
 - \dot{m} = อัตราการไหลของ Ethanol (kg/s)
 - L = Latent heat of Ethanol
 - $c_{p, liquid}$ = Specific heat capacity of Ethanol (liquid)
 - $c_{p, gas}$ = Specific heat capacity of Ethanol (gas)

การเลือกกำหนดขนาดของท่อที่ทางออกจาก vaporizer นั้นจะกำหนดให้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ Vaporizer เพื่อให้ไม่เกิดผลกระทบต่อความดันที่สูญเสียในระบบ ซึ่งเมื่อเลือกขนาดท่อทางออกของ Vaporizer แล้ว จะต้องคำนวณหาค่าอุณหภูมิที่น้อยที่สุดที่เมื่อเอทานอลไหลผ่านท่อทางออกนี้ไปจนถึงหัวฉีดแล้วเอทานอลยังคงมีอุณหภูมิสูงกว่าจุดเดือดหรือยังคงเป็นสถานะแก๊ส(Superheated) ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ heat loss ในระบบท่อทางออกของ Vaporizer

$$Q = UA\Delta T_{lm} = (\dot{m}C_p\Delta T)_g \quad (3.22)$$

$$\text{โดย } UA = 1 / \sum R \quad (3.22a)$$



รูปที่ 3.13 ความต้านทานของท่อ Vaporizer

$$\sum R = R_{\text{convect, ethanol}} + R_{\text{conduct, pipe}}$$

$$\sum R = \frac{1}{hA} + \frac{\ln(OD/ID)}{2\pi kL} \quad (3.22b)$$

โดยที่ h = Heat transfer coefficient ของเอทานอล ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$)

A = พื้นที่ผิวด้านในของท่อ (m^2)

OD = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางกลางของท่อด้านนอก (m)

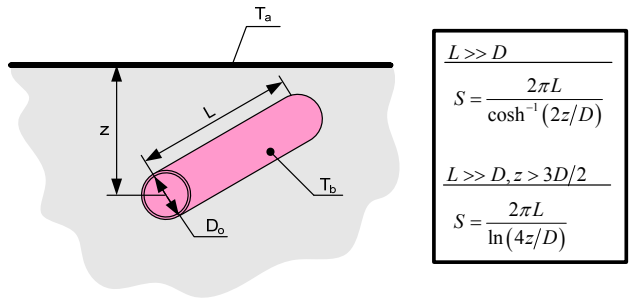
ID = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางกลางของท่อด้านใน (m)

k = Thermal conductivity ของท่อ Stainless Steel ($\text{W/m} \cdot \text{K}$)

L = ความยาวของท่อจาก vaporizer จนถึงหัวฉีด (m)

ค่าเซฟแฟคเตอร์ของการนำความร้อน (Conduction Shape Factor)

ค่าเซฟแฟคเตอร์ของการนำความร้อน (Conduction Shape Factor, S) [26] เป็นตัวแปรที่ใช้ในการลดความยากของปัญหาการนำความร้อนสองมิติ ซึ่งจำเป็นต้องอาศัยการแก้ปัญหาคำด้วยกระบวนการทางคณิตศาสตร์ (Analytical Method) ที่มีความยุ่งยาก ให้กลายเป็นปัญหาหนึ่งมิติที่ไม่ซับซ้อน พิจารณา รูปที่ 3.8 การนำความร้อนจากพื้นผิวอุณหภูมิ T_a ไปยังทรงกระบอกที่มีอุณหภูมิผิว T_b ซึ่งถูกฝังอยู่ในตัวกลางใด ๆ ที่มีค่าการนำความร้อนเท่ากับ k , ห่างจากผิวบนเป็นระยะ z นั้นไม่สามารถคำนวณได้ โดยอาศัยสมการการนำความร้อนหนึ่งมิติโดยทั่วไป



รูปที่ 3.14 แสดงการถ่ายเทความร้อนระหว่างพื้นผิวอุณหภูมิ T_a ไปยังทรงกระบอกที่มีอุณหภูมิผิว T_b ซึ่งถูกฝังอยู่ในตัวกลางใดๆ [26]

$$Q_n = k_n \cdot S \cdot (T_a - T_b) \tag{3.23}$$

โดย $S = \frac{2\pi L}{\cosh^{-1}(2z/D_o)}$ เมื่อ $L \gg D_o$ (3.23a)

$$S = \frac{2\pi L}{\ln(4z/D_o)} \quad \text{เมื่อ } L \gg D_o, z > 3D_o/2 \tag{3.23b}$$

Convection heat transfer coefficient (h), Ethanol

$$\dot{m} = \rho AV = \frac{\rho \pi D^2 V}{4} \tag{3.24}$$

$$V = \frac{4\dot{m}}{\rho \pi D^2} \tag{3.24a}$$

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{4\dot{m}}{\mu \rho D} \tag{3.25}$$

จากสมการที่ (3.24) จะรู้ว่าเป็นการไหลแบบไหน แบบราบเรียบ หรือปั่นป่วน

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \tag{3.26}$$

$$Nu = 3.66 + \frac{0.065 \left(\frac{D}{L}\right) Re Pr}{1 + 0.04 \left[\left(\frac{D}{L}\right) Re Pr\right]^{2/3}} \tag{3.27}$$

$$h = \frac{k}{D} Nu \tag{3.28}$$

โดย Nu = Nusselt number

Pr = Prandtl number

3.10 ประสิทธิภาพเชิงความร้อน

การวัดค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน ในที่นี้อ้างอิงมาตรฐาน EN 203-2 [27] ซึ่งค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนหาได้จากค่าความร้อนสัมผัสที่น้ำได้รับ โดยวิธีการต้มน้ำจากอุณหภูมิห้องจนใกล้จุดเดือดของน้ำ (ประมาณ 90°C) เพราะไม่ต้องการให้น้ำเดือด ซึ่งทำให้มวลของน้ำลดลง ส่วนค่าของ LHV ได้จาก certificate ของบริษัทที่จัดจำหน่าย และคำนวณตามสมการที่ 3.29 แล้ววัดค่าอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงไปเทียบกับปริมาณความร้อนที่ได้รับจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง ซึ่งหาได้จากเวลาที่ใช้ในการต้มน้ำ และอัตราการไหลของแก๊สเชื้อเพลิง แล้วนำมาคำนวณหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนได้ดังสมการ 3.29

$$\eta_{th} = \frac{m_{\text{water}} c_{p,\text{water}} (90 - T_{\text{water},i})}{LHV \times t} \quad (3.29)$$

วิธีการนี้จะได้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่เกิดจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงของเตาหุงต้มแอลพีจีจริง เนื่องจากวิธีนี้จะมีการอุ่นเตาให้ร้อนก่อนการทดสอบ ซึ่งสามารถลดความร้อนที่สูญเสียให้กับอุปกรณ์ประกอบเตา เช่น ท่อผสม ฐานตั้งภาชนะ เป็นต้น

บทที่ 4

การคำนวณหาขนาดมิติของเตาเผาวัสดุพูนแบบวงแหวน

4.1 ขั้นตอนการคำนวณ

4.1.1 ขั้นตอนการคำนวณหาความยาวของท่อระเหย (Vaporizer)

1. คำนวณหาค่าความร้อนที่ใช้ในการเปลี่ยนสถานะของ Ethanol (3.20) จากของเหลวเป็นของเหลวเป็นก๊าซ Superheat ที่อุณหภูมิ 370°C อ้างอิงข้อมูลจากการทดลองเตาเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพูนโดยการเหนี่ยวนำอากาศด้วยตนเองแบบ [15]
2. คำนวณหาค่าการนำความร้อนที่ผนังตามลู่ผิวท่อ Vaporizer (3.23) โดยจะติดอยู่ในฟังก์ชันของความยาวท่อ Vaporizer (L) และอุณหภูมิที่ผิวท่อ (T_s)
3. คำนวณหาค่าการนำความร้อนที่ผิวท่อ Vaporizer (3.22) มาลู่จากเอทานอลที่ไหลอยู่ภายใน โดยจะติดอยู่ในฟังก์ชันของความยาวท่อ Vaporizer (L) และอุณหภูมิที่ผิวท่อ (T_s)
4. จากข้อที่ 2 = 3 ทำการแก้สมการจะได้ อุณหภูมิที่ผิวท่อ Vaporizer (T_s) และ ความยาวท่อ Vaporizer (L)

4.1.2 ขั้นตอนการคำนวณหาค่า heat transfer coefficient (h)

1. คำนวณหาค่า mass flow rate (\dot{m}) (3.24) ของเอทานอล
2. คำนวณหาค่า Reynolds number (Re) (3.25) ของเอทานอล
3. คำนวณหาค่า Prandtl number (Pr) (3.26) ของเอทานอล
4. คำนวณหาค่า Nusselt number (Nu) (3.27) ของเอทานอล

4.1.3 ขั้นตอนการคำนวณค่ามิติของหัวเผาแบบ Annular

1. คำนวณหาค่าเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของหัวเผาโดยไม่รวมความหนาของผนังปูน (D_e)
2. คำนวณหาค่าความเร็วเฉลี่ยที่ผ่าน Packed bed (\bar{v}) โดยกำหนดคิโวลต์ซ์ของเชื้อเพลิงที่ใช้
3. คำนวณหาค่า Reynolds Number (Re) จากนั้นคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์ K_f
4. คำนวณหาค่าความพรุนเฉลี่ย ($\bar{\epsilon}$)
5. สร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง ค่าความพรุน (ϵ) ที่ระยะต่างๆตามแนวรัศมีของหัวเผา
6. คำนวณหาค่าพารามิเตอร์ C_1 และ C_2

7. คำนวณหาค่าความพรุนเฉลี่ยที่บริเวณช่วง Internal wall region ($\bar{\varepsilon}_{wi}$), Transition region ($\bar{\varepsilon}_t$) และ External wall region ($\bar{\varepsilon}_{we}$)
8. คำนวณหาค่าพารามิเตอร์ของ Mehta and Hawley ที่บริเวณช่วง Internal wall region (M_{wi}) และ External wall region (M_{we})
9. คำนวณหาค่าพารามิเตอร์ K_2
10. คำนวณหาค่าอัตราส่วนความเร็วที่บริเวณช่วง Internal wall region (\bar{v}_{wi}), Transition wall region (\bar{v}_t) และ External wall region (\bar{v}_{we}) กับค่าความเร็วเฉลี่ยที่ผ่าน Packed bed (\bar{v})
11. คำนวณหาพื้นที่บริเวณ Internal wall region (A_{wi}), Transition wall region (A_t) และ External wall region (A_{we})
12. คำนวณหาค่าพารามิเตอร์ C
13. คำนวณหาค่าพารามิเตอร์ a และ b
14. แทนค่าพารามิเตอร์ต่างๆในสมการของ Sodre จะได้ค่าความสูงของหัวเผาแบบ Annular (L)

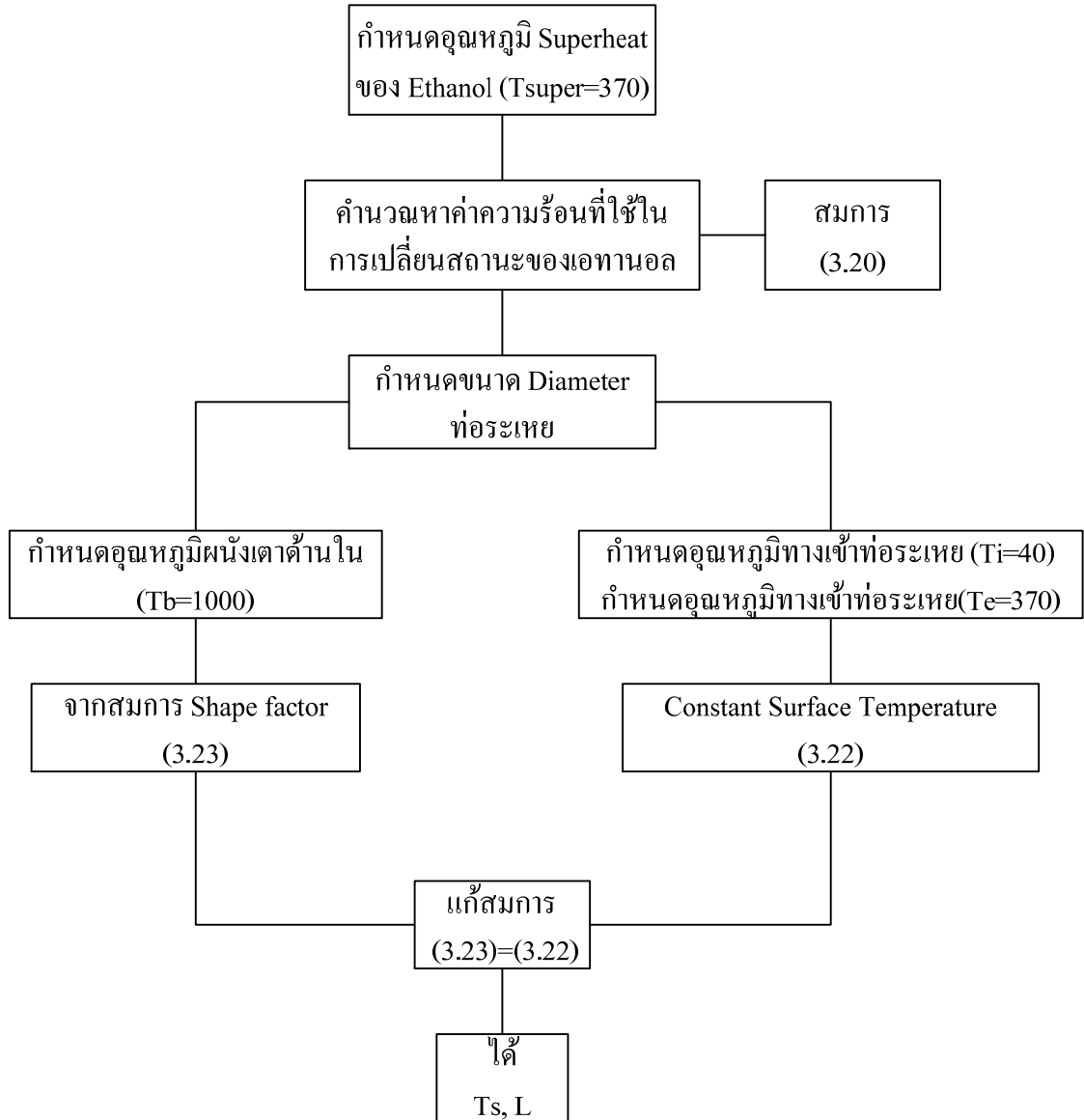
4.1.4 ขั้นตอนการคำนวณหาความสูงห้อง Mixing chamber

ตารางที่ 4.1 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Mixing chamber

Burner Type		Volume (m ³)	Volume Ratio
KB-5	CB	0.0002250	3.63
	PMB	0.0008171	
KB-10	CB	0.0008066	3.63
	PMB	0.0029292	

4.2 แผนภาพการคำนวณ

4.2.1 แผนผังการคำนวณหาความยาวของท่อระเหย (Vaporizer)



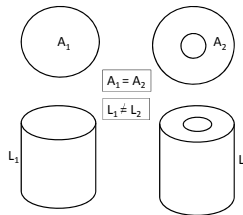
รูปที่ 4.1 แผนผังการคำนวณท่อ Vaporizer

เมื่อทำการคำนวณเพื่อหาค่าความยาวของท่อ Vaporizer โดยขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อจะใช้ท่อที่มีขายตามท้องตลาดเลือก Stainless Steel SUS 304 Nominal Diameter ½ in, I.D. = 13.88 mm, O.D. = 21 mm ทำการคำนวณตั้งสมการที่ (3.20 – 3.28) ได้ความยาวของท่อ Vaporizer = 0.856 m ≈ 1 m

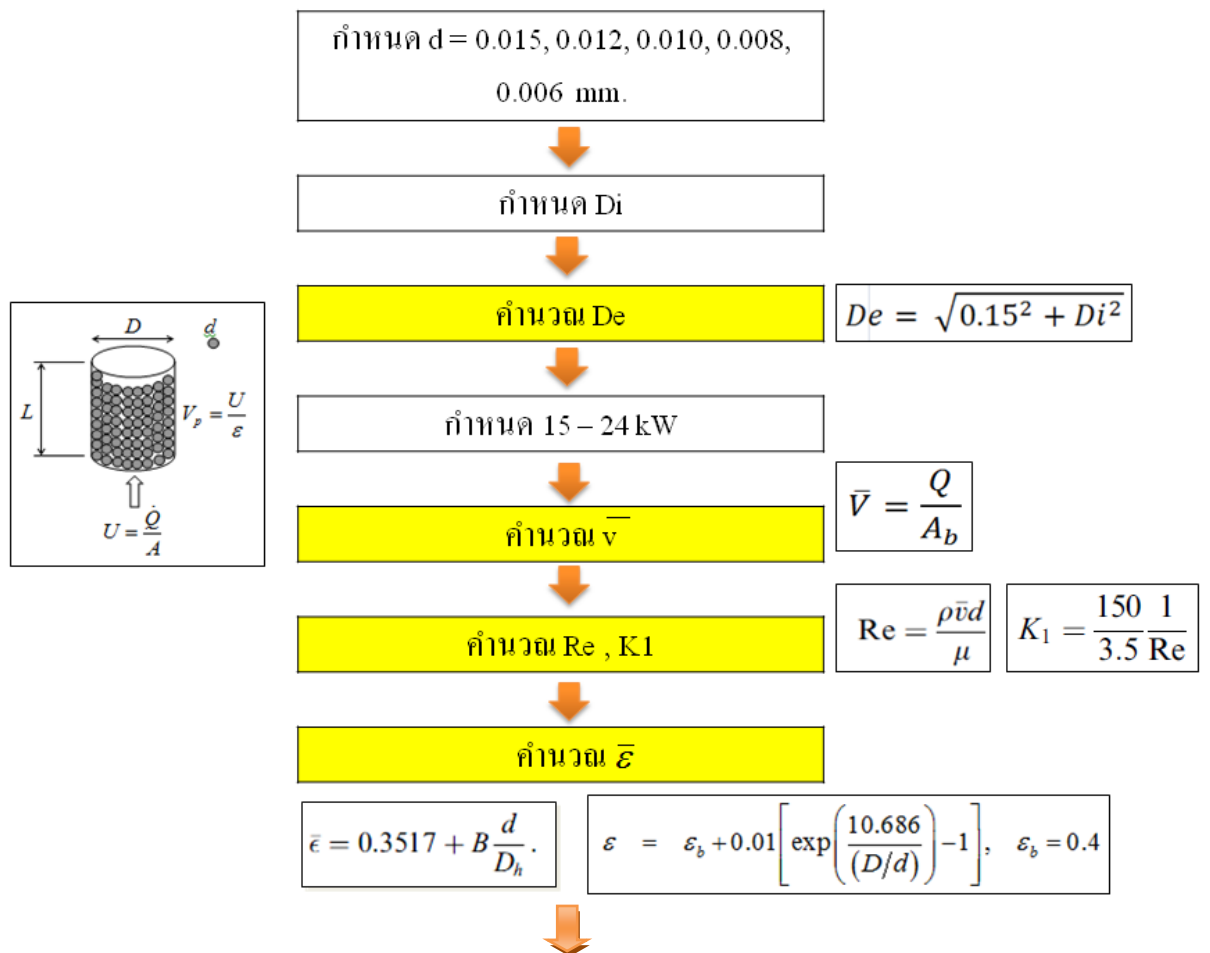
4.2.2 การคำนวณหามิติของเตา Annular PMB

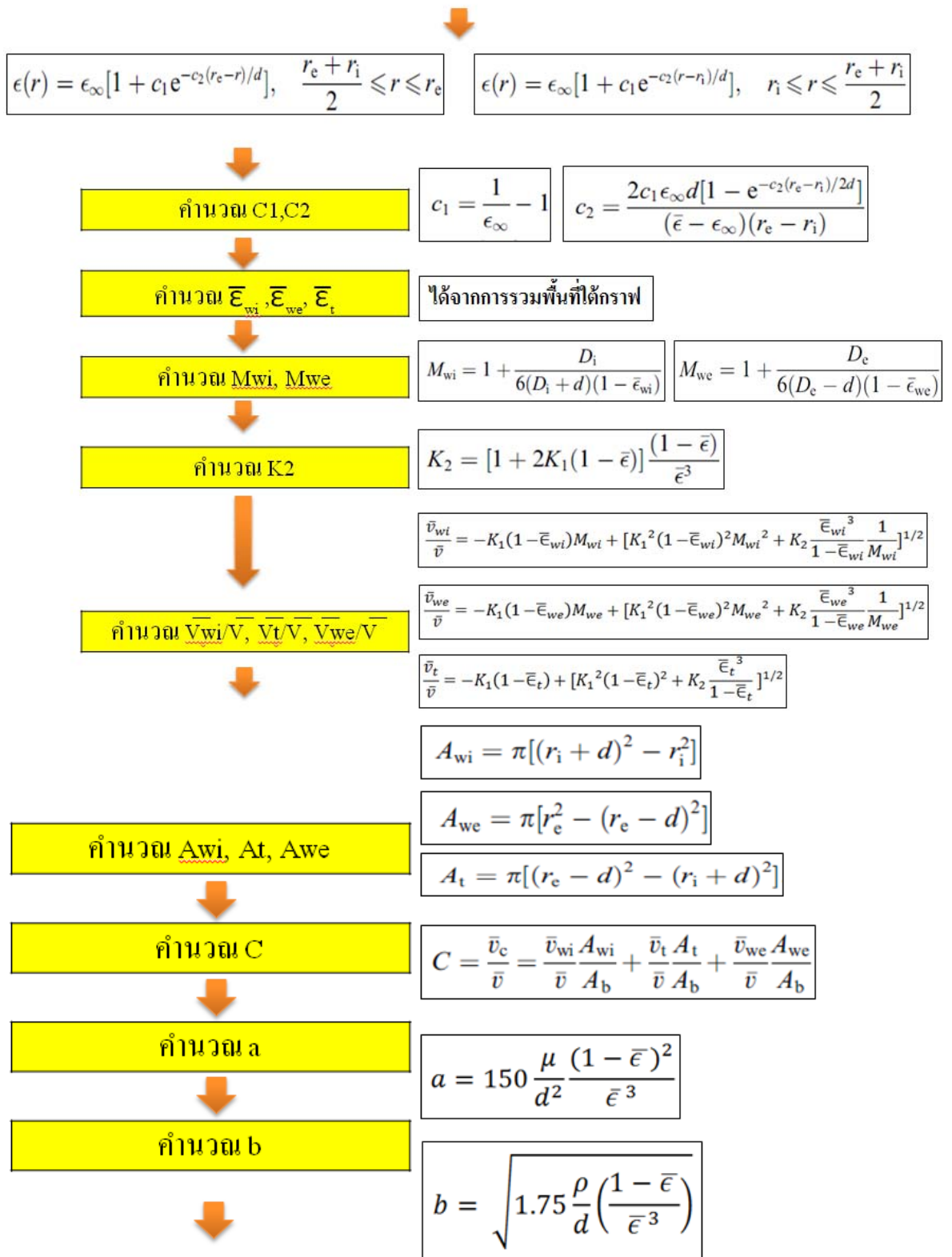
กำหนดเงื่อนไขการคำนวณ

1. Flow area เท่าเดิม (base on mixing tube and fuel nozzle)
2. ใช้วัสดุพอร์ขนาด 15 mm เท่าเดิม
3. ความดันของส่วนผสมอากาศและเชื้อเพลิงเท่าเดิม (ΔP)



รูปที่ 4.2 การกำหนดเงื่อนไขในการออกแบบ





↓

แทนค่า (1), Fixed L = 0.15 m. คำนวณหา ΔP ของ Ergun	$\frac{\Delta P}{L} = 150 \frac{\mu}{d^2} \frac{(1-\epsilon)^2}{\epsilon^3} \bar{V} + 1.75 \frac{\rho}{d} \left(\frac{1-\epsilon}{\epsilon^3} \right) \bar{V}^2 \quad (1)$
---	---

↓

นำค่า ΔP ไปแทน (2) เพื่อหาค่า L	$\frac{\Delta P}{L} = a(C\bar{V}) + b^2(C\bar{V})^2 \quad (2)$
---	--

รูปที่ 4.3 แผนผังการคำนวณความสูงเตา

ดังนั้นจากสมการที่ (3.2) จนถึง (3.18) ทำการคำนวณหาค่า Correction Factor เพื่อที่จะแทนในการหาค่าความสูงของ Pack bed โดยค่ากิโลวัตต์สูงสุดที่ 23 kW จากการคำนวณได้ความสูงเท่ากับ L = 0.15 m และค่า D = 0.17 m

บทที่ 5

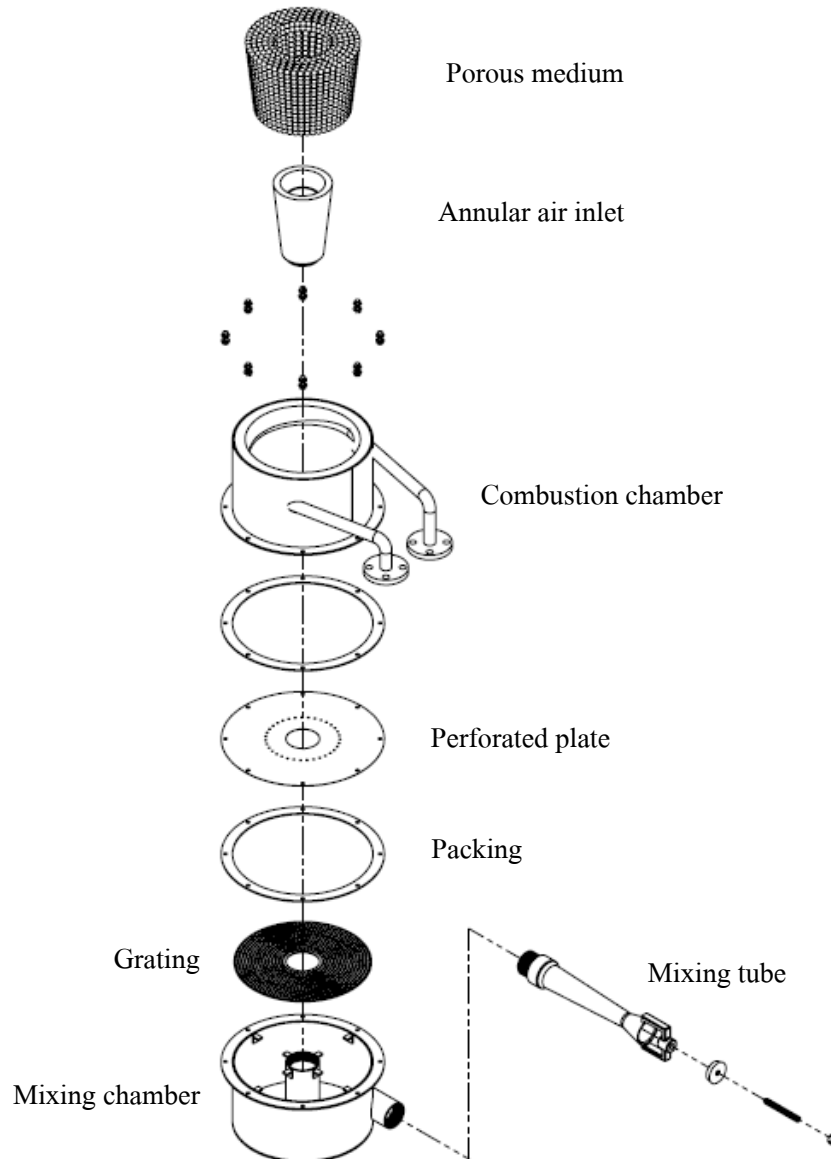
อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

5.1 ส่วนประกอบของเตาเผาไหม้ในวัสดุพรุนแบบวงแหวนที่มีการเหนี่ยวนำอากาศด้วยตนเองโดยใช้เชื้อเพลิงเหลว (Self-aspirating liquid fuel annular porous burner, SLAPB)

เตาเผาวัสดุพรุนแบบวงแหวนสำหรับเชื้อเพลิงแก๊สนี้พัฒนาจากเตาเดิมที่มี Packed bed เป็นแบบทรงกระบอกตัน (Cylindrical) มาเป็นเตาที่มีลักษณะของ Packed bed เป็นแบบวงแหวน (Annular) ซึ่งมีความแตกต่างกันอย่างเห็นได้ชัดคือเตาแบบ Annular นั้นจะมีการเพิ่มทางเข้าของ Secondary air บริเวณตรงกลางของห้องผสม (Mixing chamber) เป็นท่อกลวงทะลวงขึ้นไปตลอดจนถึงห้องเผาไหม้ (Combustion Chamber) เพื่อเพิ่มปริมาณอากาศให้เข้าไปช่วยในการเผาไหม้ดังแสดงในรูปที่ 5.1 โดยเตาเผาแบบ Annular มีส่วนประกอบที่สำคัญดังนี้



รูปที่ 5.1 ส่วนประกอบเตา SLAPB



รูปที่ 5.2 Exploded view ของเตาแบบวงแหวน SLAPB

5.1.1 Porous Medium (PM)

วัสดุพรุน (Porous Medium, PM) ที่ใช้คือ Alumina ball (Al_2O_3) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 15 mm. นำมาจัดเรียงแบบ Packed bed ภายในห้องเผาไหม้ ใช้ทั้งหมด 8.5 กิโลกรัม แสดงในรูปที่ ก.1

5.1.2 แขนกลางของห้องเผาไหม้ (Secondary air inlet)

มีลักษณะเป็นรูปทรงกระบอกแล้วมีรูอยู่ตรงกลาง เพื่อจะให้อากาศส่วนที่สอง (Secondary air) เข้ามาช่วยในการเผาไหม้ มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 244 มิลลิเมตร เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 54 มิลลิเมตร (Secondary air) ซึ่งภายนอกหล่อด้วยปูนทนไฟให้มีลักษณะเป็น Taper แสดงในรูปที่ ก.2

5.1.3 ห้องเผาไหม้ (Combustion Chamber)

ห้องเผาไหม้ (Combustion Chamber) ภายนอกมีลักษณะเป็นรูปทรงกระบอก โดยนำเหล็กแผ่นหนา 2 mm มาม้วนขึ้นรูป ภายในหล่อด้วยปูนทนความร้อนสูงและมีชุดท่อระเหยเชื้อเพลิงเหลว (Vaporizer) มีลักษณะเป็นขดวงกลมประมาณหนึ่งรอบครึ่งเส้นผ่านศูนย์กลาง 190 มิลลิเมตร ทำจาก Stainless Steel SUS 304 ขนาด Nominal pipe ขนาด 1/2 นิ้ว sch40 แสดงในรูปที่ ก.3 โดยห้องเผาไหม้ให้มีลักษณะเป็น Taper เพื่อลดพื้นที่หน้าตัดการไหลลงทำให้ความเร็วของ Mixture มากขึ้นเพื่อป้องกันการ flash back แสดงตามรูปที่ ก.4

5.1.4 Perforated plate and Grating

แผ่นทางเข้าของ Mixture ทำจากแผ่น Stainless Steel หนา 1 mm. เจาะรูขนาด 3 mm. จำนวนทั้งหมด 39 รู ซึ่งเป็นตัวปรับจูนความเร็วที่เข้าไปในชั้น packed เพื่อให้วางทับบนตะแกรงหนา 2 mm. และแผ่นตะแกรงนี้ทำหน้าที่รับน้ำหนักของวัสดุพูนที่อยู่ใน Packed bed อีกอย่างที่สำคัญคือกัน flash back และให้รูตรงกับรูของแผ่นกัน Flash back พอดี แสดงในรูปที่ ก.5

5.1.5 Mixing chamber

ห้องผสม (Mixing Chamber) ออกแบบให้เป็น Taper เพื่อเพิ่มการไหลแบบ Swirl ของ Mixture และมีการเจาะบริเวณตรงกลางของห้องผสม (Mixing Chamber) เป็นท่อกลางขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 54 mm. ขึ้นไปตลอดจนถึงห้องเผาไหม้ (Combustion Chamber) เพื่อเพิ่มปริมาณอากาศส่วนที่สองไปช่วยในการเผาไหม้ แสดงในรูปที่ ก.6

5.1.6 Mixing tube

ท่อผสม (Mixing tube) นำมาจากเตาแก๊สหุงต้มทั่วไปขนาด KB-10 ซึ่งผ่านกระบวนการกลึงปาดผิวให้เรียบเพื่อลดความหยาบของผิวท่อ แสดงในรูปที่ ก. 7

5.1.7 Primary air shutter

อุปกรณ์ปรับอากาศ (Air adjuster) ทำหน้าที่ปรับทางเข้าของอากาศส่วนแรก ที่จะถูกลากเข้าทาง Mixing tube ด้วย momentum ของ jet ที่มีความเร็วสูง แสดงในรูปที่ ก.8

5.1.8 Nozzle

หัวฉีดเชื้อเพลิง (Fuel Injector, Nozzle) รูหัวฉีดขนาด 0.9 mm. ใช้สำหรับทดสอบ Free flame test และ Impinging flame test แสดงในรูปที่ ก.9

5.1.9 Valve

ทำหน้าที่ปรับอัตราการไหลของของเหลวและแก๊สในระบบจะแบ่งออกเป็นแต่ละประเภท แสดงในรูปที่ ก.10

1. Globe Valve ใช้ควบคุมเชื้อเพลิงเอทานอล ซึ่งมีอยู่ 2 ตำแหน่ง คือควบคุมเชื้อเพลิงบริเวณทางเข้าเตาเผาไหม้ และ ทางเข้า Bypass burner
2. Ball Valve ใช้ควบคุมการไหลของน้ำและเชื้อเพลิง LPG, Ethanol
3. Glove Valve ใช้ควบคุมในการระบายน้ำออกนอกระบบ
4. Check Valve ทำหน้าที่กั้นเชื้อเพลิงไหลกลับและกวดความดันในระบบ

5.2 เครื่องมือและอุปกรณ์การทดลองเตา SLAPB

5.2.1 ระบบป้อนเชื้อเพลิง

ระบบป้อนเชื้อเพลิงจะแบ่งออกเป็น 2 ระบบ คือระบบเชื้อเพลิงแก๊สจะใช้ถังบรรจุถังขนาด 48 kg ซึ่งมีขายตามท้องตลาด ซึ่งจะใช้ Pressure Regulator เป็นตัวควบคุมปริมาณการไหลของแก๊ส ดังแสดงในรูป ก.11 ส่วนระบบเชื้อเพลิงเหลว (เอทานอล) จะใช้ถังบรรจุขนาด 25 kg เป็นเอทานอล 99.5 % แสดงดังรูปที่ ก.12 โดยมีถังไนโตรเจน (Nitrogen tank) เพื่อเพิ่มแรงดันให้แก่ระบบ แสดงในรูปที่ ก.13 และอุปกรณ์อีกอย่างที่สำคัญคือ อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของเชื้อเพลิงเหลว (Flow Meter) ที่ป้อนเข้าสู่ระบบ แสดงในรูปที่ ก.14

5.2.2 ถังน้ำ

ถังน้ำใช้เพื่อระบายความร้อนขนาดถังบรรจุได้ 15 ลิตร ทดแรงดันได้ 4 bar โดยใช้แรงดันจากถังไนโตรเจนเหมือนกันกับเชื้อเพลิงเหลว แสดงในรูปที่ ก.15

5.2.3 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (Thermocouple)

Thermocouple ใช้ในการวัดอุณหภูมิจากการทดลองดังรูปที่ ก.16 จะใช้ Thermocouple Type B จำนวน 5 ตัว ซึ่งสามารถทนอุณหภูมิได้ถึง 1650°C ใช้สำหรับวัดอุณหภูมิภายในชั้นของวัสดุพูนและใช้ Thermocouple Type N จำนวน 7 ตัว ซึ่งสามารถทนอุณหภูมิได้ 1300°C ส่วนอีกตัวจะวัดที่อุณหภูมิทางออกของท่อ vaporizer

5.2.4 อุปกรณ์เก็บบันทึกค่าอุณหภูมิ (Temperature Recorder)

Temperature Recorder ใช้ Data taker รุ่น EQ 600 ในการเก็บบันทึกค่าอุณหภูมิ ณ เวลาใดๆซึ่งจะต่อพ่วงไปแสดงผลยังคอมพิวเตอร์แสดงในรูปที่ ก.17

5.2.5 เครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย (Exhaust Analyzer)

อุปกรณ์วัดไอเสีย (Exhaust Analyzer) จะใช้ในการวิเคราะห์แก๊สไอเสียที่ปล่อยออกมาจากการเผาไหม้ภายในโดยเครื่องวิเคราะห์การเผาไหม้ยี่ห้อ MESSTECHNIK EHEIM รุ่น Visi01L โดยใช้ Electrochemical Sensor เพื่อวัดค่า CO และ NO_x โดยหลักอ้างอิงไอเสียแห้ง (Dry Basis) ซึ่งจะต่อพ่วงจากเครื่องไปแสดงผลยังคอมพิวเตอร์ แสดงในรูปที่ ก.18

5.2.6 มานอมิเตอร์ (Manometer)

มานอมิเตอร์ (Manometer) ใช้วัดค่าปริมาณ Pressure drop ของเตาเผาวัสดุพูนโดยเจาะรูที่ Mixing Chamber เพื่อทำการวัด Pressure drop ตกคร่อมชั้นวัสดุพูน แสดงในรูปที่ ก.19

5.2.7 หม้อต้มน้ำ

หม้อต้มน้ำทำจาก Stainless Steel SUS 304 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 m. มีความจุ 900 ลิตร แต่ใช้ในการต้มน้ำ 100 ลิตร แสดงในรูปที่ ก. 20 ใช้ป้อนน้ำในการเติมน้ำแต่ละครั้งเพื่อจะใช้เวลาเท่าเดิมในแต่ละหม้อ แสดงในรูปที่ ก.21 จะถูกรอบด้วย Hood เพื่อใช้ในการบังลม และวัดไอเสีย แสดงในรูปที่ ก.22 สิ่งที่สำคัญอีกอย่างหนึ่งเพื่อใช้ปรับระยะกันหม้อหัวเผา (H) ฐานปรับระดับความสูงของเตา แสดงในรูปที่ ก.23

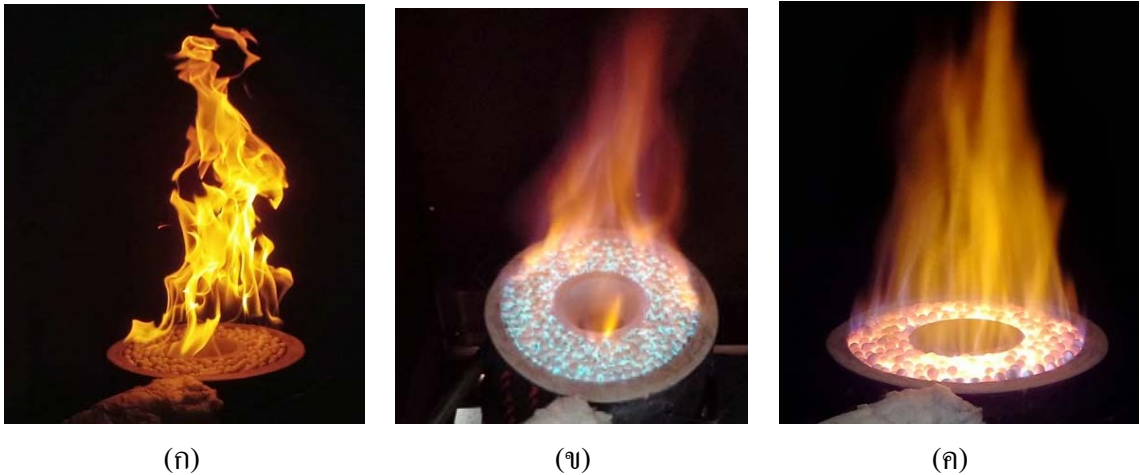
5.2.8 ถังดับเพลิง

ถังดับเพลิงเพื่อป้องกันไฟไหม้ที่อาจจะเกิดขึ้น ให้เกิดความปลอดภัยในการทำงานถึงต้องมีถังดับเพลิง เพราะว่า Ethanol เป็นเชื้อเพลิงที่ติดไฟง่ายไม่สามารถใช้น้ำในการดับได้ แสดงในรูปที่ ก.24

5.3 วิธีการปรับจูนเตา SLAPB

5.3.1 ปรับจูนให้เปลวไฟติดเสถียรอยู่ในชั้นวัสดุพูน

1. เตรียมอุปกรณ์ต่างๆให้พร้อมรวมไปถึงอุปกรณ์เพื่อความปลอดภัยเมื่อเกิดเหตุฉุกเฉิน
2. ในขั้นตอนแรกทดสอบหา Flow Area ของแผ่นทางเข้า Mixture ที่เหมาะสมที่จะทำให้เปลวไฟสามารถติดอยู่ใน Packed bed ได้ด้วยการเจาะรูที่แผ่น stainless ใว้ที่จำนวนหนึ่งจากนั้นก็ทำการจัดเรียงวัสดุพูน Al_2O_3 เข้าไปในเตาให้ได้ความสูงของ Packed bed
3. จุดเตาตอนเริ่มต้นด้วย LPG ทำการเปิดวาล์วแก๊ส LPG ที่ความดัน 1 bar โดยที่ air adjuster จะต้องอยู่ในตำแหน่งปิดสนิท จากนั้นใช้เปลวไฟล่อบริเวณด้านบนบนเตา โดยเปลวไฟที่ติดในตอนต้นนั้นติดอยู่ด้านบนของเตาเป็นเปลวไฟแบบ Diffused Flame ใช้เวลาประมาณ 2 นาที เพื่อเป็นการอุ่นเตา ดังรูปที่ ก
4. ทำการเปิด Air adjuster เพื่อให้อากาศผสมกับเชื้อเพลิง แบบ Premixed โดยค่อยๆเปิดทีละน้อยเพื่อป้องกันการเกิด Flashback แล้วสังเกตดูว่าเปลวไฟสามารถมุดลงไปติดในชั้นวัสดุพูนได้หรือไม่ ใช้เวลาประมาณ 30 นาที ถ้าไฟยังไม่ติดอยู่ในชั้น Packed bed ให้ทำย้อนกลับไปในข้อ 2 จนกว่าจะได้เปลวไฟแบบ Premixed Flame ดังรูป ข
5. เมื่อได้ข้อที่ 4. แล้วเปลวไฟเข้าไปติดอยู่ในชั้นวัสดุพูนแล้ว จากนั้นก็ทำการเพิ่มค่าความร้อนจนถึง 23 kW โดยวัสดุพูนจะเปลี่ยนสีจากสีขาวไปเป็นสีแดงใช้เวลาประมาณ 50 นาที ดังรูปที่ ค



รูปที่ 5.3 การจุดเตาให้ติดอยู่ในชั้นวัสดุพรุน (ก) เปลวไฟ Diffused Flame (ข) เปลวไฟแบบ Premixed Flame (ค) ไฟติดอยู่ในชั้นวัสดุพรุน

5.3.2 ทดสอบการระเหยของน้ำ

ในขั้นตอนนี้จะทดสอบการระเหยของน้ำ เพื่อแน่ใจว่าตำแหน่งที่เปลวไฟติดอยู่ใน Packed bed อยู่บริเวณท่อ Vaporizer ทำการทดสอบด้วยน้ำก่อน

1. เปลวไฟติดอยู่ Packed bed เรียบร้อยแล้ว ตามข้อ 5 ที่อยู่ด้านบน
2. ลำดับแรกต่อสายไนโตรเจนเข้าถึงน้ำจากถังน้ำเข้า Flow meter เข้าสู่ทางเข้าของระบบท่อ
3. ถอดหัวเผาช่วยออกให้เหลือแต่หัวฉีด เพื่อที่จะดูการระเหยของน้ำ
4. เปิดหัวไนโตรเจน 4 bar คั้นน้ำเข้าสู่ระบบ โดยควบคุมการไหลของอยู่ในค่าความร้อนสูงสุด
5. ดูการระเหยของน้ำ น้ำที่ออกจากหัวฉีดต้องเป็นแห้ง Superheated ดังรูปที่ 5.5



รูปที่ 5.4 ไอน้ำที่ผ่านท่อ Vaporizer

5.3.3 ทดสอบการระเหยของเอทานอล

เมื่อน้ำระเหยแล้วขั้นตอนต่อมาจะเป็นการทดสอบด้วยเอทานอล เพื่อเป็นการยืนยันว่าเมื่อเป็นเชื้อเพลิงเอทานอลแล้วสามารถระเหยอย่างสมบูรณ์

1. ประกอบหัวเผาช่วยเข้าไปที่เดิม
2. ปิดวาล์วน้ำแล้วเปิดวาล์วเอทานอลให้ไหลตามน้ำไป
3. เปิดวาล์วให้ไหลออกสู่ด้านนอก เพื่อระบายน้ำออกจากระบบ
4. เปิดไฟล๊อตที่ห้องเผาไหม้ช่วย
5. เมื่อได้กลิ่นเอทานอลแล้ว เปิดวาล์วที่หัวเผาช่วย และปิดวาล์วระบายน้ำ
6. รอกการระเหยของเอทานอลอย่างสมบูรณ์ ดังรูปที่ 5.5

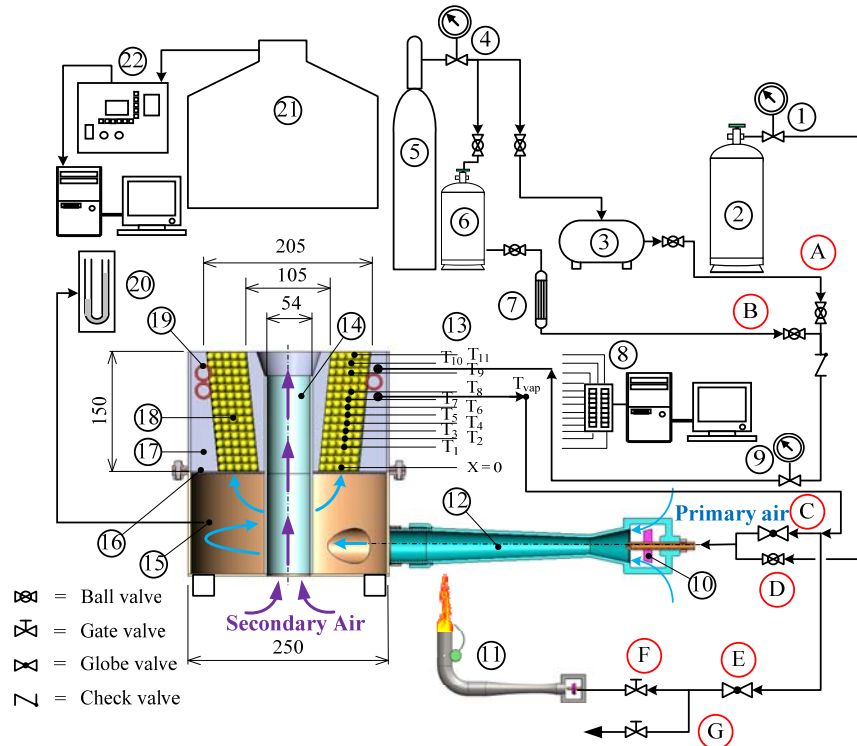


รูปที่ 5.5 ทดสอบการระเหยของเอทานอลที่ Bypass burner

5.4 วิธีการทดลองเตา SLAPB

จะแบ่งการทดลองออกเป็น 2 ส่วนดังนี้

5.4.1 วิธีการทดลองเปลวไฟแบบอิสระ (Free flame)



1. Pressure regulator (LPG) 2. Fuel (LPG) 3. Water tank 4. Pressure regulator (N_2) 5. Liquid Nitrogen
6. Fuel Ethanol 7. Flow meter 8. Data logger 9. Pressure gage 10. Primary air adjuster 11. Auxiliary burner 12. Mixing tube 13. Thermocouples 14. Secondary pipe 15. Mixing chamber 16. Perforated stainless steel plate 17. Refractory mortar 18. Packed bed burner 19. Vaporizer 20. Manometer 21. Hood 22. Exhaust analyzer

รูปที่ 5.6 Experimental setup of the SLAPB

1. ติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆตามรูปที่ 5.6 โดยที่เอทานอลและน้ำมารออยู่ที่ตำแหน่งวาล์ว A และ B ซึ่งจะถูกดันด้วยไนโตรเจน 4 bar (วาล์วทุกตัว A-G อยู่ในตำแหน่งปิด ยกเว้นวาล์ว D ต้องเปิด)
2. เปิดวาล์วแก๊สที่ 1 bar (โดยตำแหน่ง 10 ต้องอยู่ในตำแหน่งปิดอยู่) จุดไฟล้อยี่ด้านบนของเตา แล้วเปิด 10 จนเปิดหมดจนกระทั่งเม็ดยี่แดง ใช้เวลาประมาณ 2 ชั่วโมง จนกว่าเตาจะเข้าสู่สถานะ Steady state
3. เมื่อเตาเข้าสู่สถานะ Steady state แล้วเปิดวาล์ว A ไหลเข้าสู่ระบบ เปิดวาล์ว E และสุดท้ายเปิดวาล์ว G น้ำที่ไหลเข้าระบบก็จะถูกระบายออกสู่บรรยากาศด้านนอก ดังรูป 5.6

หมายเหตุ ในขณะที่น้ำไหลเข้าระบบต้องสังเกต Pressure gage (9) ระบบจะมีความดันสูงต้อง เมื่อระบบมีความดันสูงก็เปิดวาล์ว G ต้องรักษาระบบไว้อย่างให้เกิน 4 bar

4. การป้อนเอทานอลเข้าสู่ระบบจะเป็นเหตุการณ์ที่ต่อจากข้อ 3. ปิดวาล์ว A พร้อมกับเปิดวาล์ว B เพื่อให้เอทานอลไหลตามน้ำไป และปรับ 7 ให้อยู่ที่ 23 kW แล้วรอจนกว่าเอทานอลจะไหลผ่านวาล์ว G ออกสู่ด้านนอก (จากการได้กลิ่น)
5. เปิดไฟลัดที่ 11 จากนั้นค่อยๆเปิดวาล์ว F (ยังไม่ติดที่ 11 เนื่องจากเอทานอลผสมกับน้ำอยู่) และรอจนกระทั่งไฟลัดที่ 11 แล้วปิดวาล์ว G เพื่อให้เอทานอลเผาไหม้ที่ Auxiliary burner จนกว่าการระเหยจะสมบูรณ์ โดยจะสังเกตสีของเปลวไฟจะเป็นสีฟ้าและมีเสียงดัง ดังรูปที่ 5.7
6. Switch เอทานอลเข้าสู่เตา หลังจากที่เอทานอลระเหยอย่างสมบูรณ์แล้วจากข้อ 5. ลำดับแรกปิด 11 ปิด LPG ที่วาล์ว D ลำดับต่อมาปิดวาล์ว E พร้อมกับเปิดวาล์ว C (เอทานอลที่เป็นไอไหลเข้าเตาแล้ว) จากนั้นทำการเปิด air adjuster (10) ที่ละ 10° จนถึง 160° ดังรูปที่ 5.8 (สังเกตสีของเปลวไฟและตำแหน่งของการเผาไหม้จากจอแสดงผลของ Temperature profile)
7. ทำการทดลองเก็บผล System pressure, Temperature profile , Vaporizer outlet temperature , และ Emission ที่ Firing rate, FR ต่างๆ
8. ทำการทดลองเก็บผลที่ Firing rate, FR สูงสุด System pressure, Temperature profile, Vaporizer outlet temperature, และ Emission ด้วยการปรับมุม Air adjuster ต่างๆ
9. ทำการทดลองของอากาศส่วนที่สองเข้าตรงกลางเตา เก็บผล System pressure, Temperature profile, Vaporizer outlet temperature และ Emission ที่ Firing rate, FR ต่างๆ

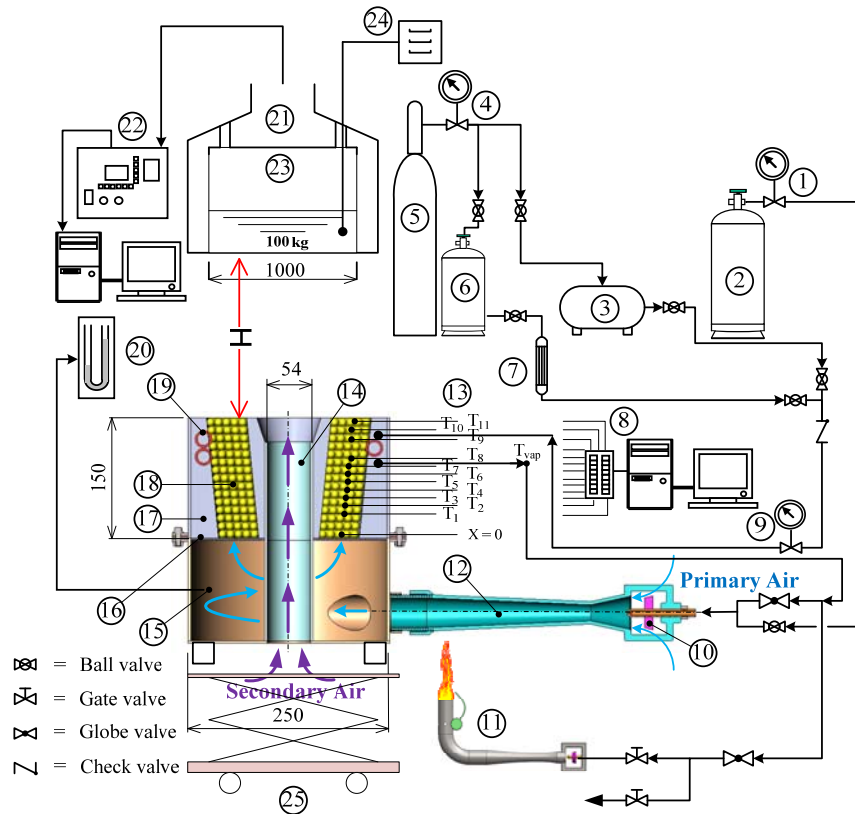


รูปที่ 5.7 ทดสอบการระเหยของเอทานอลที่ Auxiliary burner



รูปที่ 5.8 Switch Ethanol เข้าไปใน Porous burner

5.4.2 วิธีการทดลองเปลวไฟแบบพุ่งชน (Impinging Flame Test)



1. Pressure regulator (LPG) 2. Fuel (LPG) 3. Water tank 4. Pressure regulator (N_2) 5. Liquid Nitrogen
 6. Fuel Ethanol 7. Flow meter 8. Data logger 9. Pressure gage 10. Primary air adjuster 11. Auxiliary burner 12. Mixing tube 13. Thermocouples 14. Secondary pipe 15. Mixing chamber 16. Perforated stainless steel plate 17. Refractory mortar 18. Packed bed burner 19. Vaporizer 20. Manometer 21. Hood 22. Exhaust analyzer 23. Vessel containing water 24. Data logger 25. Adjuster base

รูปที่ 5.9 Experimental setup of the SLAPB

ในขั้นตอนนี้จะทำการทดลองเพื่อหาค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ระยะ H ต่างๆ กัน ของหัวเผา จะทำการปรับระยะ H ให้เข้าใกล้กันมากขึ้นเรื่อยๆ โดยจะต้องมีปริมาณ CO สูงไม่เกิน 1,500 ppm ซึ่งอุปกรณ์ทดลองดังรูปที่ 5.9 มีขั้นตอนดังต่อไปนี้

1. ทำการอุ่นหัวเผาทำเหมือนขั้นตอนการทดลองเปลวไฟแบบอิสระ (Free flame) จากข้อที่ 1.-6. เมื่อเตาเข้าสู่สภาวะคงที่ (Steady) โดยเชื้อเพลิงเอทานอล และหาระยะ H ปรับฐานของเตาที่เหมาะสม 50, 75, 100, 125, และ 150 mm. ดังรูปที่ 5.10 โดยการใส่น้ำ 100 กิโลกรัม ลงไปในภาชนะ แล้วทำการจุดเตาต้มน้ำไปจนถึง 100 °C แล้วจึงทำการปรับระยะ H ให้เข้าไปใกล้กันมากขึ้น โดยต้องให้ระยะ H น้อยที่สุดที่ปริมาณ CO ไม่มากกว่า 1,500 ppm เมื่อได้ระยะที่เหมาะสมแล้ว ใต้ที่ความสูง 125 mm.

2. การทดลองเพื่อหาค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเติมน้ำลงไปในภาชนะ 100 กิโลกรัมเช่นเดิม โดยจะต้องให้ระยะ H เท่าเดิมคือ 125 mm. ดังรูปที่ 5.11 และทำการบันทึกเวลา อุณหภูมิ และปริมาณไอเสีย ที่ได้จากการต้มน้ำ โดยการบันทึกค่าจะทำการบันทึก 2 ช่วงคือ ช่วงแรกจากอุณหภูมิปกติของน้ำจน 90°C เพื่อหาค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน และช่วงที่สองจากอุณหภูมิ 90°C จนถึง 100 °C เพื่อหาค่าปริมาณไอเสีย
3. ทำการทดลองเก็บผล System pressure, Temperature profile , Vaporizer outlet temperature , และ Emission ที่ความสูงกันหม้อหั่วเผาต่างๆ Firing rate, FR สูงสุด มุม Air adjuster เท่าเดิม
4. ทำการทดลองเก็บผลที่ H สูงสุด System pressure, Temperature profile, Vaporizer outlet temperature, และ Emission ด้วยการปรับ Firing rate, FR ต่างๆ พร้อมกับปิดและเปิด Secondary air



รูปที่ 5.10 ปรับระยะกันหม้อหั่วเผา



รูปที่ 5.11 ก้นหม้อหัวเผาที่ความสูง 125 mm.

บทที่ 6

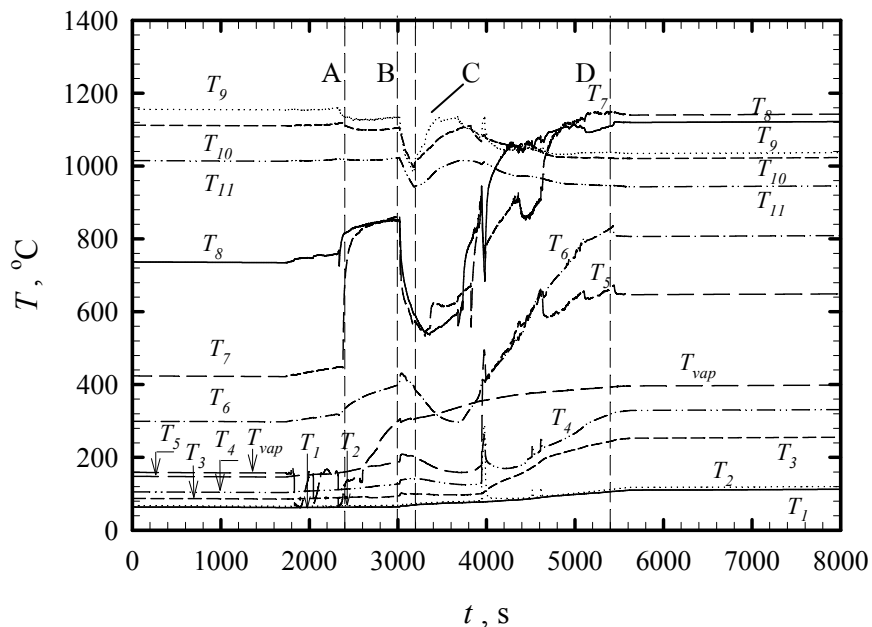
ผลการทดลอง

6.1 การศึกษาการเผาไหม้เปลวไฟแบบอิสระ (Free flame)

เมื่อระบบเข้าสู่สภาวะคงที่แล้ว ศึกษาถึงตัวแปรที่มีอิทธิพลต่อการเผาไหม้ต่างๆ ดังนี้

1. การศึกษาถึงผลของการเปลี่ยนเชื้อเพลิง (Transient period) จากเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีเป็นเชื้อเพลิงเหลวเอทานอล
2. การศึกษาถึงผลของการปรับค่าอากาศส่วนแรก (PA) ที่ป้อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้
3. การศึกษาถึงผลของการเปลี่ยนค่าความร้อน (FR) ของเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้าสู่เตาเผาไหม้
4. ผลกระทบเมื่อมีอากาศส่วนที่สองอยู่ตรงกลางเตา

6.1.1 ผลกระทบของการเปลี่ยนเชื้อเพลิง (Transient period) จากเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีเป็นเชื้อเพลิงเหลว

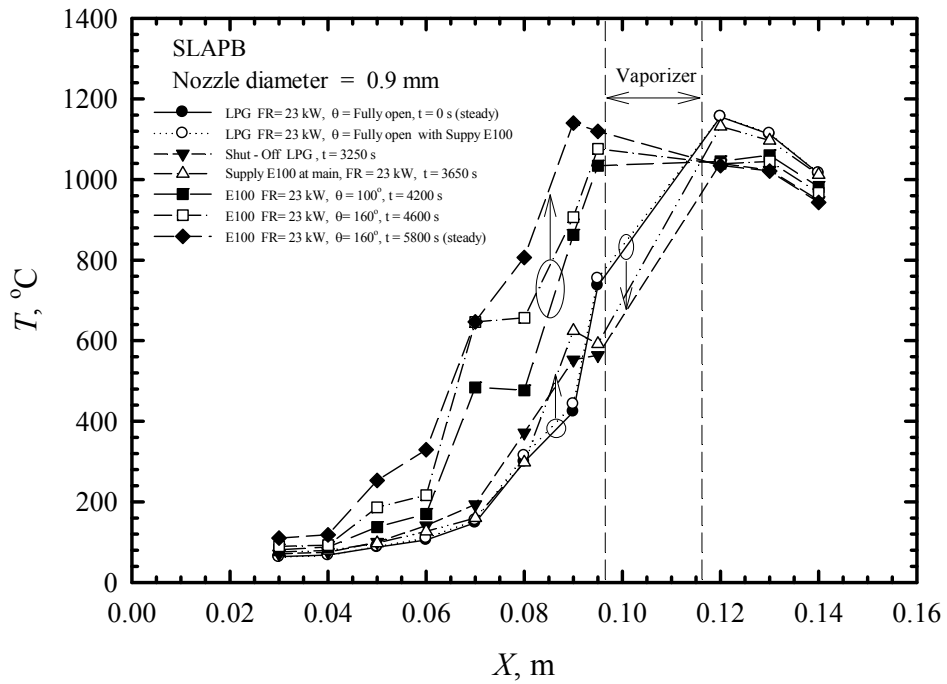


รูปที่ 6.1 ผลการเปลี่ยนเชื้อเพลิงในช่วงการเปลี่ยนแปลงจากแอลพีจีเป็นเอทานอล

จากรูปที่ 6.1 ศึกษาถึงผลของการเปลี่ยนเชื้อเพลิงจากเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีเป็นเชื้อเพลิงเหลวเอทานอล ในช่วงเริ่มต้นของการจุดเตาจะใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี เพื่อให้ความร้อนแก่ชุดระเหยเชื้อเพลิงเหลว

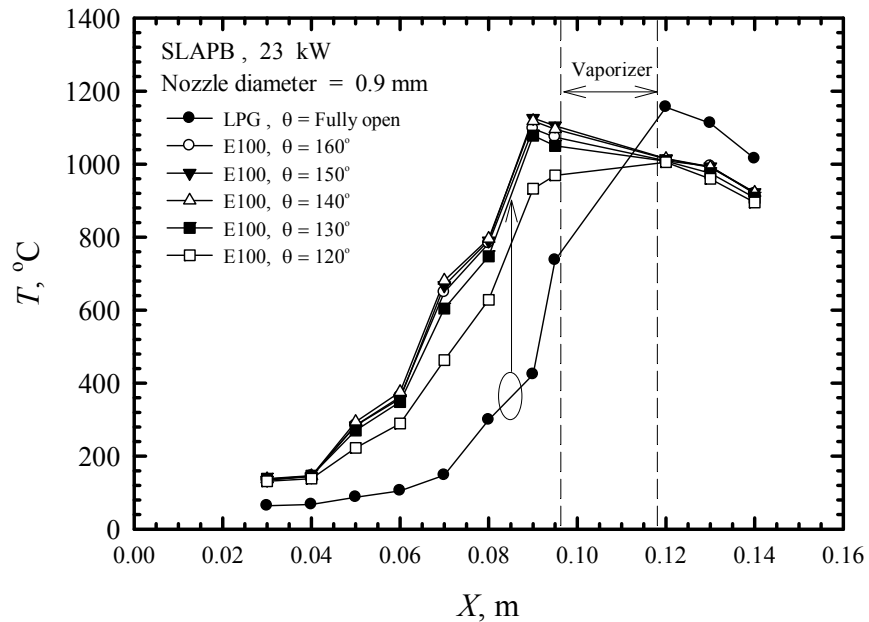
และจะมีการระบายความร้อนในระบบด้วยน้ำ จากนั้นรอจนกระทั่งระบบเข้าสู่สภาวะคงที่ (Steady State) เมื่อเข้าสู่สภาวะคงที่ของการเผาไหม้ โดยเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีตำแหน่งของอุณหภูมิสูงสุดอยู่ที่ T_9 ปิดน้ำและป้อนเชื้อเพลิงเหลวเอทานอล เข้าสู่ระบบชุดระเหยเชื้อเพลิงเหลว ($t = 1600$ s) เพื่อรับความร้อนจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี โดยจะสังเกตได้ว่าช่วงเวลาที่ ($t = 1600-2200$ s) ทดสอบการระเหยของเอทานอลที่หัวเผาช่วย (Auxiliary burner) ในตำแหน่ง A จากนั้น อุณหภูมิเกิดการเปลี่ยนแปลง ($t = 2200-3000$ s) เนื่องจากปิด Primary air (PA) ส่งผลให้อากาศไม่สามารถเข้าไปผสมกับเชื้อเพลิงได้ ตำแหน่งของอุณหภูมิ T_8 และ T_7 เกิดการเปลี่ยนแปลงอย่างเห็นได้ชัดเจนเปลวไฟเริ่มเคลื่อนไปทาง upstream ในตำแหน่ง B ต่อมาในตำแหน่ง C อุณหภูมิทุกตำแหน่งตกลง ($t = 3000-3200$ s) เนื่องจากปิดเชื้อเพลิงแอลพีจีและสับเปลี่ยนเชื้อเพลิงเป็นไอระเหยเอทานอลที่หัวเผาช่วยเข้าสู่เตาเผาหลักแทน ตำแหน่ง C ถึง D อุณหภูมิเริ่มเพิ่มขึ้นเกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง Ethanol และเปิด Primary air (PA) ให้เหมาะสม ($t = 3200-5400$ s) มุมที่ต้องการ 160° จากนั้นรอจนเข้าสู่สภาวะ Steady state ตำแหน่งอุณหภูมิสูงสุดคือ T_7 จากที่กล่าวมาข้างต้นจะพบว่าเปลวไฟของเชื้อเพลิงเอทานอลสามารถติดและเสถียรอยู่ในชั้นของวัสดุพอร์ซเลนได้ด้วยเชื้อเพลิงเอทานอล แต่ตำแหน่งของเปลวไฟเคลื่อนที่มาทาง upstream เมื่อเทียบกับแอลพีจี เนื่องจากอิทธิพลของค่า อัตราส่วนสมมูลของเอทานอลเข้าใกล้ stoichiometry มากกว่าแอลพีจี เพราะเอทานอลมีออกซิเจนผสมอยู่ในตัวเอง

จากรูปที่ 6.2 เป็นการเปรียบเทียบอุณหภูมิในช่วงการเปลี่ยนแปลงจากเชื้อเพลิงแอลพีจีเป็นเอทานอล จะเห็นได้ว่าช่วงเริ่มต้นของการใช้เชื้อเพลิงแอลพีจีเข้าสู่สภาวะคงที่ (steady state) ในหัวเผาพบว่า T_{max} จะอยู่ก่อนไปทาง downstream อยู่ด้านบนระหว่างท่อระเหย เมื่อทำการปิด Air adjuster และหยุดการปล่อยเชื้อเพลิงแอลพีจีเข้าไปในหัวเผาหลัก จะพบว่าอุณหภูมิของเตามีค่าลดลงมาอย่างเห็นได้ชัดเจน เนื่องจากไม่มีเชื้อเพลิงในการเผาไหม้ เมื่อสับเปลี่ยนที่เป็นไอระเหยเอทานอลเข้าไปในหัวเผาหลักแทนที่แอลพีจี จะพบว่าอุณหภูมิสูงสุดเคลื่อนมาทาง upstream มากขึ้นเมื่อเปิด Air adjuster และเพื่อป้องกันไม่ให้เกิดการ flash back จึงจำเป็นต้องมีการหาค่าที่เหมาะสมของมุม Air adjuster ของอากาศที่เข้ามาด้วยมุม 160° เป็นมุมที่มากที่สุดที่ทำให้เปลวไฟติดเสถียรอยู่ในเตาภายในวัสดุได้



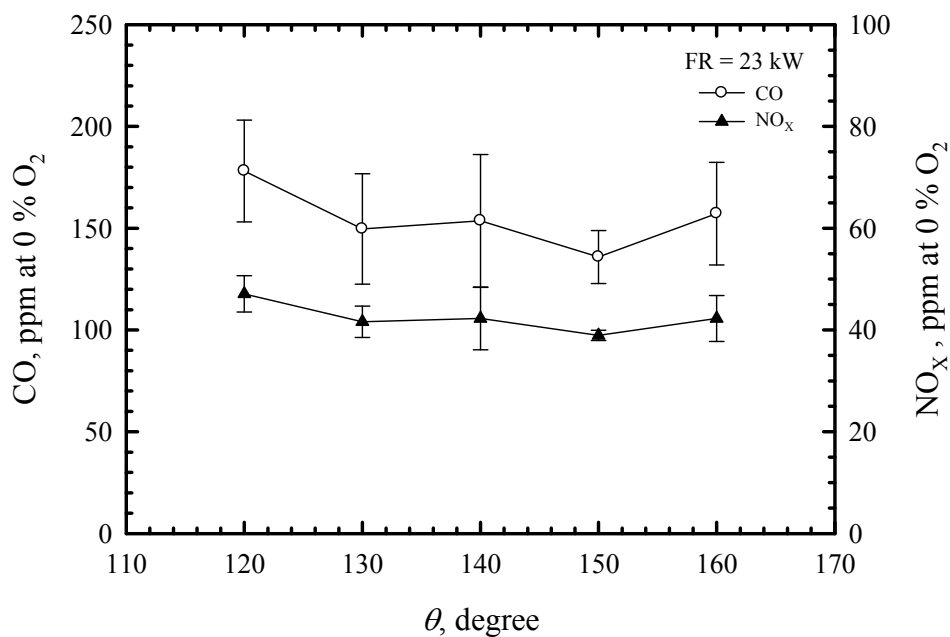
รูปที่ 6.2 การเปรียบเทียบอุณหภูมิระหว่างเชื้อเพลิงแอลพีจี และเอทานอลที่ 23 kW

6.1.2 ผลกระทบเมื่อปรับค่าอากาศส่วนแรก (PA) ที่ป้อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้



รูปที่ 6.3 อิทธิพลของอากาศส่วนแรก (PA) ที่มีผลต่ออุณหภูมิ

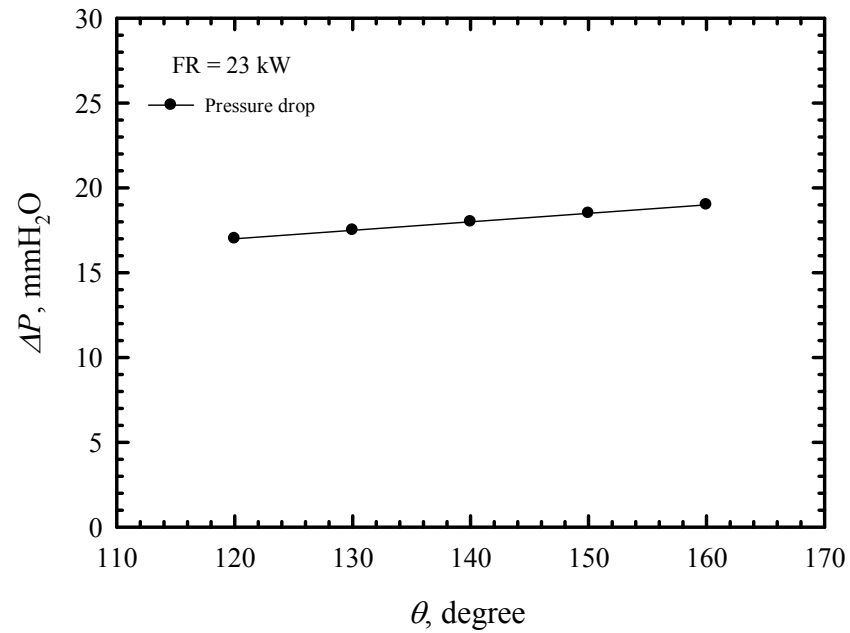
จากรูปที่ 6.3 อิทธิพลของเปิด Air adjuster เพิ่มขึ้นมีผลต่ออุณหภูมิ เมื่อทำการเปิด Air adjuster มากขึ้น $\theta=0-160^\circ$ อากาศที่เข้าไปผสมกับเชื้อเพลิงก็จะมากขึ้น เป็นเหตุให้เกิดการเผาไหม้ที่ดีขึ้นและให้อุณหภูมิสูงขึ้น ทั้งนี้เนื่องจากการเพิ่มปริมาณของอากาศนั้น จะเป็นการเพิ่มอัตราส่วนผสมของอากาศต่อเชื้อเพลิงให้เข้าใกล้ Stoichiometric ratio มากขึ้น ส่งผลให้ Burning velocity ของเปลวไฟสูงขึ้น เมื่อ Burning velocity มากกว่า Flow velocity จึงทำให้ตำแหน่งเปลวไฟไปทาง upstream ดังนั้นโดยหากเพิ่มมมมากกว่านี้ เปลวไฟไม่สามารถเสถียรอยู่ในชั้นของวัสดุพอรุนได้และเกิดการย้อนกลับของเปลวไฟ (Flash back) ดังนั้นจึงได้มุมที่เหมาะสมที่สุดคือ 160°



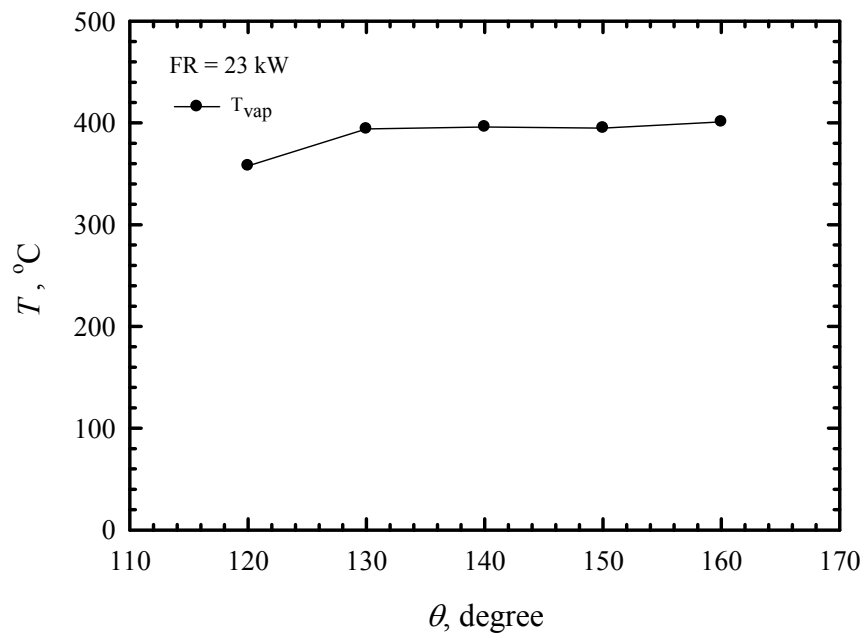
รูปที่ 6.4 อิทธิพลของอากาศส่วนแรก (PA) ที่มีผลต่อ CO และ NO_x

จากรูปที่ 6.4 จะเห็นได้ว่าเมื่อทำการเปิด air adjuster เพิ่มขึ้นอากาศเพิ่มมากขึ้นส่งผลให้ค่าของ CO จะมีแนวโน้มลดลงเหมือนตัว U เช่นเดียวกับค่า NO_x ทั้งนี้เนื่องจากการเปลี่ยนมุม air adjuster เหมือนเป็นการเปลี่ยนค่า equivalent ratio จึงส่งผลต่อการเผาไหม้ ส่วนค่า CO สูง เป็นเพราะการเผาไหม้อยู่ในช่วง rich mixture และ lean mixture ส่วนค่า NO_x ที่มีแนวโน้มลดลงเป็นเพราะคุณสมบัติของวัสดุพอรุน

จากรูปที่ 6.5 เป็นการศึกษาอิทธิพลของอากาศส่วนแรก ที่มีผลต่อความดันใน Packed bed เมื่อทำการปรับ Air Adjuster เพิ่มมากขึ้นเป็นการปรับปริมาณอากาศที่เข้าสู่หัวเผาไหม้เพิ่มขึ้นด้วย จะพบว่า เมื่อปรับค่า Air adjuster เพิ่มขึ้น จะส่งผลให้ปริมาณอากาศที่เข้าสู่หัวเผาไหม้ ซึ่งปริมาณของอากาศที่เพิ่มขึ้นนั้นจะส่งผลทำให้ความดันที่ Packed bed มีค่าเพิ่มขึ้นเช่นกัน



รูปที่ 6.5 อิทธิพลของอากาศส่วนแรก (PA) ที่มีผลต่อความดันใน Packed bed

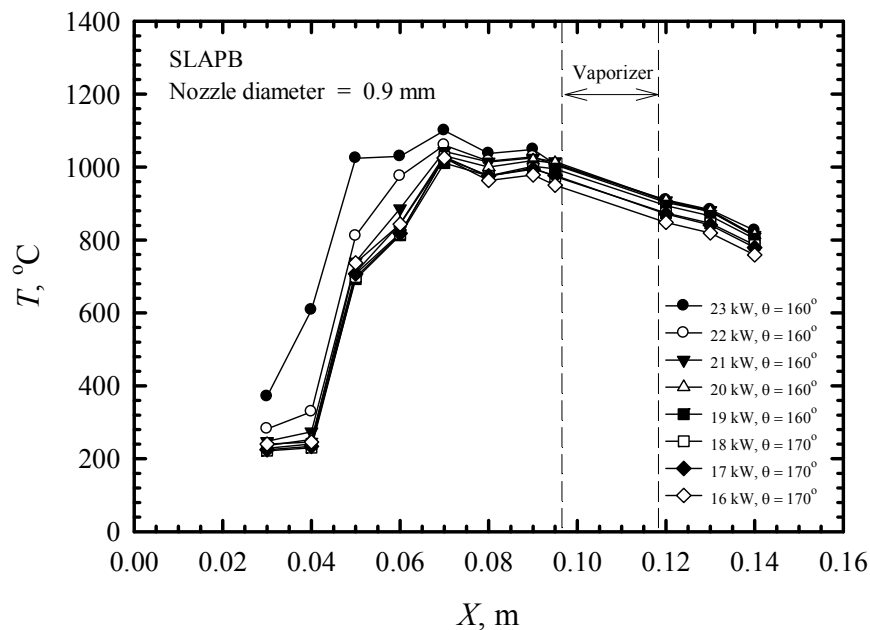


รูปที่ 6.6 อิทธิพลของอากาศส่วนแรก (PA) ที่มีผลต่ออุณหภูมิของเอทานอลที่ทางออก

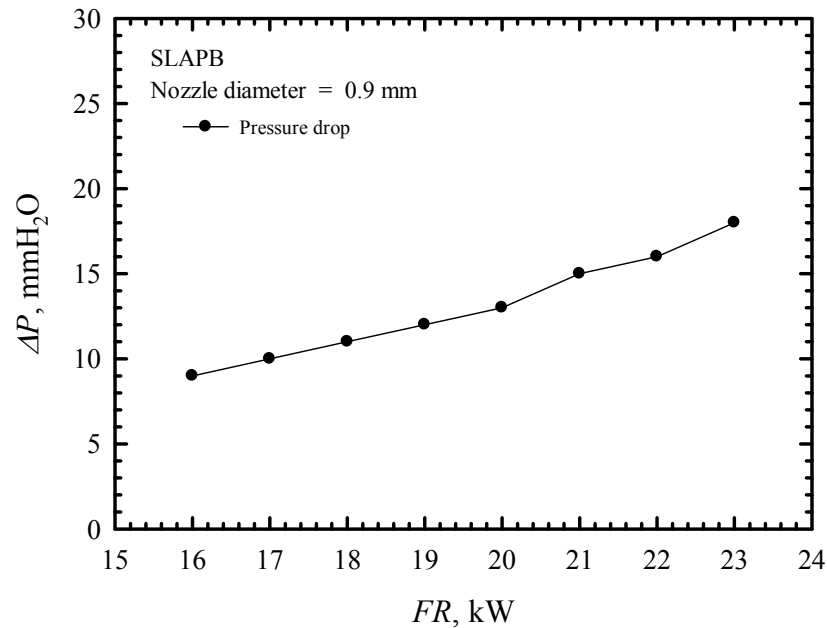
จากรูปที่ 6.6 เป็นการศึกษาถึงอิทธิพลของอากาศส่วนแรก (PA) ที่มีผลต่ออุณหภูมิของเอทานอลที่ทางออก เมื่อเปิด air adjuster เพิ่มขึ้นอากาศเข้ามากขึ้นทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงขึ้น เมื่ออุณหภูมิการเผาไหม้สูงขึ้นความร้อนที่ให้กับท่อระเหยเพิ่มขึ้น ส่งผลให้อุณหภูมิของเอทานอลที่ทางออกเพิ่มขึ้น

6.1.3 ผลกระทบเมื่อปรับเปลี่ยนค่าความร้อน (FR) ของเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้าสู่เตาเผาไหม้

จากรูปที่ 6.7 อิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อน (FR) พบว่าเมื่อป้อนค่าความร้อนเพิ่มขึ้นอุณหภูมิสูงขึ้น เกิด Preheated มากขึ้นส่งผลให้ตำแหน่งของ Reaction zone จะเคลื่อนไปทางด้าน Upstream แต่ในทางตรงกันข้าม เมื่อลดค่าความร้อนอุณหภูมิลดลง เกิดการ Preheated น้อยลงส่งผลให้ตำแหน่งของ Reaction zone จะเคลื่อนไปทางด้าน Downstream โดยตำแหน่งของ Reaction zone จะอยู่ในตำแหน่งใต้ท่อระเหย (Vaporizer) จากผลการทดลองนี้เชื้อเพลิงเอทานอล สามารถทำให้เปลวไฟติดเสถียรอยู่ในวัสดุพอร์ซันได้ และช่วงการทำงานที่เหมาะสมของเตานี้ $FR = 19-23 \text{ kW}$, $\theta = 160^\circ$ และ $FR = 16-18 \text{ kW}$, $\theta = 170^\circ$ ค่าความร้อนที่ 16-18 kW ที่จำเป็นต้องปรับมุม Air adjuster เพิ่มขึ้นเนื่องจากอุณหภูมิของการเผาไหม้ต่ำจึงเพิ่มอากาศในการเผาไหม้ ดังนั้นมุมที่เหมาะสมสำหรับเตานี้คือ 160° ได้อุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูงที่สุด



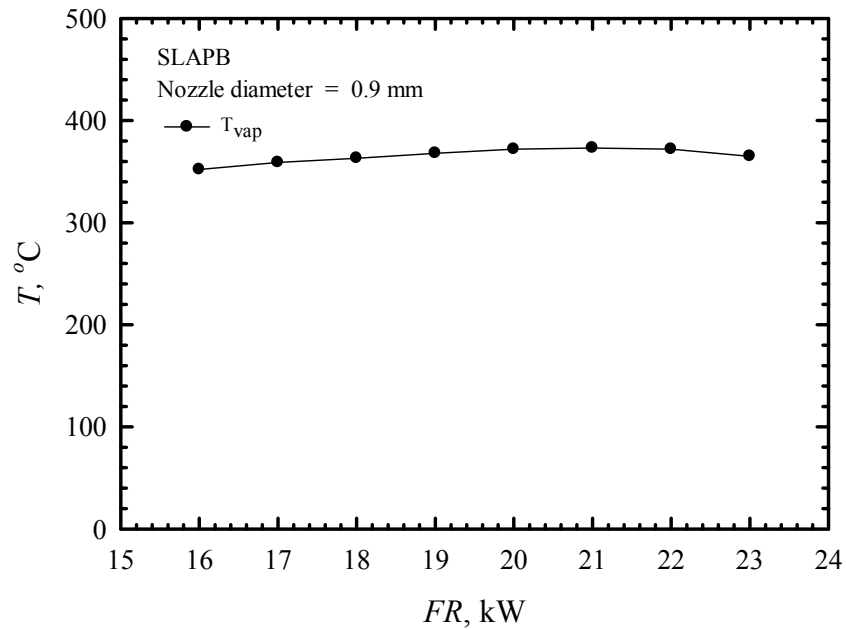
รูปที่ 6.7 อิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อน (FR) ที่มีผลต่ออุณหภูมิ



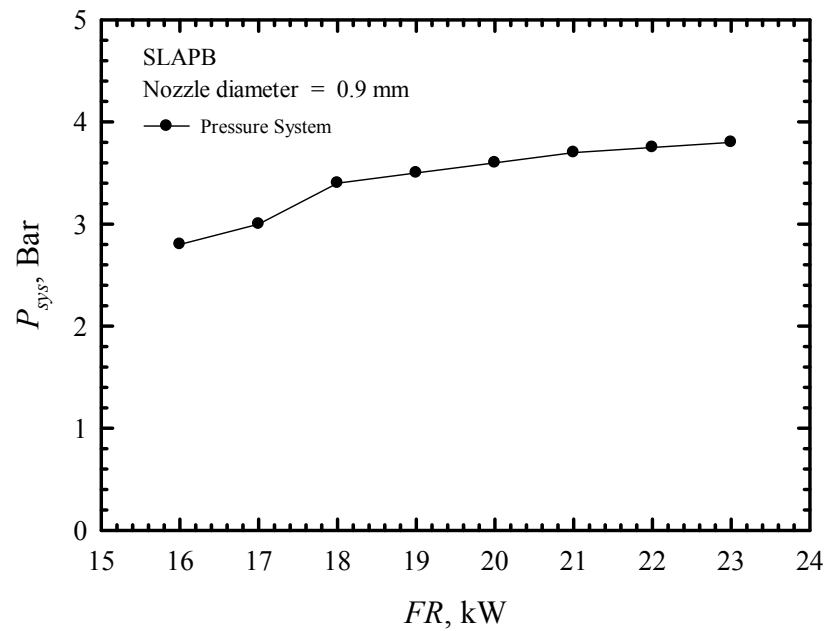
รูปที่ 6.8 อิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อน (FR) ที่มีผลต่อความดันใน Packed bed

จากรูปที่ 6.8 พบว่าเมื่อปรับเพิ่มค่าความร้อนที่ป้อนเข้าสู่หัวเผาใหม่จะทำให้ค่าความดัน มีค่าสูงขึ้นในทุกๆค่าความร้อนที่ป้อน เนื่องจากการเพิ่มปริมาณความร้อนเป็นการเพิ่มปริมาณการไหลของเชื้อเพลิงทำให้เชื้อเพลิงและอากาศไหลเข้าสู่ห้องผสมมาก เมื่อเชื้อเพลิงและอากาศไหลเข้าสู่ห้องผสมที่มีปริมาณที่มาก จึงส่งผลให้ความดันภายในห้องเผาไหม้สูงขึ้น

จากรูปที่ 6.9 พบว่าเมื่อเพิ่มค่าความร้อนที่ป้อนเข้าสู่หัวเผาใหม่ อุณหภูมิของเชื้อเพลิงเอทานอล ที่ไหลออกจากท่อระเหย (Vaporizer) จะมีค่าเพิ่มขึ้น และเพิ่มค่าความร้อนที่ป้อนเข้าสู่หัวเผาใหม่ที่ 23 kW อุณหภูมิของเชื้อเพลิงเอทานอลที่ไหลออกจาก (Vaporizer) จะมีค่าลดลง สาเหตุเนื่องมาจากการเพิ่มค่าความร้อนที่ป้อนเข้าสู่หัวเผาเป็นการเพิ่ม โดยปรับอัตราการไหลของเชื้อเพลิงเอทานอล ทำให้มวลของเชื้อเพลิงในระบบมีมากขึ้น ส่งผลให้เอทานอลระเหยได้ยาก อุณหภูมิของเอทานอลที่ออกจากท่อระเหย (Vaporizer) จึงต่ำลง และสิ่งที่ควรระวังคือ ถ้าหากต้องการจะเพิ่มค่าความร้อนให้มากขึ้นอีก อุณหภูมิของเอทานอลที่ออกจากท่อระเหย อาจไม่สูงพอที่จะทำให้ Ethanol ระเหยกลายเป็นไอได้ ค่าที่เหมาะสม FR = 19-23 kW



รูปที่ 6.9 อิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อน (FR) ที่มีผลต่ออุณหภูมิของเอทานอลที่ทางออก

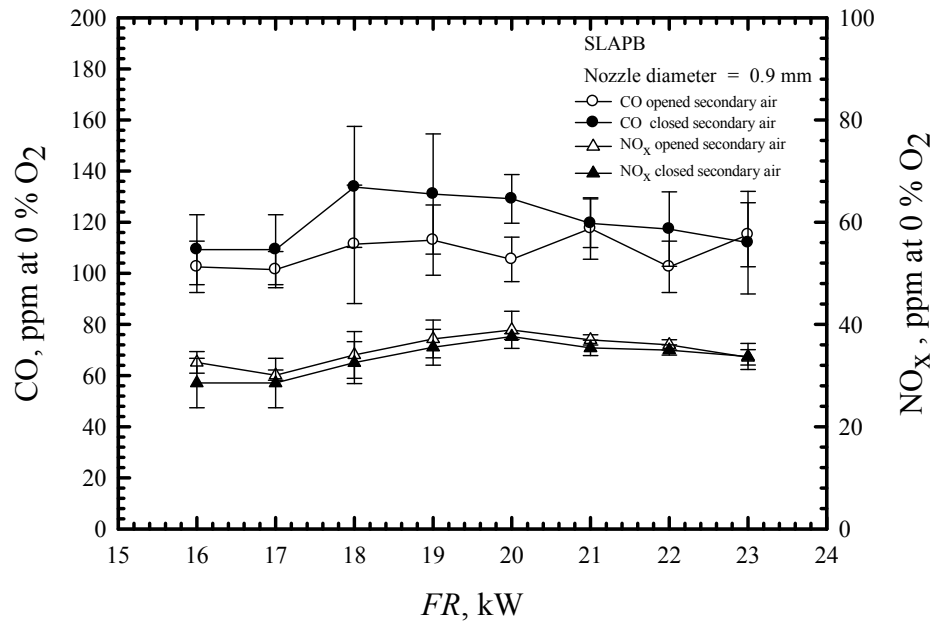


รูปที่ 6.10 อิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อน (FR) ที่มีผลต่อความดันในระบบท่อระเหย

จากรูปที่ 6.10 พบว่าเมื่อปรับเพิ่มค่าความร้อนที่ป้อนเข้าสู่หัวเผาใหม่จะทำให้ค่าความดันในระบบมีค่าสูงขึ้นในทุกๆ ค่าความร้อนที่ป้อน เนื่องจากการเพิ่มปริมาณความร้อนเป็นการเพิ่มอุณหภูมิการเผา

ไหม้ ส่งผลให้ท่อระเหย (Vaporizer) ได้รับความร้อนเพิ่มขึ้นเกิดความดันในระบบเพิ่มสูงตามค่าความร้อนที่ป้อนให้ระบบ

6.1.4 ผลกระทบเมื่อมีอากาศส่วนที่สองอยู่ตรงกลางเตา

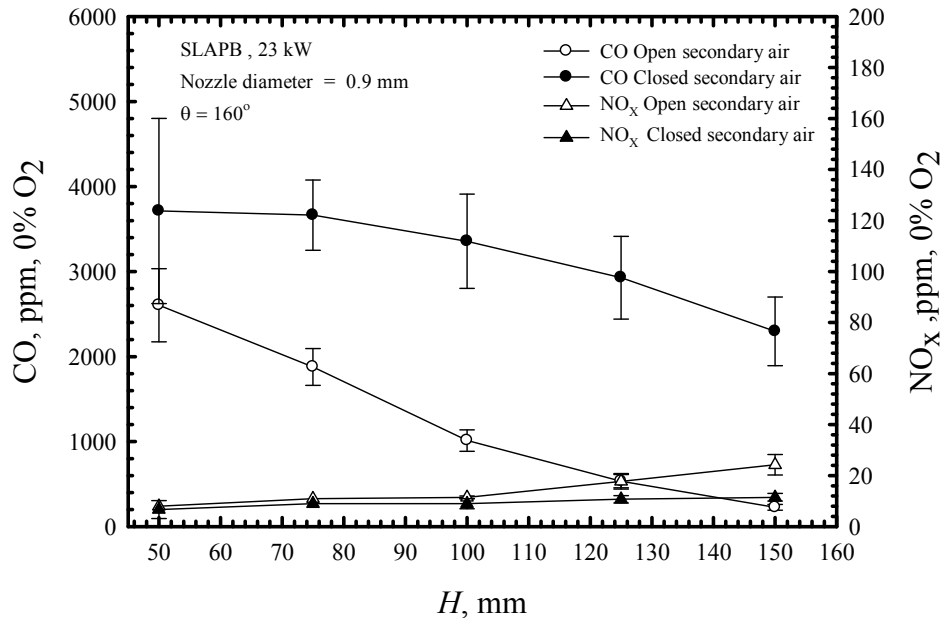


รูปที่ 6.11 อิทธิพลของค่าความร้อน (FR) ที่มีผลต่อ CO และ NO_x เมื่อเปิดและปิด Secondary air

จากรูปที่ 6.11 ผลของการเปิด Secondary air เข้าสู่ตรงกลางเตาส่งผลให้ค่า CO มีค่าต่ำกว่าปิด Secondary air ในทุกๆค่าของการป้อนความร้อนเข้าสู่หัวเผา เนื่องจากปิด secondary air ทำให้เปลวไฟยาวขึ้นเกิดจากอากาศบริเวณกลางเตาไม่มีทำให้เปลวไฟวิ่งหาอากาศที่อยู่ด้านบน เปลวไฟจะยาวขึ้นแต่ในขณะเดียวกันเปลวไฟยาวขึ้นทำให้เวลาในการเผาไหม้นานขึ้นจึงทำให้ค่าการปลดปล่อย CO เพิ่มขึ้นนั่นเอง ค่าการปลดปล่อย NO_x มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นเนื่องจากการเพิ่มค่าความร้อน ทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้เพิ่มสูงขึ้นส่งผลให้ NO_x สูงขึ้นด้วย จากเหตุผลที่กล่าวมาการเปิด secondary air ช่วยการเผาไหม้ให้สมบูรณ์มากขึ้นทำให้อุณหภูมิในช่วง post flame สูงซึ่งสามารถสังเกตได้จากระยะเวลาสูงของเปลวไฟที่สั้นลงเนื่องจากอากาศที่เพียงพอทำให้การเผาไหม้ทำสมบูรณ์มากขึ้น

6.2 การทดสอบการเผาไหม้เปลวไฟแบบพุ่งชน (Impinging Flame Test)

6.2.1 ผลกระทบเมื่อปรับระยะกันหม้อหัว (H)

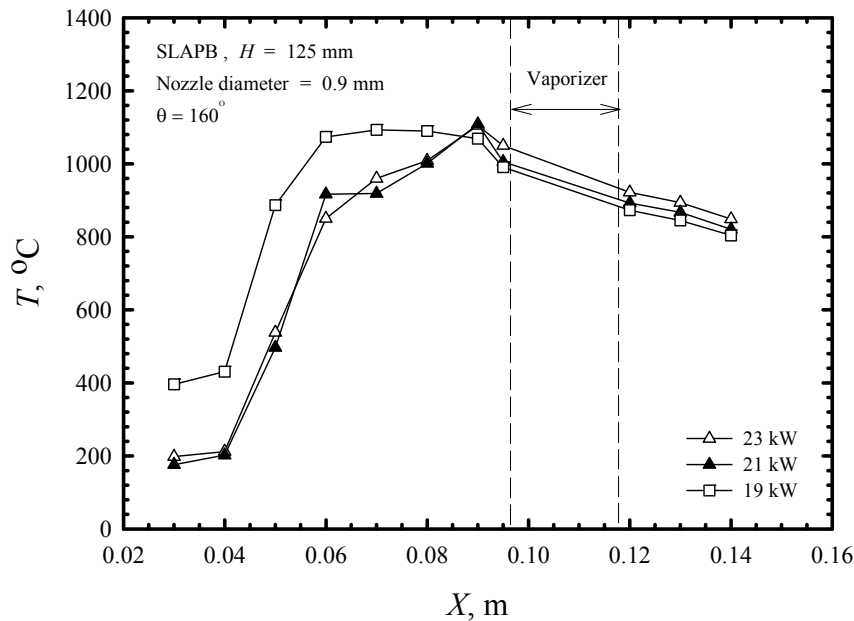


รูปที่ 6.12 อิทธิพลของระยะกันหม้อหัวเผา (H) ที่มีผลต่อ CO และ NO_x

จากรูปที่ 6.12 แสดงให้เห็นผลการปลดปล่อยมลพิษ จากการทดลองการปรับระยะกันหม้อถึงหัวเผา (H) ที่การป้อนค่าความร้อน 23 kW และ $\theta=160^\circ$ โดยการเปิดรูทางเข้า secondary air เนื่องจากต้องการทดสอบหาค่าระยะกันหม้อหัวเผาที่เหมาะสมในการทดลอง เมื่อเพิ่มระยะ H สูงขึ้นปริมาณ CO และ NO_x มีแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงที่สวนทางกันคือ CO จะลดลงและ NO_x จะเพิ่มสูงขึ้นแสดงให้เห็นถึงการเผาไหม้ที่สมบูรณ์มากขึ้น เนื่องจากการเพิ่มระยะ H คือการเพิ่ม residence time ของการเพิ่มเผาไหม้ทำให้มีเวลามากพอที่จะให้การเผาไหม้สมบูรณ์มากขึ้นและในขณะที่การลดลงของระยะ H ก็คือการลด residence time ซึ่งจะทำให้การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ทำให้การปลดปล่อย CO มากขึ้นและ NO_x มีแนวโน้มลดลงแต่ไม่มาก ดังนั้นจากกราฟแสดงแนวโน้มการปลดปล่อยมลพิษ ที่ระยะ H ต่างๆจะเห็นว่าที่ระยะ H เท่ากับ 125 mm. จะให้ค่าการปลดปล่อยมลพิษ ในส่วนของ CO ต่ำ (เปลวไฟปะทะกันหม้อพอดีและ 150 mm เปลวไฟสั้นเกินไป) ดังนั้นผู้ทำงานวิจัยจะขอเลือกเอาระยะ H เท่ากับ 125 mm เป็นระยะในการทำการทดสอบหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาเผาวัสดุพูนแบบวงแหวน และในการทดสอบนี้จะใช้วิธีการต้มน้ำโดยใช้มวลน้ำเท่ากับ 100 kg และต้มน้ำจนอุณหภูมิถึง 90 °C

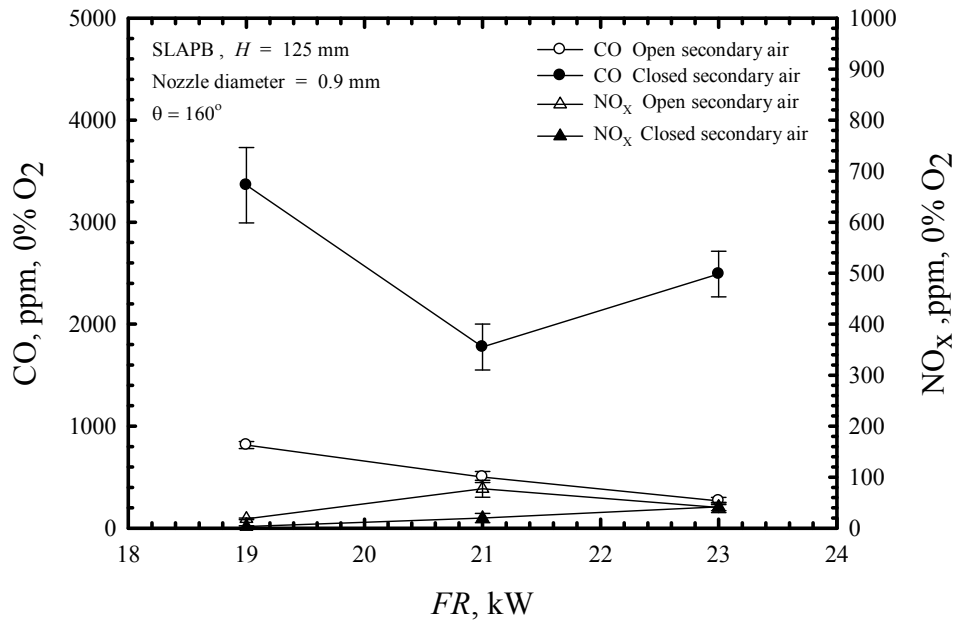
เพื่อป้องกันการเดือดและลดการสูญเสียมวลของน้ำไปกับไอน้ำและให้เป็นไปตามมาตรฐานของ European standard : EN 203-1:1995 [27]

6.2.2 Temperature distribution ของการทดลอง Impinging Flame



รูปที่ 6.13 อิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อน (FR) ที่มีผลต่ออุณหภูมิ

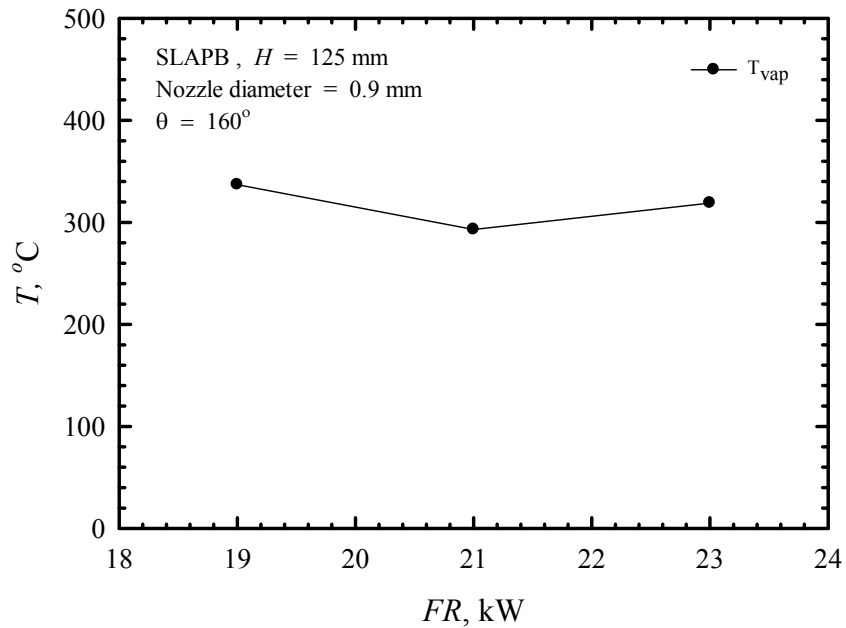
จากรูปที่ 6.13 อิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อน (FR) ที่มีผลต่ออุณหภูมิจะเห็นว่าแนวโน้มการกระจายตัวของอุณหภูมิของเปลวไฟแบบพุ่งชนจะคล้ายกับการกระจายตัวของอุณหภูมิของเปลวไฟแบบอิสระคือบริเวณ reaction zone จะอยู่ช่วงกลางเตาคอนไปทางด้าน upstream เมื่อเพิ่มค่าความร้อนที่ป้อนมากขึ้นเปลวไฟจะถูกเป่าให้ไปทางด้าน downstream เพราะเมื่อเพิ่มค่า FR มากขึ้นเป็นการเพิ่มความเร็วการไหลของ mixture ให้มากขึ้นดังนั้นความเร็วการไหลของ mixture จะเอาชนะ burning velocity ของ mixture และ reaction zone จะเคลื่อนไปติดทางด้าน downstream และอุณหภูมิจะลดลงต่ำลงที่ทางออกของเตาเผา เนื่องจากสูญเสียความร้อนจากการพาความร้อนและการแผ่รังสีความร้อนไปให้กับกันหม้อและสิ่งแวดล้อม



รูปที่ 6.14 อิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อนที่มีผลต่อ CO และ NO_x เมื่อเปิดและปิด Secondary air

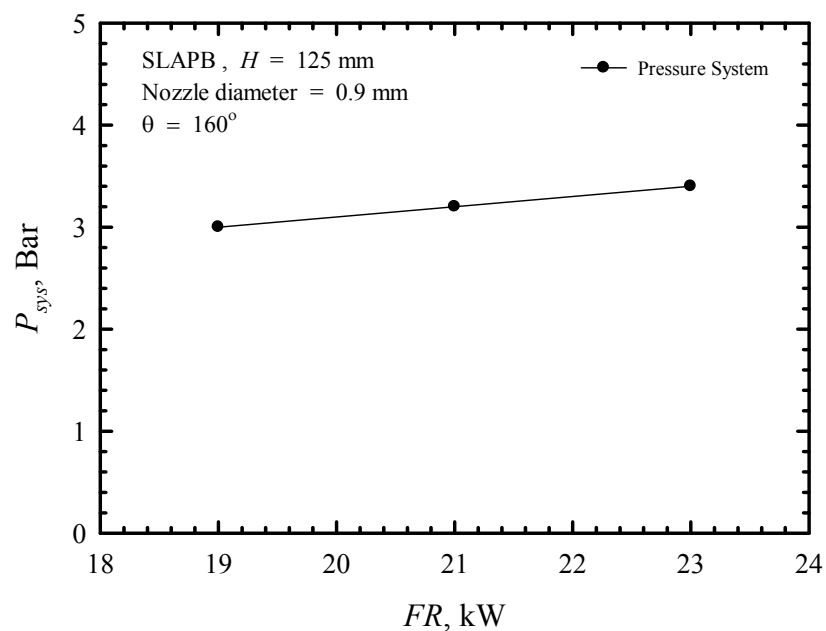
จากรูปที่ 6.14 ผลของการเปิด Secondary air เข้าสู่ตรงกลางเตาที่ระยะกันหม้อหั่วเผาเดียวกัน 125 mm. ส่งผลให้ค่า CO มีค่าต่ำกว่าปิด Secondary air ในทุกๆค่าของการป้อนความร้อนเข้าสู่หัวเผา เนื่องจากปิด secondary air ทำให้เปลวไฟยาวขึ้นเกิดจากอากาศบริเวณกลางเตาไม่มีทำให้เปลวไฟวิ่งหาอากาศที่อยู่ด้านบน เปลวไฟจะยาวขึ้นแต่ในขณะเดียวกันเปลวไฟยาวขึ้นทำให้ residence time สูงขึ้นจึงทำให้ค่าการปลดปล่อย CO เพิ่มขึ้นนั่นเอง ค่าการปลดปล่อย NO_x มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นเนื่องจากการเพิ่มค่าความร้อน ทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้เพิ่มสูงขึ้นส่งผลให้ NO_x สูงขึ้นด้วย จากเหตุผลที่กล่าวมาการเปิด secondary air ช่วยการเผาไหม้ให้สมบูรณ์มากขึ้นทำให้อุณหภูมิในช่วง post flame สูงซึ่งสามารถสังเกตได้จากระยะความสูงของเปลวไฟที่สั้นลงเนื่องจากอากาศที่เพียงพอทำให้การเผาไหม้ทำสมบูรณ์มากขึ้น

จากรูปที่ 6.15 แสดงอิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อน (FR) ที่ระยะกันหม้อเดียวกัน 125 mm. ที่ 19 kW อุณหภูมิที่ทางของท่อระเหย (Vaporizer) สูง เพราะว่าตำแหน่งของ reaction zone อยู่ได้ท่อ เมื่อเพิ่มค่าความร้อนที่ป้อน ตำแหน่ง reaction zone เคลื่อนไปทางด้าน Downstream ส่งผลให้อุณหภูมิในท่อระเหยขาออกมีอุณหภูมิตกลง



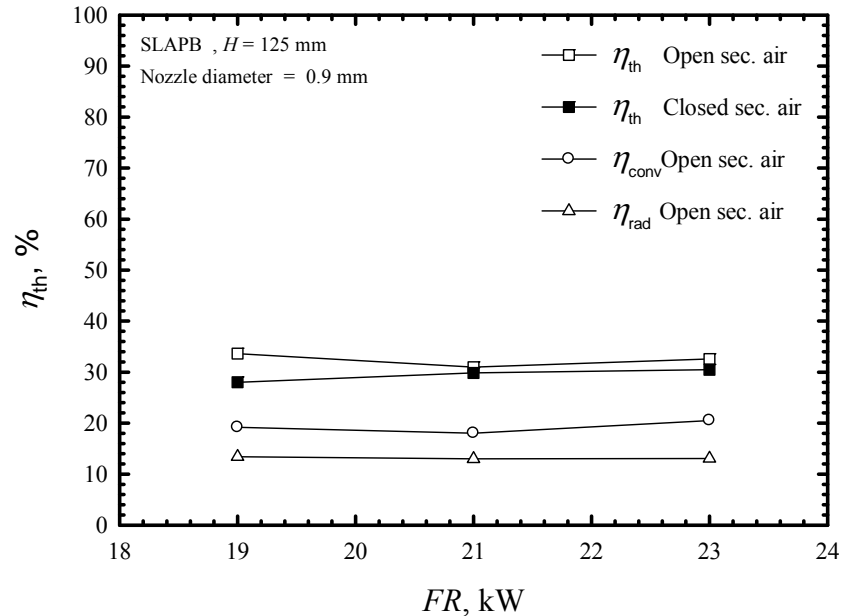
รูปที่ 6.15 อิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อน (FR) ที่มีผลต่ออุณหภูมิของเอทานอลที่ทางออก

จากรูปที่ 6.16 พบว่าเมื่อปรับเพิ่มค่าความร้อนที่ป้อนเข้าสู่หัวเผาใหม่ที่ระยะก้นหม้อเดียวกัน จะทำให้ค่าความดัน ในระบบมีค่าสูงขึ้นในทุกๆ ค่าความร้อนที่ป้อน เนื่องจากการเพิ่มปริมาณความร้อนเป็นการเพิ่มอุณหภูมิการเผาไหม้ ส่งผลให้ท่อระเหย (Vaporizer) ได้รับความร้อนเพิ่มขึ้นเกิดความดันในระบบเพิ่มสูงตามค่าความร้อนที่ป้อนให้ระบบ



รูปที่ 6.16 อิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อน (FR) ที่มีผลต่อความดันในระบบ

6.2.3 การวัดประสิทธิภาพเชิงความร้อนของการทดลอง Impinging Flame



รูปที่ 6.17 อิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อน (FR) ที่มีผลต่อประสิทธิภาพ

จากรูปที่ 6.17 แสดงการเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาเผาวัสดุพูนแบบวงแหวนกับเตาเผาชนิดอื่นๆ ที่ค่าความร้อนที่ป้อนต่างๆ และระยะ $H=125$ mm ซึ่งจะเห็นว่าเมื่อทำการลดความร้อนที่ป้อนลง ประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีแนวโน้มลดลงซึ่งชี้ให้เห็นว่าการลดลงของค่าความร้อนที่ป้อนเป็นการลดการสูญเสียความร้อนที่ให้กับสิ่งแวดล้อม โดยเตาเผาวัสดุพูนแบบวงแหวนจะให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงที่สุดอยู่ที่ 33.6% และหากนำเตาเผาวัสดุพูนแบบวงแหวนแบบเปิดรู (SA) และปิดรู (SA) มาเปรียบเทียบกันจะเห็นว่าแบบเปิดรู (SA) จะให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนมากกว่าซึ่งแสดงถึงการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ และเมื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาเผาวัสดุพูนจะถูกแบ่งออกเป็นสองโหมด การพาความร้อน และการแผ่รังสี ในทุกๆ ค่าความร้อนที่ป้อน โหมดของการพาจะมากกว่าโหมดการแผ่รังสี โดยโหมดการแผ่รังสีจะเป็นส่วนเสริม เนื่องจากตำแหน่งของ reaction zone อยู่ทางด้าน upstream มากจนเกินไปตำแหน่ง hot zone เข้าใกล้กันหม้อส่งผลให้ η_{rad} ต่ำกว่าโหมดของการพาความร้อน

บทที่ 7

สรุปและข้อเสนอแนะ

7.1 สรุปผลการทดลอง

งานวิจัยชิ้นนี้เป็นงานวิจัยที่ศึกษาถึงพฤติกรรมการเผาไหม้ของเตาเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพูนแบบวงแหวนชนิดเหนียวนำอากาศด้วยตนเอง โดยงานวิจัยนี้เป็นการพัฒนามาจากงานวิจัยที่ผ่านมา โดยการเปลี่ยนแปลงขนาดของ Packed bed ใหม่ โดยการเพิ่มรู Secondary air ตรงกลางเตาให้อากาศสามารถไหลเข้ามาตรงกลาง เพื่อการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ยิ่งขึ้น และการนำท่อระเหย (Vaporizer) ฝังไว้ในปูนด้านในวัสดุพูน เพื่อความสวยงามอีกทั้งสามารถใช้งานได้ทั้งเชื้อเพลิงแก๊สและเชื้อเพลิงเหลวอย่างประสบความสำเร็จ ที่สำคัญเข้าใจเชิงพาณิชย์มากยิ่งขึ้น ในการทดลองนี้จะแบ่งเป็น 2 ส่วนหลัก คือ การทดสอบแบบ Free flame และการทดสอบแบบ Impinging flame ซึ่งสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

7.1.1 การทดสอบแบบ Free flame

1. การทดลองในช่วงที่ทำการสับเปลี่ยนจากเชื้อเพลิงแอลพีจีเป็นเอทานอล พบว่าตำแหน่งของ reaction zone ของเอทานอล จะเคลื่อนมาทางด้าน upstream เมื่อเทียบกับแอลพีจี เนื่องจากอิทธิพลของค่า อัตราส่วนสมมูลของเอทานอลเข้าใจ stoichiometry มากกว่าแอลพีจี เพราะเอทานอลมีออกซิเจนผสมอยู่ในตัวเอง และเปลวไฟสามารถติดเสถียรอยู่ได้ในวัสดุพูนภายใน Packed bed เป็นอย่างดี
2. เมื่อทำการปรับเปลี่ยนค่า Air adjuster ซึ่งจะเป็นการปรับค่าปริมาณอากาศที่เข้าสู่เตาเผาไหม้ (Primary air) จะพบว่าที่เมื่อเปิด air adjuster ไม่ให้อากาศเข้าไปผสมกับเชื้อเพลิงในเตาเผาไหม้นั้น เปลวไฟที่ได้จะมีลักษณะเป็น Diffusion flame แต่เมื่อเริ่มทำการเปิด air adjuster เพื่อให้ปริมาณอากาศเข้าสู่เตาเผาไหม้นั้น จะเห็นได้ว่าเปลวไฟจะมีลักษณะเป็นสีฟ้าอย่างรวดเร็ว โดยตำแหน่งที่เปลวไฟเสถียรอยู่ในวัสดุพูนนั้นจะค่อยๆเคลื่อนมาทาง upstream มากขึ้น และจะให้ค่า temperature profile โดยรวมที่สูงขึ้น เมื่อเปิดมากไปจะทำให้เกิด Flash back ได้ค่ามุมที่เหมาะสมคือ 160° สามารถเสถียรได้ภายใน Pack bed

3. สำหรับการทดลองปรับเปลี่ยนค่าปริมาณความร้อนที่ป้อนเข้าสู่เตาเผาใหม่เชื้อเพลิงเหลว Ethanol ระหว่าง 16-23 kW จะพบว่า เมื่อทำการปรับป้อนค่าความร้อนของเชื้อเพลิงเหลว Ethanol ลดลง ตำแหน่งที่เปลวไฟเสถียรจะเคลื่อนที่มาจาก upstream มากขึ้น โดยมีแนวโน้มว่า เปลวไฟของเชื้อเพลิงเหลว Ethanol จะไม่สามารถติดเสถียรอยู่ในวัสดุพอร์ซันได้ (flash back) ดังนั้น จึงจะต้องทำการลด primary air โดยการปรับ air adjuster เพียงเล็กน้อย เพื่อให้ตำแหน่งของค่าอุณหภูมิสูงสุดเคลื่อนไปอยู่ทาง downstream เปลวไฟจึงสามารถเสถียรอยู่ในชั้นของวัสดุพอร์ซันได้ และ 16-18kW ที่มีการเพิ่ม primary air เนื่องจากอุณหภูมิของการเผาไหม้ต่ำจึงต้องเพิ่มอากาศในการเผาไหม้
4. ผลของการมี Secondary air พบว่าการที่มี Secondary air ช่วยในเผาไหม้สมบูรณ์ยิ่งขึ้น ซึ่งดูได้จากผลการปลดปล่อย Emission น้อยกว่าในทุกๆ ค่าความร้อนที่ป้อน และการที่มี Secondary air จะไม่มีต่อ reaction zone ดังนั้นการที่ Secondary air ดีในเรื่องการเผาไหม้และมลพิษลดลง
5. อุณหภูมิอุณหภูมิของเอทานอลที่ทางออกจากระบบระเหยเชื้อเพลิงเหลว แสดงอุณหภูมิของเชื้อเพลิงเหลวที่ออกจากระเหย (Vaporizer) เมื่อทำการเปลี่ยนแปลงค่าความร้อนที่ป้อนเข้าสู่หัวเผาไหม้ พบว่าเมื่อเพิ่มค่าความร้อนที่ป้อนเข้าสู่หัวเผาไหม้ อุณหภูมิของเชื้อเพลิงเหลวที่ไหลออกจากท่อระเหยจะมีค่าเพิ่มขึ้น สาเหตุเนื่องมาจากการเพิ่มค่าความร้อนอุณหภูมิการเผาไหม้เพิ่มขึ้น ท่อได้รับความร้อนมากขึ้นส่งผลให้ท่อมีอุณหภูมิสูง และอีกอย่างตำแหน่งของท่อระเหย อยู่ในตำแหน่งของ reaction zone แต่อย่างไรก็ตามอุณหภูมิที่ทางออกของท่อระเหย สูงมากเกินไปจนเกินจุดติดไฟด้วยตัวเอง (Auto ignition) ซึ่งถือว่าไม่ปลอดภัย ดังนั้นในการแก้ไขต้องให้ตำแหน่งของท่อระเหย ไม่อยู่ในตำแหน่งของ reaction zone โดยการปรับ Air Adjuster มากขึ้นเพื่อเคลื่อนตำแหน่งของ reaction zone ไปทางด้าน Upstream

7.1.2 การทดสอบแบบ Impinging flame

1. การทดสอบระยะความสูงกันหม้อหัวเผา (H) จะมีการเปรียบเทียบเปิดและปิด Secondary air ค่าความร้อนที่ป้อนสูงสุด 23 kW ในทุกระยะความสูงการที่มี Secondary air จะให้ค่ามลพิษต่ำ และเลือกความสูงที่ 125 mm เปลวไฟถึงกันหม้อพอดี
2. การทดลองปรับเปลี่ยนปริมาณความร้อนป้อนที่ 19, 21 และ 23 ที่ความสูงเดียวกัน จากอุณหภูมิเมื่อลดปริมาณความร้อนป้อน ตำแหน่งของอุณหภูมิสูงสุดจะมีลักษณะเหมือน Free flame คือตำแหน่งที่เปลวไฟเสถียรอยู่ในวัสดุพอร์ซันนั้นจะค่อยๆเคลื่อนมาทาง upstream ส่วนค่ามลพิษเปิดน้อยกว่าปิด Secondary air

3. ผลของประสิทธิภาพ η_{th} ของเตาในการเปลี่ยนความร้อนที่ป้อนจะไม่ค่อยแตกต่างกันมากนักจะอยู่ในช่วง เกิน 30 % ขึ้นไป แต่ชัดเจนที่สุดผลของ Secondary air ที่มีผลต่อประสิทธิภาพ ที่ไม่มี Secondary ต่ำกว่า 30 % เนื่องมาจาก residence time ในการเผาไหม้นานกว่า เมื่อทำการเปรียบเทียบโหมคประสิทธิภาพเชิงความร้อน η_{rad} และ η_{conv} โหมการแผ่รังสีจะน้อยกว่าในทุก FR เนื่องจากตำแหน่งของ reaction zone อยู่ต่ำจนเกินไป การแผ่รังสีจากวัสดุพูนจึงไม่เด่นชัด แต่อย่างก็ตามก็ถือเป็นส่วนเสริม η_{th} ของการเผาไหม้

ผลการทดลองที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวเอทานอลในเตาเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวที่ได้มีการพัฒนาขึ้นในงานวิจัยนี้นั้น จะพบว่า การปรับเปลี่ยนค่าต่างๆ เช่น Firing rate, Air adjuster จะให้ผลการทดลองที่มีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกับงานวิจัยที่ผ่านมา ซึ่งจะเป็นการยืนยันผลการทดลองได้ว่า เตาเผาไหม้ในวัสดุพูนแบบวงแหวนที่มีการเหนี่ยวนำอากาศด้วยตนเองโดยใช้เชื้อเพลิงเหลวสามารถใช้งานได้จริงรู้ช่วงการทำงานและสมรรถนะของเตาด้วย โดยสามารถใช้เชื้อเพลิงเหลวเอทานอล มาช่วยแบ่งเบาปริมาณการใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีได้เป็นอย่างดี

7.2 ข้อเสนอแนะ

1. ติด Safety Valve หรือ Pressure relief valve ที่บริเวณออกของจากท่อระเหย(Vaporizer) เพื่อความปลอดภัย เมื่อความดันในระบบมีค่าสูงกว่าสถานะการใช้งาน
2. หากต้องการเพิ่มช่วงการทำงานหรือค่าความร้อนที่ป้อน(Firing rate)ของเตา ควรเปลี่ยน Regulator ของ Pressure Nitrogen supply ให้สามารถใช้งานได้ในสถานะที่ความดันในระบบมีค่าสูงขึ้น และควรที่จะเปลี่ยน Flow meter เพื่อให้ได้อัตราการไหลที่เพิ่มขึ้น
3. ออกแบบ Packed bed ให้สั้นลงอีกโดยการลดความสูงของเตา เพื่อให้เหมาะกับค่าความร้อนที่ป้อนที่ใช้งาน
4. บริเวณรูกันเปลวไฟย้อนกลับนั้น ควรที่จะพัฒนาให้สามารถเปลี่ยนพื้นที่หรือจำนวนของรูได้ทันทีในขณะที่ทำการสลับเชื้อเพลิงจากแอลพีจีเป็นเอทานอล เนื่องจากความเร็วในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี มีค่าต่ำกว่าความเร็วในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงเอทานอล ซึ่งในกรณีที่พื้นที่ของรูกันเปลวไฟย้อนกลับเท่ากัน จะพบว่าเมื่อใช้เชื้อเพลิงเอทานอล จะไม่สามารถเปิด Air Adjuster เพื่อให้อากาศเข้าได้มาก ซึ่งจะส่งผลทำให้เกิดการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์
5. ทำการสร้าง Math model เพื่อทำการศึกษาการเผาไหม้เชิงลึกมากยิ่งขึ้น

6. ถ้าต้องการใช้งานที่ค่าความร้อนที่ป้อน (Firing rate) สูงขึ้นหรือ ต้องการใช้เป็นเวลานาน จึงควรที่จะเพิ่มขนาดของถังเก็บเอทานอล และถังน้ำที่ระบายความร้อนให้สามารถบรรจุเชื้อเพลิงและน้ำได้มากขึ้น
7. หม้อที่ใช้ในการต้มอาจใหญ่เกินไป ไม่เหมาะสมกับขนาดของเตา และค่าความร้อนที่ป้อนที่ป้อนให้กับระบบควรที่จะใช้หม้อที่เล็กลง
8. Hood ที่ใช้ยังไม่เหมาะสม และตำแหน่งของการวัดยังไม่เหมาะสมเช่นกัน ควรที่จะมี Hood ที่รวมไอเสียทั้งหมด เพื่อความแม่นยำของการวัดค่ามลพิษ (Emissions) และอากาศรบกวนจากภายนอก

เอกสารอ้างอิง

1. สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน, 2556, ข้อมูลพลังงาน (Energy Database) [Online], Available : http://www.eppo.go.th/info/2petroleum_stat.htm [7 ตุลาคม พ.ศ. 2556].
2. Weinberg, F.J., 1996, "Heat-recirculating Burners: Principles and Some Recent Developments", **Combustion Science and Technology**, Vol. 121, pp. 3-22.
3. Durst, F. and Trimis, D., 1997, "Combustion by Free Flames Versus Combustion Reactors", **Proceedings of 2nd International Symposium on Heat Transfer Enhancement and Energy Conversion**, 16-19 June, Guangzhou, China.
4. Lloyd, S.A. and Weinberg, F.J., 1974, "A Burner for Mixtures of Very Low Heat Content", **Nature**, Vol. 251, pp. 47-49.
5. Yoshizawa, Y., Echigo, R. and Tomimura, T., 1987, "A Study on A High Performance Radiant Heater", **Proceeding of the 2nd ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference**, Vol. 5 pp. 317-323.
6. Amanda, J.B. and Janet, L. E., 2004, "Heat Recirculation and Heat Transfer in Porous Burners", **Combustion and flame**, Vol 137, pp 230-241.
7. Pantangi, V.K. and Mishra, C., 2006, "Combustion of Gaseous Hydrocarbon Fuels within Porous Media - A Review", **Advance in Energy Research**, pp. 455-461.
8. Ergun, S., 1952, "Fluid Flow through Packed Columns", **Chemical Engineering Progress**, Vol. 48, pp. 1179-1184.
9. Mehta, D. and Hawley, M.C., 1969, "Wall effect in Packed Columns", **I&EC Proc. Design and Develop**, Vol. 8, pp. pp. 280-282.

10. Cohen, Y. and Metzner, A.B., 1981, "Wall effects in Laminar Flow of Fluids through Packed Beds", **AICHE J.**, Vol. 27, pp. 705-715.
11. Sodre, J.R. and Parise, J.A.R., 1998, "Fluid Flow Pressure Drop through an Annular Bed of Spheres with Wall effects" **Experimental Thermal and Fluid Science**, Vol. 17, pp. 265-275.
12. Yoksenakul, W. and Jugjai, S., 2011, "**Improvement of Thermal Efficiency of Heat recirculating Gas Burner**" D.Eng Thesis, Department of Mechanical Engineering, King Mongkut's University Technology Thonburi (KMUTT).
13. เกลิมชัย จันทบาล, 2553, "ผลของเอทานอลความเข้มข้นต่ำที่ใช้เป็นเชื้อเพลิงในการหุงต้ม", การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย, ครั้งที่ 24, 20-22 ตุลาคม, อุบลราชธานี
14. งามอาจ วงศ์คำขาว, วรุตม์ นาคคง และ ชาญวิทย์ บันเทิงเกสัชกุล, 2553, **เตาเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพรุนโดยการเหนี่ยวนำอากาศด้วยตนเอง**, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, หน้า 1-73
15. ธนภัทร ศิริเรืองสกุล, ชัชชัย ดวงแก้ววุฒิไกล และ สันติ สุขชุม, 2554, **เตาเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพรุนโดยการเหนี่ยวนำอากาศด้วยตนเอง**, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, หน้า 1-106
16. Jugjai, S. and Pongsai, C., 2007, "Liquid Fuels-Fired Porous Burner" **Combustion Science and Technology**, Vol. 179, pp. 1823-1840.
17. Pantangi, V.K. and Mishra, C., 2006, "Combustion of Gaseous Hydrocarbon Fuels within Porous Media - A Review", **Advance in Energy Research**, pp. 455-461.

18. Babkin, V.S., Korzhavin, A.A. and Bunev, V.A., 1991, "Propagation of Premixed Gaseous Explosion Flames in Porous Media", **Combustion and Flame**, Vol. 87, pp. 182-190.
19. Felice, D.R. and Gibilaro, L.G., 2004, "Wall Effects for the Pressure Drop in Fixed Beds", **Chemical Engineering Science**, Vol. 59, pp. 3037-3040.
20. Zou, R.P. and Yu, A.B., 1995, "The Packing of Spheres in a Cylindrical Container: the Thickness effect", **Chemical Engineering Science**, Vol. 50, pp. 1504-1507.
21. Cheng, P. and Hsu, C.T., 1986, "Fully Developed forced Convective Flow through an Annular Backed-sphere Bed with Wall effects", **Int. J. Heat Mass Trans**, Vol. 29, pp. 1843-1853.
22. Sato, Y., Hirose, T., Takahashi, F. and Toda, M., 1973, "Pressure Loss and Liquid hold-up in Packed reactor with Concurrent gas-Liquid downflow", **J. Chem. Eng. Japan**, Vol. 6, pp. 147-152.
23. Parang, M. and Keyhani, M., 1987, "Boundary effects in Laminar mixed Convection Flow through an Annular Porous Medium", **J. Heat Trans**, Vol. 109, pp. 1039-1041.
24. Hunt, M.L. and Tien, C.L., 1988, "Non-Darcian Convection in Cylindrical Packed Beds", **J. Heat Trans**, Vol. 110, pp. 378-384.
25. Poulikakos, D. and Renken, K., 1987, "Forced Convection in a Channel Filled with Porous Medium", including the effects of flow inertia, variable porosity, and Brinkman friction, **J. Heat Trans**, Vol. 109, pp. 880-888.
26. Cengel, Y.A. and Ghajar, A. J. 2011, **Heat and Mass Transfer**, McGraw-Hill Companies, Vol. 1, p. 180
27. European Committee for Standardization, **Specification for gas heated catering equipment- Part 2: safety requirements**, EN 203-2:1995.

28. Namkhat, A. and Jugjai, S., 2009, "Primary Air Entrainment for a Self-aspirating Burner: Model and Experiments", **Energy**, Vol. 35, pp. 1701-1708.
29. Jugjai, S., Sanitjai, S., Aimmanee, S. and Boonprasert, T., 1998, Heat transfer enhancement to cooling water pipe by a surface combustor heater equipped with a convection-radiation converter. **REREC International Energy Journal**, Vol. 20, pp. 91-105.

ภาคผนวก ก
เครื่องมือและอุปกรณ์การทดลอง



รูปที่ ก.1 Porous Medium, PM ใช้ในเตา SLAPB



รูปที่ ก.2 แกนกลางของท่อ Secondary air inlet



รูปที่ ก.3 ท่อระเหยเชื้อเพลิงเหลวที่ฝังอยู่ด้านในห้องเผาไหม้



รูปที่ ก.4 ปูนทนไฟที่หล่อเป็น Taper อยู่ด้านในห้องเผาไหม้



รูปที่ ก.5 Perforated plate and Grating



รูปที่ ก.6 Mixing chamber



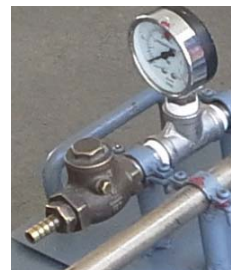
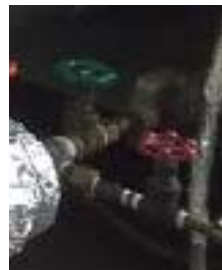
รูปที่ ก.7 Mixing tube



รูปที่ ก.8 Primary air shutter



รูปที่ ก.9 Nozzle



รูปที่ ก.10 Globe Valve, Ball Valve, Glove Valve and Check Valve



รูปที่ ก.11 ระบบจ่ายเชื้อเพลิงแก๊ส (Gas fuel Supplier)



รูปที่ ก.12 ถังเอทานอล



รูปที่ ก.13 ถังไนโตรเจน



รูปที่ ก.14 Flow meter



รูปที่ ก.15 ถังน้ำ



รูปที่ ก.16 ตำแหน่งการติดตั้ง Thermocouple



รูปที่ ก.17 Thermocouple Recorder



รูปที่ ก.18 อุปกรณ์วัดไอเสีย (Exhaust Analyzer)



รูปที่ ก.19 Manometer



รูปที่ ก.20 หม้อต้มน้ำกั้นแบน



รูปที่ ก.21 ถังเติมน้ำ



รูปที่ ก.22 Hood



รูปที่ ก.23 ตัวปรับระยะกันหม้อหั่วเผา



รูปที่ ก.24 ถังดับเพลิง

ภาคผนวก ข

ลักษณะแปลวไฟของหัวเสาแบบวงแหวน



20 kW



19 kW

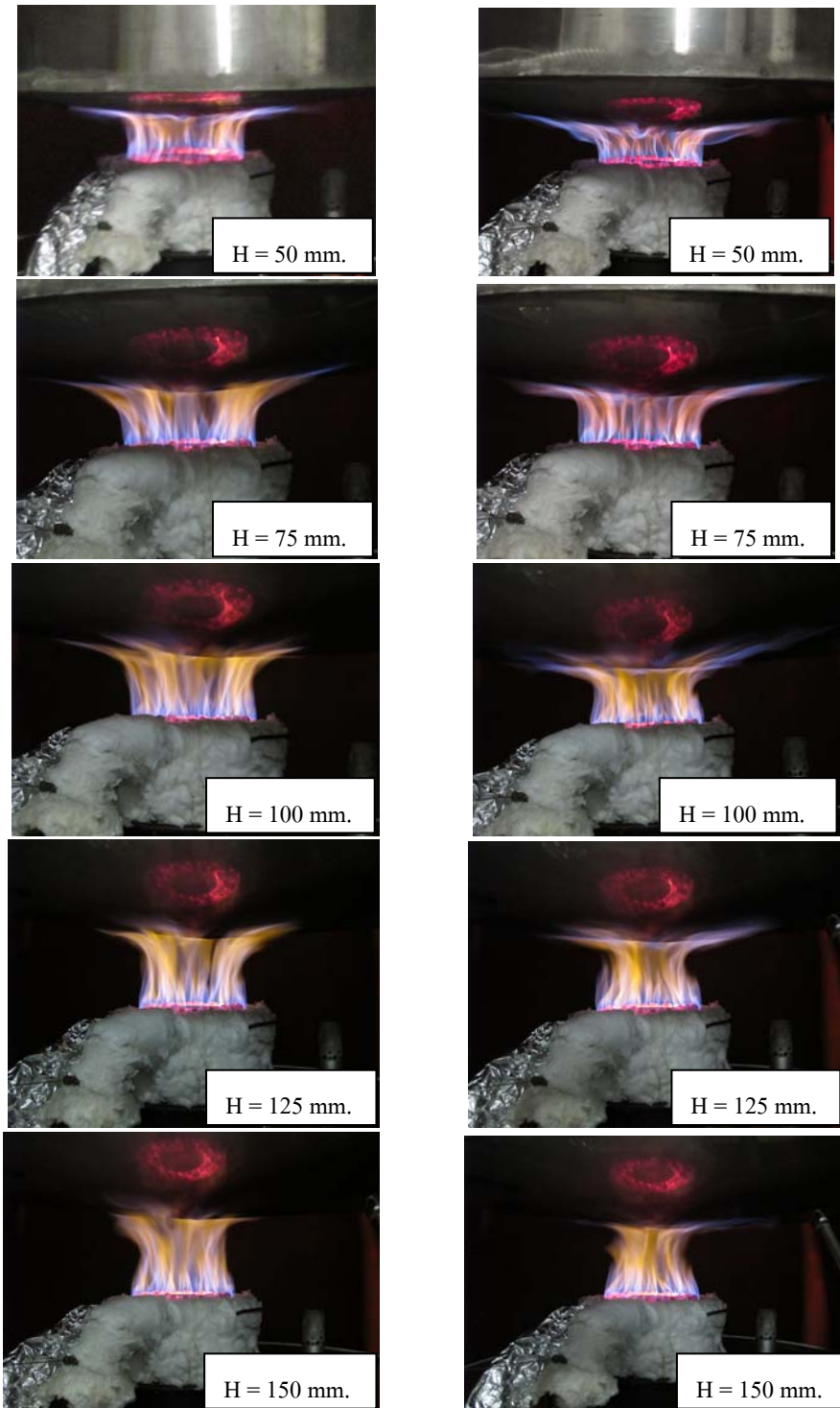


18 kW

(ก)

(ข)

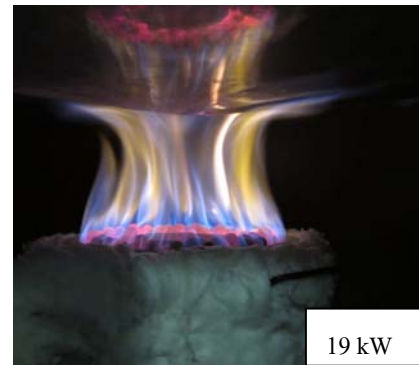
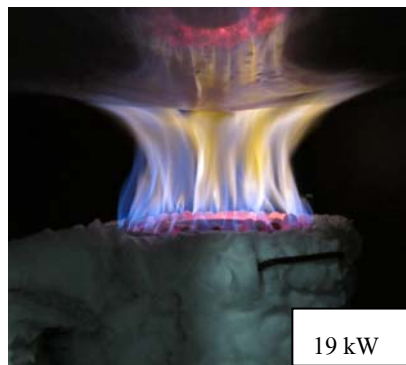
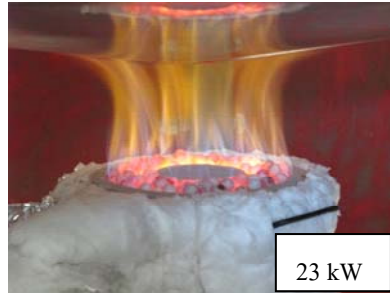
รูปที่ ข.1 ลักษณะเปลวไฟแบบอิสระที่ FR ต่างๆ $\theta=160^\circ$ (ก). เปิดรูทางเข้าอากาศส่วนที่สอง (ข.) ปิดรูทางเข้าอากาศส่วนที่สอง



(ก)

(ข)

รูปที่ ข.2 ลักษณะเปลวไฟแบบพุ่งชนที่ $FR = 23 \text{ kW}$, $\theta = 160^\circ$ (ก.) ปิดรูทางเข้าอากาศส่วนที่สอง (ข.)
ปิดรูทางเข้าอากาศส่วนที่สอง



(ก)

(ข)

รูปที่ ข.3 ลักษณะเปลวไฟแบบพุ้งชนที่ FR ต่างๆ (ก.) เปิดรูทางเข้าอากาศส่วนที่สอง (ข.) ปิดรูทางเข้าอากาศส่วนที่สอง

ภาคผนวก ค
ตัวอย่างการคำนวณ

คำนวณหาความยาวท่อ Vaporizer

ตารางที่ ค.1 Fuel Property Comparison for LPG and Ethanol

properties	unit	LPG	Ethanol
Thermal conductivity	w/m.K	-	-
Thermal conductivity ,avg	w/m.K	-	-
Density	kg/m ³	544.59@ 15 °C	789 @ 25 °C
LHV	MJ/kg	45.4	29.670
HHV	MJ/kg	-	-
Auto Ignition Temperature	°C	-	422
Boiling Temperature	°C	-	78
Specific heat , liquid	kJ/kg.K	1.5	2.7
Specific heat , vapor	kJ/kg.K	-	1.88
Latent Heat	kJ/kg	-	838

พิจารณาความร้อนที่ Ethanol ต้องการ

$$Q_{ethanol,required} = Q_{liq, sensible} + Q_{Laten heat} + Q_{superheat} \quad (3.20)$$

กำหนด 40°C 78°C 370°C

$$UA \left(\frac{T_o - T_i}{\ln \left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o} \right)} \right) = \dot{m} C_p (T_{boil} - T_i)_{liquid} + \dot{m} L + \dot{m} C_p (T_o - T_{boil})_{gas} \quad (3.21)$$

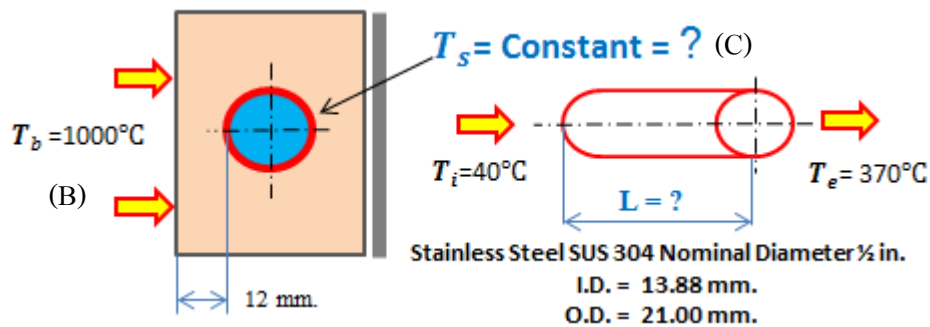
แทนค่าในสมการ (3.21)

$$Q_{ethanol,required} = 109.2 \text{ W} + 706.4 \text{ W} + 443.08 \text{ W}$$

$$Q_{ethanol,required} = 1,258.68 \text{ W}$$

$$UA \left(\frac{T_o - T_i}{\ln \left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o} \right)} \right) = 1,258.68 \text{ W} \quad (ก1)$$

ท่อ Vaporizer ถูกฝังไว้ในปูน



รูปที่ ค.1 ตำแหน่งการคำนวณของ Vaporizer ที่ฝังไว้ในปูน

จากสมการที่ (3.23) ที่ตำแหน่ง (B) และ สมการที่ (3.22) ในตำแหน่ง (C)

$$(3.23) = (3.22)$$

$$k_n \cdot S \cdot (T_a - T_b) = \frac{1}{hA} + \frac{\ln(OD/ID)}{2\pi kL} \quad (ค2)$$

การหาค่า $h = 57.23 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ หาจากสมการที่ (3.24) ถึง (3.28)

จะต้องกำหนด $(T_b - T_s)$

แก้สมการ ค2 จะได้ $T_s = 816.37 \text{ }^\circ\text{C}$

แทนค่า $T_s = 816.37 \text{ }^\circ\text{C}$ ลงในสมการ (3.23) โดยที่ค่าความร้อนได้จากสมการ (ค1)

เมื่อแทนค่าแล้วจะได้ความยาวของท่อ Vaporizer = 0.856 m.

ตัวอย่างการคำนวณหามิติของเตาเผาวัสดุพูนแบบวงแหวน

สำหรับส่วนของการ Design มิติของเตาเผาวัสดุพูนแบบวงแหวนจะใช้การคำนวณที่ 24 kW เนื่องจากเป็น FR สูงสุดที่เตา CB-KB10 ทำงานได้

1. ทำการหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของเตา (D_o) จากสมการ

$$D_o = \sqrt{0.15^2 + D_i^2}$$

เมื่อกำหนด D_i ขนาด 0.07 mm $D_o = \sqrt{0.15^2 + 0.05^2} = 0.170 \text{ mm}$

2. คำนวณอัตราการไหลซึ่งปริมาตรของส่วนผสม (LPG + Air) จากการสมดุลสมการเคมีการเผาไหม้
ที่สภาวะสตอยคิโอเมตรี ส่วนผสมมีอุณหภูมิเท่ากับ 25°C และค่าความร้อนป้อนที่ 24 kW

ค่าความหนาแน่นของอากาศที่ 25°C เท่ากับ 1.1919 kg/m³

ค่าความหนาแน่นของ LPG (แก๊ส) ที่ 25°C เท่ากับ 2.1878 kg/m³

ค่า Kinetic viscosity ของอากาศที่ 25°C เท่ากับ 1.872x10⁻⁵ Pa.s

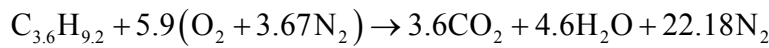
$$FR = \dot{m}_{LPG} LHV$$

$$\dot{m}_{LPG} = \frac{24}{45935} = 5.225 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{LPG} = \frac{5.225 \times 10^{-4}}{52} = 1.005 \times 10^{-5} \text{ kmol/s}$$

$$\dot{Q}_{LPG} = \frac{5.225 \times 10^{-4}}{2.1878} = 2.388 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

ที่ 1 kmol ของ LPG



ดังนั้นอัตราการไหลเชิงปริมาตรสามารถคำนวณหาค่าได้ดังต่อไปนี้

$$\dot{m}_{air} = 1.005 \times 10^{-5} \times 5.9 = 5.9295 \times 10^{-5} \text{ kmol/s}$$

จากอากาศ 1 mol จะประกอบด้วย Oxygen 1 mol และ Nitrogen = 3.76 mol ดังนั้น

$$\dot{m}_{air} = 5.9295 \times 10^{-5} \times [(16 \times 2) + (3.76 \times 14 \times 2)] = 8.14 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q}_{air} = \frac{0.00814}{1.1919} = 6.829 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

จาก [28] การเหนี่ยวนำอากาศของ Radial burner จะมีค่ามากที่สุดที่ 40% ของอากาศทางทฤษฎี

$$\dot{Q}_{air} = 0.006829 \times 0.4 = 2.732 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

ดังนั้นอัตราการไหลเชิงปริมาตรของส่วนผสมมีค่าดังต่อไปนี้

$$\dot{Q}_{total} = 2.732 \times 10^{-3} + 2.388 \times 10^{-4} = 2.971 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

คำนวณหาพื้นที่การไหลของส่วนผสม

$$A = 2.45 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

และความเร็วของส่วนผสมจากสมการ [8]

$$V = \frac{\dot{Q}}{A}$$

$$V = \frac{2.97 \times 10^{-3}}{2.45 \times 10^{-2}} = 0.12699 \text{ m/s}$$

3.คำนวณ Reynold Number (Re) จากสมการ [8]

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu}$$

$$Re = \frac{1.164 \times 0.1219 \times 0.015}{1.872 \times 10^{-5}} = 118.45$$

4. คำนวณหาค่าคงที่ (K_1) จาก [11] จะได้ว่า

$$K_1 = \frac{150}{3.5Re}$$

$$K_1 = \frac{150}{3.5 \times 113.71} = 0.376$$

5. คำนวณหาค่าความพรุนเฉลี่ย ($\bar{\epsilon}$) จากสมการ (3.6)

$$\bar{\epsilon} = \frac{\text{Average porosity inside packed bed}}{r_e - r_i}$$

โดยพื้นที่ใต้กราฟสามารถใช้สมการ 2 สมการในการหาคือ (3.13), (3.17)

$$\bar{\epsilon}_{wi} = \frac{1}{A_{wi}} \int_{r_i}^{r_i+d} \epsilon(r) 2\pi r dr$$

และ

$$\bar{\epsilon}_{we} = \frac{1}{A_{we}} \int_{r_e-d}^{r_e} \epsilon(r) 2\pi r dr$$

เมื่อ (3.5)

$$\epsilon(r) = \epsilon_\infty \left[1 + c_1 e^{-\frac{c_2(r-r_i)}{d}} \right], r_i \leq r \leq \frac{r_e + r_i}{2}$$

และ (3.6)

$$\epsilon(r) = \epsilon_\infty \left[1 + c_1 e^{-\frac{c_2(r_e-r)}{d}} \right], \frac{r_e + r_i}{2} \leq r \leq r_e$$

เมื่อ ϵ_∞ มีค่า 0.3517

ค่า c_1 หาได้จากสมการ (3.6a)

$$c_1 = \frac{1}{\epsilon_\infty} - 1 = \frac{1}{0.3517} - 1$$

ค่า c_2 หาได้จากสมการ (3.6b)

$$c_2 = \frac{2c_1 \epsilon_\infty d \left[1 - e^{-\frac{c_2(r_e - r_i)}{2d}} \right]}{(\bar{\epsilon} - \epsilon_\infty)(r_e - r_i)}$$

จาก [12] $\bar{\epsilon} = 0.419$

$$c_2 = \frac{2 \times 1.8433 \times 0.3517 \times 0.015 \left[1 - e^{-\frac{c_2(0.095 - 0.035)}{2 \times 0.015}} \right]}{(0.419 - 0.3517) \times (0.095 - 0.035)}$$

$$c_2 = 4.48161$$

จากที่จะทราบค่าความพรุนเฉลี่ย ($\bar{\epsilon}$) ในแต่ละช่วงการไหลนิยามตาม [11] คือ External wall, Internal wall และ Transition region

$$\bar{\epsilon}_{we} = 0.41855$$

$$\bar{\epsilon}_{wi} = 0.41724$$

$$\bar{\epsilon}_t = 0.3517$$

และค่าความพรุนเฉลี่ย ($\bar{\epsilon}$) ทั้งหัวเผา

$$\bar{\epsilon} = 0.41855$$

6. คำนวณหาค่า Correction factor (C) จาก [11] จากสมการ (3.4)

$$C = \frac{\bar{v}_{wi} A_{wi}}{\bar{v} A_b} + \frac{\bar{v}_t A_t}{\bar{v} A_b} + \frac{\bar{v}_{we} A_{we}}{\bar{v} A_b}$$

ค่าของตัวแปรที่ต้องคำนวณก่อนการคำนวณ Correction factor (3.14), (3.18), (3.10)

$$A_{wi} = \pi \left[(r_i + d)^2 - r_i^2 \right] = \pi \left[(0.035 + 0.015)^2 - 0.035^2 \right] = 0.004005531 \text{ m}^2$$

$$A_{we} = \pi \left[r_e^2 - (r_e - d)^2 \right] = \pi \left[0.095^2 - (0.095 - 0.015)^2 \right] = 0.008246681 \text{ m}^2$$

$$A_t = \pi \left[(r_e - d)^2 - (r_i + d)^2 \right] = \pi \left[(0.095 - 0.015)^2 - (0.035 + 0.015)^2 \right] = 0.012252211 \text{ m}^2$$

$$A_b = \pi \left[r_e^2 - r_i^2 \right] = \pi \left[0.095^2 - 0.035^2 \right] = 0.024504423 \text{ m}^2$$

$$M_{wi} = 1 + \frac{D_i}{6(D_i + d)(1 - \bar{\epsilon}_{wi})} = 1 + \frac{0.07}{6(0.07 + 0.015)(1 - 0.41724)} = 1.2355$$

$$M_{we} = 1 + \frac{D_e}{6(D_e - d)(1 - \bar{\epsilon}_{we})} = 1 + \frac{0.190}{6(0.190 - 0.015)(1 - 0.41855)} = 1.3112$$

$$K_2 = \left[1 + 2K_1(1 - \bar{\epsilon}) \right] \frac{(1 - \bar{\epsilon})}{\bar{\epsilon}^3} = \left[1 + 2(0.3769)(1 - 0.41855) \right] \frac{(1 - 0.41855)}{0.41855^3} = 11.4051$$

$$\frac{\bar{v}_{wi}}{\bar{v}} = -K_1(1 - \bar{\epsilon}_{wi})M_{wi} + \left[K_1^2(1 - \bar{\epsilon}_{wi})^2 M_{wi}^2 + K_2 \frac{\bar{\epsilon}_{wi}^3}{M_{wi}(1 - \bar{\epsilon}_{wi})} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{\bar{v}_{wi}}{\bar{v}} = -0.376(1-0.417)1.236 + [0.376^2(1-0.417)^2 1.236^2 + (11.405) \frac{0.417^3}{1.236(1-0.417)}]^{1/2}$$

$$\frac{\bar{v}_{wi}}{\bar{v}} = 0.8351$$

$$\frac{\bar{v}_{we}}{\bar{v}} = -K_1(1-\bar{\epsilon}_{we})M_{we} + \left[K_1^2(1-\bar{\epsilon}_{we})^2 M_{we}^2 + K_2 \frac{\bar{\epsilon}_{we}^3}{M_{we}(1-\bar{\epsilon}_{we})} \right]^{1/2}$$

$$\frac{\bar{v}_{we}}{\bar{v}} = -0.376(1-0.419)1.311 + [0.376^2(1-0.419)^2 1.311^2 + (11.405) \frac{0.419^3}{1.311(1-0.419)}]^{1/2}$$

$$\frac{\bar{v}_{we}}{\bar{v}} = 0.7987$$

$$\frac{\bar{v}_t}{\bar{v}} = -K_1(1-\bar{\epsilon}_t) + \left[K_1^2(1-\bar{\epsilon}_t)^2 + K_2 \frac{\bar{\epsilon}_t^3}{1-\bar{\epsilon}_t} \right]^{1/2}$$

$$\frac{\bar{v}_t}{\bar{v}} = -0.376(1-0.352) + \left[0.376^2(1-0.352)^2 + 11.405 \frac{0.352^3}{1-0.352} \right]^{1/2}$$

$$\frac{\bar{v}_t}{\bar{v}} = 0.664$$

ดังนั้น

$$C = \frac{\bar{v}_{wi}A_{wi}}{\bar{v}A_b} + \frac{\bar{v}_t A_t}{\bar{v} A_b} + \frac{\bar{v}_{we}A_{we}}{\bar{v}A_b}$$

$$C = \frac{0.8351 \times 0.004}{0.12192 \times 0.0245} + \frac{0.664 \times 0.0123}{0.12192 \times 0.0245} + \frac{0.799 \times 0.0082}{0.12192 \times 0.0245}$$

$$C = 0.7373$$

7. กำหนดหาความสูงของ Packed bed (L)

$$\frac{\Delta P}{L} = a(CV) + b^2(CV)^2$$

กำหนดหาตัวแปร a และ b เพื่อการกำหนดหาความสูงของ Packed bed

$$a = 150 \frac{\mu(1-\bar{\epsilon})^2}{d^2\bar{\epsilon}^3} = 150 \frac{(1.87 \times 10^{-5})(1-0.41855)^2}{(0.015^2)(0.41855^3)}$$

$$a = 57.5415$$

$$b = \sqrt{1.75 \frac{\rho}{d} \left(\frac{1-\bar{\epsilon}}{\bar{\epsilon}^3} \right)} = \sqrt{(1.75) \left(\frac{1.164}{0.015} \right) \left(\frac{1-0.41855}{0.41855^3} \right)}$$

$$b = 32.8154$$

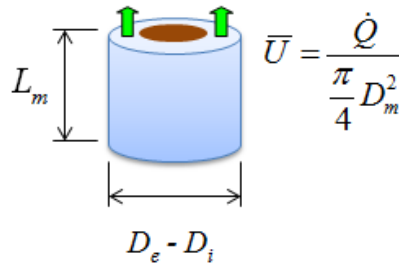
แทนค่าตัวแปรต่างๆในสมการความดันตกคร่อม

จาก ΔP มีค่าเท่ากับ 2.3323 Pa

$$L = \frac{2.3323}{57.5415(0.7373 \times 0.12192) + 32.8154^2 (0.7373 \times 0.12192)^2}$$

$$L = 0.1681 \text{ m.}$$

การหาความสูงของห้อง Mixing chamber



รูปที่ ค.2 แสดงการคำนวณความสูงของห้อง Mixing chamber

จากตารางที่ 4.1 คำนวณในสมการที่ (3.18)

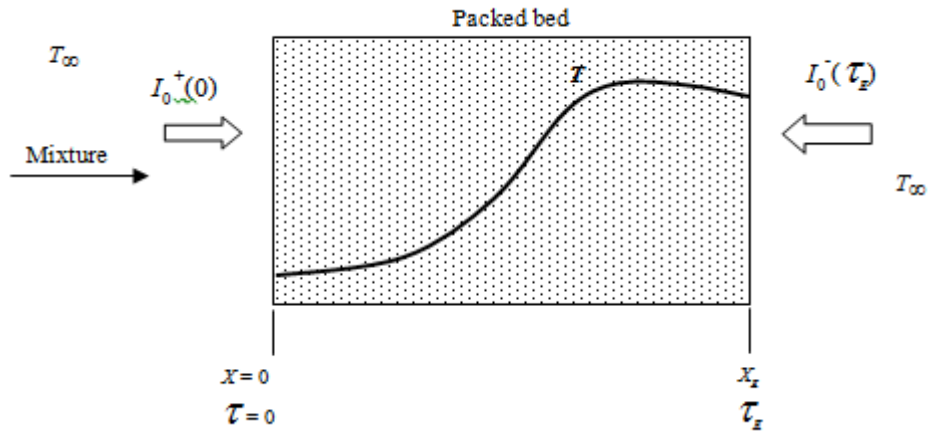
$$L_m = \frac{0.0029292 \text{ m}^3}{\frac{\pi}{4} \times (0.244^2 - 0.07^2) \text{ m}^2}$$

$$= 0.068 \text{ m}$$

ความสูงของห้อง Mixing chamber = 68 mm.

การคำนวณประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนของเตา APMB

สมมติฐานในการคำนวณการถ่ายเทความร้อนจากเตาไปยังภาชนะมีการถ่ายเทความร้อนเพียงสองโหมด คือ การพาความร้อน และการแผ่รังสีความร้อน โดยการถ่ายเทความร้อนของ CB กำหนดให้มีเฉพาะการพาความร้อนเท่านั้น ส่วน SPMB จะมีการถ่ายเทความร้อนทั้งสองโหมด และประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่คำนวณได้ของ SPMB สามารถแบ่งออกได้เป็นสองส่วน คือ ประสิทธิภาพการแผ่รังสี (radiation efficiency, η_{rad}) และประสิทธิภาพการพาความร้อน (convective efficiency, η_{conv}) ซึ่งรูปที่ ค.3 แสดงโมเดลอย่างง่ายที่ใช้ในการคำนวณ



รูปที่ ค.3 โมเดลอย่างง่ายที่ใช้ในการคำนวณประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนที่ปากเตา (τ_E)

การคำนวณประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนที่ปากทางออกของ SLAPB มีสมมติฐานดังนี้

1. การคำนวณเป็นแบบ 1 มิติ
2. ไม่คิดการแผ่รังสีจากแก๊สเนื่องจากมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับการแผ่รังสีจากวัสดุพรุน
3. ระบบเป็นแอเดียแบติกและจุดที่พิจารณาอยู่ในสภาวะ Local Thermal Equilibrium
4. สมบัติเชิงฟิสิกส์ของของแข็งมีค่าคงที่ไม่ขึ้นกับอุณหภูมิ

จากวิธีการหา $\eta_{rad, loss}$ สามารถนำไปหาค่า output radiation efficiency (η_{rad}) ที่ทางออกของ SPMB ($\tau = \tau_E$) ได้เช่นกัน ดังแสดงในสมการต่อไปนี้

$$\eta_{th} = \eta_{rad} + \eta_{conv} \tag{ค3}$$

ตามสมการที่ ค1 ข้างต้นเราทราบ η_{th} จากการทดลองดังนั้นจะต้องคำนวณ η_{rad} ตามสมการข้างล่าง เพื่อจะสามารถคำนวณ η_{conv} ต่อไป

$$\eta_{rad} = \frac{\text{Output radiation at exit of SPMB}}{\text{Input thermal power}} = \frac{|q^n(\tau_E)| F_{1 \rightarrow j} A}{FR} \tag{ค4}$$

เมื่อ

$$q^n(\tau_E) = 2\pi[I^+(\tau_E) - I^-(\tau_E)] \tag{ค5}$$

โดยที่ I^+ และ I^- เป็นความเข้มการแผ่รังสีที่ไปในทิศทางด้านหน้าและทำย่น้ำตามลำดับ

$$I^+(\tau_E) = I_0^+(0)E_3(\tau_E) + \int_0^{\tau_E} I_b[T(\tau')]E_2(\tau_E - \tau')d\tau' \tag{ค6}$$

$$I^-(\tau_E) = I_0^-(\tau_E) = \frac{\sigma T_\infty^4}{\pi} \tag{ค7}$$

ค่า optical thickness τ และ ค่า absorbtion coefficient K ของ packed bed สามารถหาได้จากสมการที่ (ค6) และสมการ (ค7) ตามลำดับ

$$\tau = Kx \tag{ค8}$$

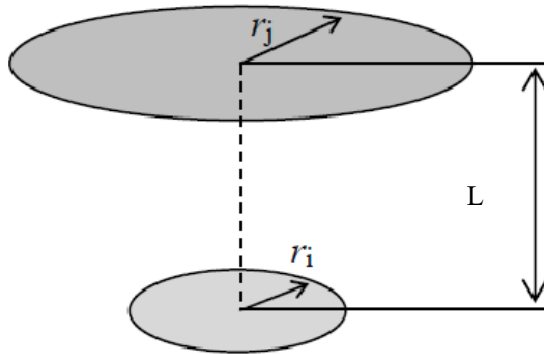
$$K = \epsilon_{R,eff} \cdot n_p \pi \left(\frac{d}{2}\right)^2 \tag{ค9}$$

เมื่อ $\epsilon_{R,eff}$ คือ an effectiveness emissivity of the packed bed [9] ดังแสดงในสมการ (ค8)

$$\epsilon_{R,eff} = \left\{ \frac{(1 + \epsilon_{R,s})}{2} + \frac{(1 - \epsilon_{R,s})}{2} [\epsilon(0.6902 + 0.3803\epsilon_{R,s}) - 1] \right\} \pm \epsilon(1 - \epsilon_{R,s})(0.3451 + 0.1902\epsilon_{R,s}) \tag{ค10}$$

เมื่อค่า emissivity of a solid sphere $\epsilon_{R,s} = 0.932$ [10]

และ $F_{1 \rightarrow j}$ คือค่า view factor สามารถทำนายได้สมการต่อไปนี้



รูปที่ ค.4 โมเดลของ view factor ที่ใช้ในการคำนวณ

$$F_{1 \rightarrow j} = \frac{1}{2} \left[s - \left[s^2 - 4 \left(\frac{r_j}{r_i} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right] \tag{ค11}$$

$$s = 1 + \frac{1 + R_j^2}{R_i^2} \tag{ค12}$$

$$R_i = \frac{r_i}{L} \tag{ค13}$$

$$R_j = \frac{r_j}{L} \tag{ค14}$$

ตารางที่ ค.2 ตัวอย่างการคำนวณที่ค่า FR เท่ากับ 23 kW

T_{∞}	307 K
τ_E	9.940 m
$E_2(\tau_E - \tau')$	0.00004210797968 ถึง 1
$E_3(\tau_E)$	0.00000378622570
σ	0.0000000567 W/m ² K ⁴
κ	71
η_{th}	33.6 %
r_i	0.176 m
r_j	1 m
H	0.125 m
$I_0^-(\tau_E)$	160.2551 W/m ²
$I_0^+(0)E_3(\tau_E)$	0.00060676206234 W/m ²
$\int_0^{\tau_E} I_b[T(\tau')]E_2(\tau_E - \tau')d\tau'$	20139.36792 W/m ²
$q^n(\tau_E)$	125582.99853 W/m ²
η_{rad}	12.495 %
η_{conv}	21.1 %

ข้อมูลจากตารางข้างต้นเมื่อแทนค่าลงไปในสมการจะได้ดังนี้

จากสมการ ค6

$$I^+(\tau_E) = 0.00060676206234 \text{ W/m}^2 + 20139.36792 \text{ W/m}^2 = 20139.36852 \text{ W/m}^2$$

จากสมการ ค7

$$I^-(\tau_E) = \frac{0.0000000567 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4 * 307^4 \text{ K}^4}{\pi} = 160.2551 \text{ W/m}^2$$

แทนค่าในสมการ ค5

$$q^n(\tau_E) = 2\pi \left[20139.36792 \text{ W/m}^2 - 160.2551 \text{ W/m}^2 \right] = 125582.99853 \text{ W/m}^2$$

การคำนวณ view factor เมื่อภาชนะใส่น้ำมีขนาด 1 m และขนาดของปากทางออกของเตาแบบวงแหวนถูกเปลี่ยนให้เป็นวงกลมโดยมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 0.175 m จะสามารถคำนวณได้ดังนี้

จากสมการ ค13

$$R_i = \frac{0.088034 \text{ m}}{0.125 \text{ m}} = 0.704273$$

จากสมการ ค14

$$R_j = \frac{0.5 \text{ m}}{0.125 \text{ m}} = 4$$

แทนค่าสมการ ค13 และ ค14 ในสมการ ค12

$$S = 1 + \frac{1+4^2}{2 \cdot 0.704273} = 35.27419$$

แทนสมการ ค12 ค13 และค14 ในสมการที่ ค11

$$F_{i \rightarrow j} = \frac{1}{2} \left[35.27419 - \left[35.27419^2 - 4 \left(\frac{0.5}{0.08803} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right] = 0.9395186$$

ดังนั้นจะสามารถคำนวณประสิทธิภาพการแผ่รังสีได้ดังนี้ ในสมการ ค4

$$\eta_{\text{rad,eff}} = \frac{|125582.99853 \text{ W/m}^2| * 0.9395186 * 0.024357143 \text{ m}^2}{23000 \text{ W}} \times 100\% = 12.495\%$$

แทนค่าในสมการ ค3

$$\eta_{\text{conv,eff}} = 33.6\% - 12.495\% = 21.1\%$$

ภาคผนวก ง
ตารางบันทึกผลการทดลอง

กรณีเปลวไฟแบบอิสระ

ตารางที่ ง.1 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Primary air adjuster (LPG ติดอยู่ระหว่างท่อ Vaporizer ไปยัง downstream)

Remarks	FR	ΔP	P_{sys}	Temperature (°C) at Position X (mm.)											
				T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	Tvap
degree	kW	mmH ₂ O	bar	x=30	x=40	x=50	x=60	x=70	x=80	x=90	x=95	x=120	x=130	x=140	-
120°	23	17	3.85	131.4	138.6	222.6	289.4	462.9	628.2	932.4	969.0	1005.0	959.6	895.0	357
130°	23	17.5	3.85	138.6	146.8	270.5	348.6	604.4	747.6	1078.3	1050.0	1008.1	975.0	908.0	394
140°	23	18	3.85	137.3	145.7	294.3	376.1	681.0	795.5	1118.0	1096.0	1014.0	991.0	921.6	396
150°	23	18.5	3.85	135.0	144.6	284.1	357.8	667.8	790.1	1126.0	1105.0	1015.2	993.0	922.3	395
160°	23	19	3.85	135.1	145.7	284.5	362.5	649.0	783.0	1097.0	1074.0	1009.0	994.0	919.0	401
LPG															
Fully Open	23	20	-	64.053	67.939	87.51	105.40	147.995	299.38	423.675	736.605	1155.94	1112.14	1014.93	-

ตารางที่ ง.2 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Primary air adjuster ที่มีผลต่อ Emissions

Remarks	CO , ppm @ 0% O_2			NOx , ppm @ 0% O_2		
	Average	min	max	Average	min	max
120°	178.3	153.0	203.0	46.3	44.0	51.0
130°	152.9	121.0	175.0	40.9	39.0	45.0
140°	152.0	122.0	187.0	40.8	37.0	49.0
150°	135.5	123.0	149.0	38.8	38.0	40.0
160°	153.5	134.0	184.0	41.8	38.0	47.0
LPG						
Fully Open	75	70	87	47	40	49

ตารางที่ ง.3 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Primary air adjuster (LPG ติดอยู่ใต้ท่อ Vaporizer มายัง upstream)

Remarks	FR	ΔP	P_{sys}	Temperature (°C) at Position X (mm.)											
				T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	Tvap
degree	kW	mmH ₂ O	bar	x=30	x=40	x=50	x=60	x=70	x=80	x=90	x=95	x=120	x=130	x=140	-
100°	23	14	3.9	217	236	612	751	937	929	982	980	878	845	792	407
110°	23	15	3.9	271	323	787	949	1055	1027	1028	1014	901	878	813	406
120°	23	17	3.9	298	394	858	1030	1095	1046	1054	1019	909	890	821	404
130°	23	17.5	3.9	351	594	1006	1041	1092	1059	1056	1031	921	899	832	403
140°	23	18	3.9	399	698	1053	1070	1112	1068	1069	1037	930	909	841	393
150°	23	18.5	3.9	429	722	1072	1078	1114	1069	1064	1037	932	910	844	380
160°	23	19	3.9	433	726	1076	1082	1118	1073	1068	1041	935	913	847	313
LPG															
Fully Open	23	20	-	64	68	120	150	450	650	1155	1112	1000	970	950	-

ตารางที่ ง.4 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Primary air adjuster ที่มีผลต่อ Emissions

Remarks	CO , ppm @ 0% O_2			NOx , ppm @ 0% O_2		
	Average	min	max	Average	min	max
100°	132.1	119.0	147.0	41.9	36.0	36.0
110°	134.3	108.0	161.0	36.3	35.0	35.0
120°	112.2	93.0	130.0	34.2	33.0	33.0
130°	113.3	96.0	124.0	34.3	33.0	33.0
140°	112.1	105.0	124.0	34.0	33.0	33.0
150°	96.8	83.0	121.0	29.2	27.0	27.0
160°	101.8	85.0	114.0	28.5	28.0	28.0
LPG						
Fully Open	65	62	75	53	46	58

ตารางที่ ๓.5 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่าความร้อนป้อนระบบ (Firing rate, FR)

Remarks	FR	ΔP	P_{sys}	Temperature ($^{\circ}C$) at Position X (mm.)											
				T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	Tvap
degree	kW	mmH ₂ O	bar	x=30	x=40	x=50	x=60	x=70	x=80	x=90	x=95	x=120	x=130	x=140	-
160 $^{\circ}$	23	18	3.8	371	608	1024	1029	1100	1037	1048	1008	910	883	826	365
160 $^{\circ}$	22	16	3.75	282	329	811	975	1060	1016	1028	1006	903	878	810	372
160 $^{\circ}$	21	15	3.7	248	274	740	886	1043	1014	1025	1015	908	881	813	373
160 $^{\circ}$	20	13	3.6	236	253	711	845	1031	1000	1018	1011	907	878	813	372
160 $^{\circ}$	19	12	3.5	229	241	693	813	1011	976	1002	995	894	866	803	368
170 $^{\circ}$	18	11	3.4	222	230	698	816	1028	975	997	974	874	846	786	363
170 $^{\circ}$	17	10	3	225	234	707	818	1025	976	994	977	871	841	779	359
170 $^{\circ}$	16	9	2.8	240	246	737	843	1025	963	978	950	848	819	759	352

ตารางที่ ๓.6 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่าความร้อนป้อนระบบ (Firing rate, FR) ที่มีผลต่อ Emissions

FR	SLAPB with secondary air						SLAPB without secondary air					
	CO , ppm @ 0% o_2			NOx , ppm @ 0% o_2			CO , ppm @ 0% o_2			NOx , ppm @ 0% o_2		
kW	Average	min	max	Average	min	max	Average	min	max	Average	min	max
23	116.3	102.0	127.0	33.7	32.0	35.0	110.0	93.0	133.0	34.3	31	36
22	101.6	93.0	113.0	36.1	35.0	37.0	119.0	102.0	131.0	35.0	34	36
21	118.6	105.0	129.0	36.9	36.0	38.0	119.8	110.0	129.0	35.2	34	37
20	103.4	98.0	115.0	37.8	36.0	43.0	128.5	120.0	139.0	37.9	37	38
19	110.0	101.0	128.0	38.5	33.0	40.0	130.2	108.0	155.0	35.6	32	39
18	108.2	90.0	136.0	33.2	30.0	39.0	130.5	112.0	159.0	33.6	28	36
17	102.4	94.0	108.0	30.3	29.0	31.0	106.9	97.0	124.0	30.6	23	32
16	101.6	93.0	113.0	31.8	31.0	35.0	106.9	97.0	124.0	30.6	23	32

กรณีเปลวไฟแบบพุ่งชน

ตารางที่ ง.7 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของระยะกั้นหม้อถึงหัวเผาที่มีผลต่อการปลดปล่อยมลพิษของเปลวไฟแบบพุ่งชน, $\theta=160^\circ$

H	FR = 23 kW											
	SLAPB with secondary air						SLAPB without secondary air					
	CO , ppm @ 0% O_2			NOx , ppm @ 0% O_2			CO , ppm @ 0% O_2			NOx , ppm @ 0% O_2		
mm	Average	min	max	Average	min	max	Average	min	max	Average	min	max
50	2616.9	2167.0	3028.0	8.0	8.0	8.0	3585.9	2693.0	4860.0	3.0	7.0	10.0
75	1851.5	1677.0	2106.0	11.0	11.0	11.0	3723.0	3225.0	4045.0	9.0	9.0	9.0
100	1015.4	886.0	1137.0	11.4	11.0	12.0	3316.0	2823.0	3930.0	9.0	7.0	11.0
125	514.8	469.0	621.0	17.2	15.0	21.0	2847.3	2487.0	3451.0	9.2	11.0	12.0
150	228.7	190.0	258.0	24.7	20.0	28.0	2336.2	1875.0	2680.0	11.5	10.0	13.0

ตารางที่ ง.8 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่าความร้อนที่ป้อนที่มีผลต่อการกระจายตัวของอุณหภูมิของเปลวไฟแบบพุ่งชน

<i>H</i>	<i>FR</i>	θ	P_{sys}	Temperature (°C) at Position X (mm.)											
				T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	Tvap
mm	kW	degree	bar	x=30	x=40	x=50	x=60	x=70	x=80	x=90	x=95	x=120	x=130	x=140	-
125	23	160°	3.2	198.0	212.0	538.0	850.0	960.0	1009.0	1105.0	1050.0	922.0	894.0	849.0	319.0
125	21	160°	3.2	176.0	202.0	497.0	917.0	919.0	1001.0	1109.0	1006.0	893.0	867.0	821.0	293.0
125	19	160°	3.2	396.0	431.0	887.0	1074.0	1093.0	1090.0	1069.0	991.0	873.0	845.0	804.0	337.0

ตารางที่ ง.9 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ FR ที่มีที่มีผลต่อการปลดปล่อยมลพิษของเปลวไฟแบบพุ่งชน

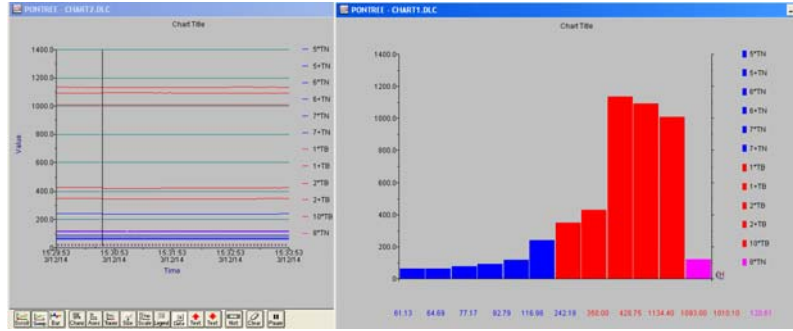
<i>FR</i>	<i>H</i> = 125 mm.											
	SLAPB with secondary air						SLAPB without secondary air					
	CO , ppm @ 0% O_2			NOx , ppm @ 0% O_2			CO , ppm @ 0% O_2			NOx , ppm @ 0% O_2		
	kW	Average	min	max	Average	min	max	Average	min	max	Average	min
19	820.9	778.0	846.0	18.2	17.0	20.0	3393.7	2978.0	3715.0	3.0	2.0	5.0
21	500.7	449.0	557.0	77.4	61.0	94.0	1783.4	1547.0	1997.0	19.4	11.0	29.0
23	263.4	234.0	304.0	39.7	31.0	51.0	2485.9	2270.0	2717.0	42.7	34.0	49.0

ตารางที่ ง.10 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ FR ที่มีผลต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนของ
เปลวไฟแบบพุ่งชน

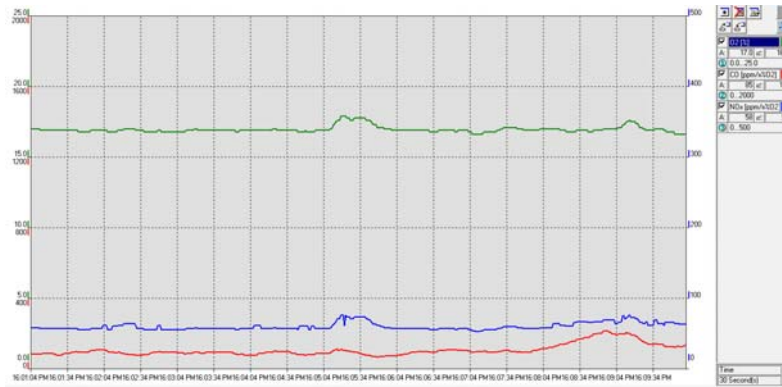
<i>FR</i>	$\eta_{th}, \%$	
kW	SLAPB with secondary air	SLAPB without secondary air
19	32.6	30.5
21	31.0	29.8
23	33.6	28.0

ภาคผนวก จ

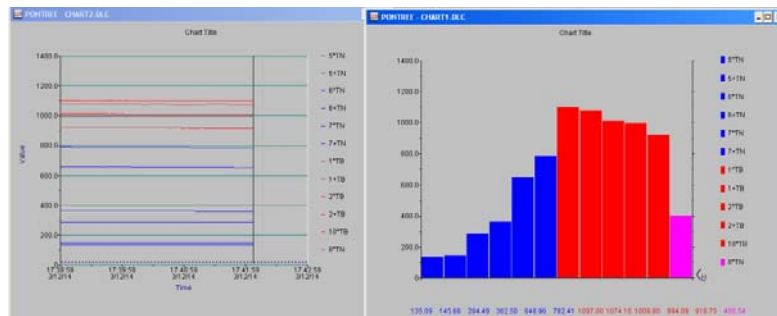
สภาวะ Steady state ของการทดลอง



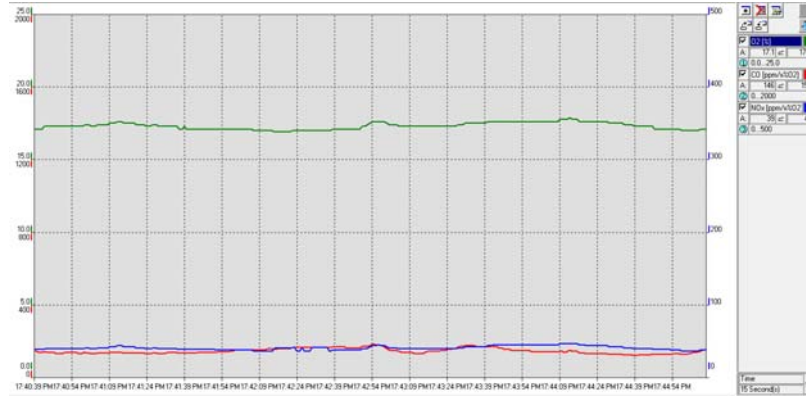
รูปที่ จ.1 Steady state ของอุณหภูมิ โดยใช้เชื้อเพลิง LPG ที่ FR 23= kW



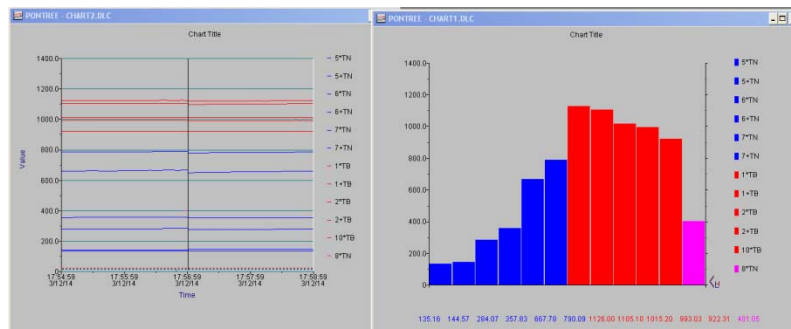
รูปที่ จ.2 Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง LPG ที่ FR 23= kW



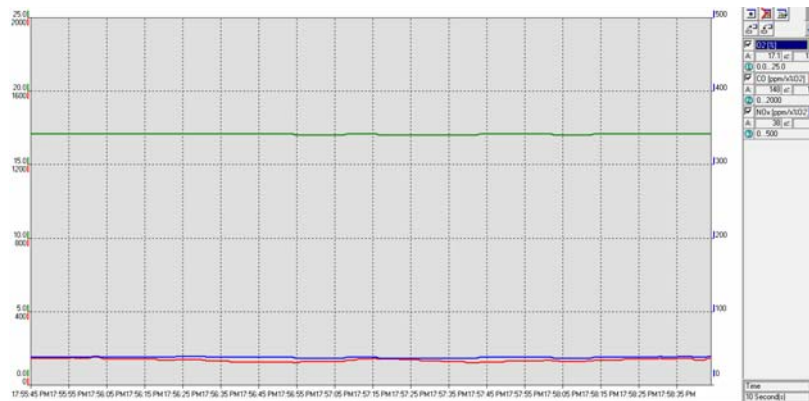
รูปที่ จ.3 Steady state ของอุณหภูมิโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta = 160^\circ$



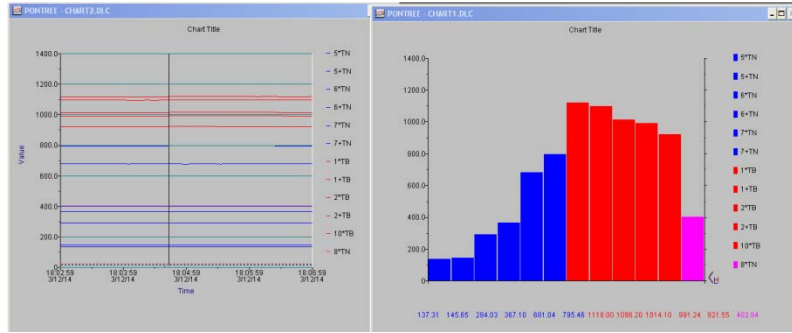
รูปที่ จ.4 Steady state ของมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=160^\circ$



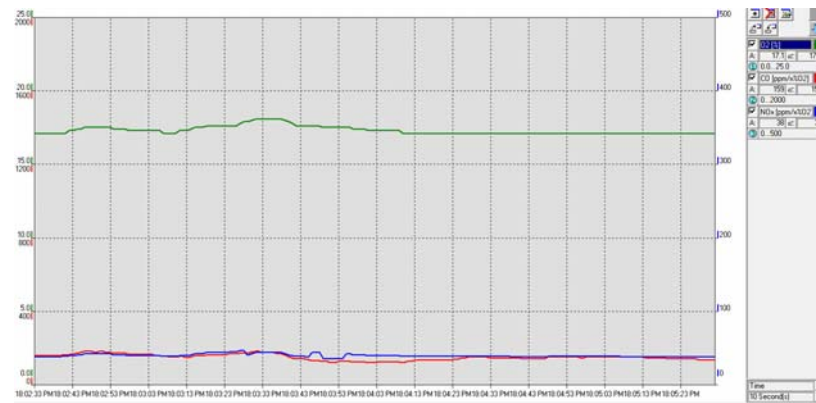
รูปที่ จ.5 Steady state ของอุณหภูมิโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=150^\circ$



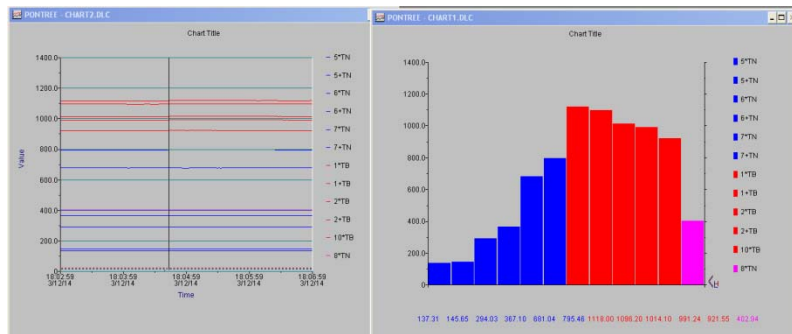
รูปที่ จ.6 Steady state ของมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=150^\circ$



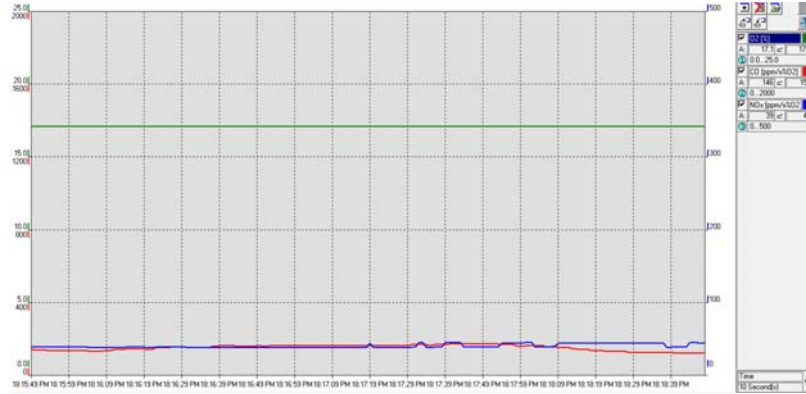
รูปที่ จ.7 Steady state ของอุณหภูมิโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=140^\circ$



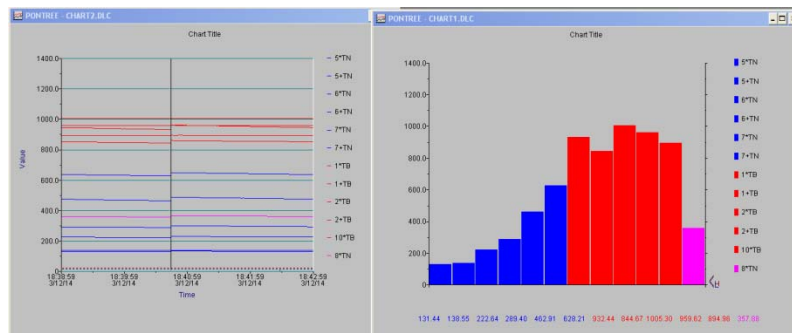
รูปที่ จ.8 Steady state ของมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=140^\circ$



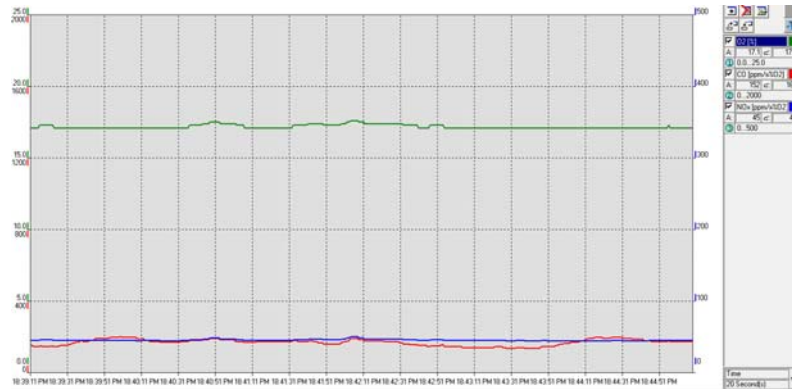
รูปที่ จ.9 Steady state ของอุณหภูมิโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=130^\circ$



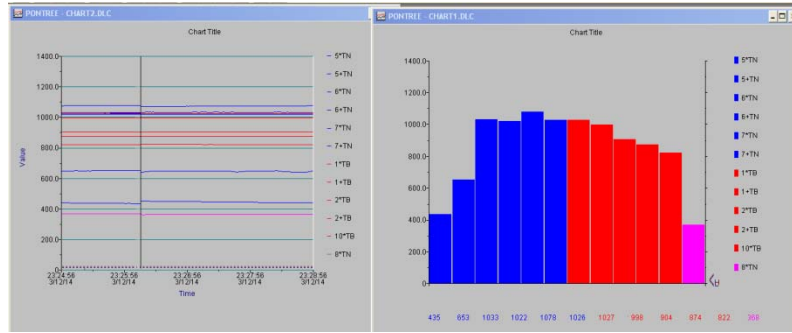
รูปที่ จ.10 Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=130^\circ$



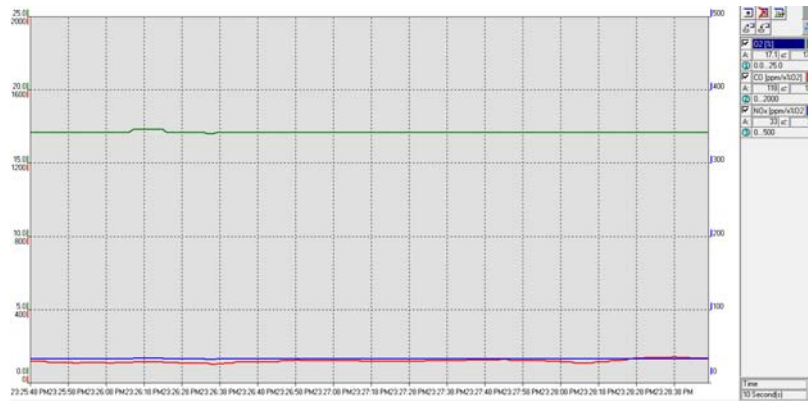
รูปที่ จ.11 Steady state ของอุณหภูมิโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=120^\circ$



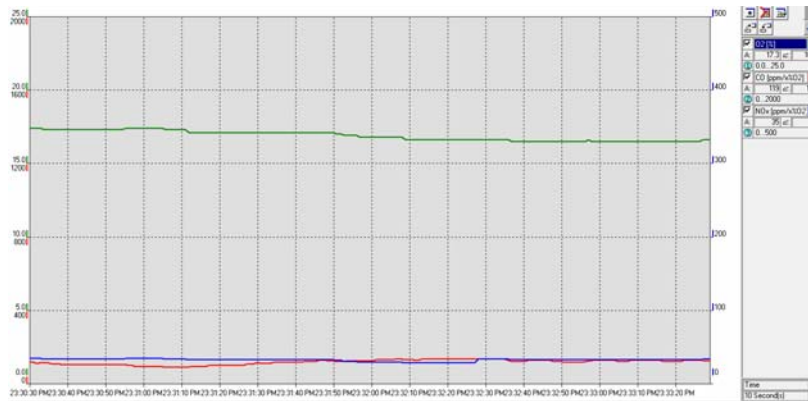
รูปที่ จ.12 Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=120^\circ$



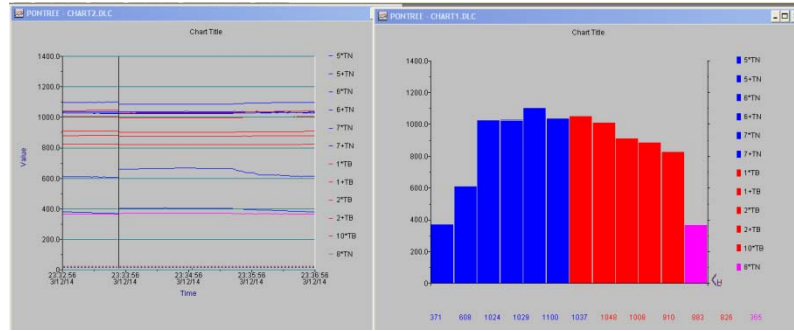
รูปที่ จ.13 Steady state ของอุณหภูมิโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)



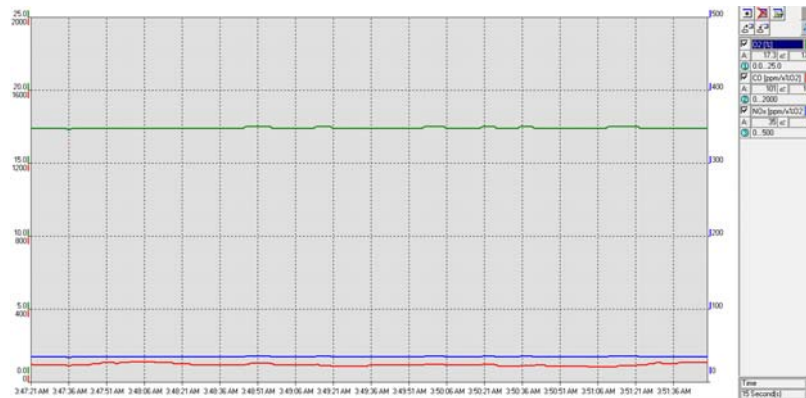
รูปที่ จ.14 Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)



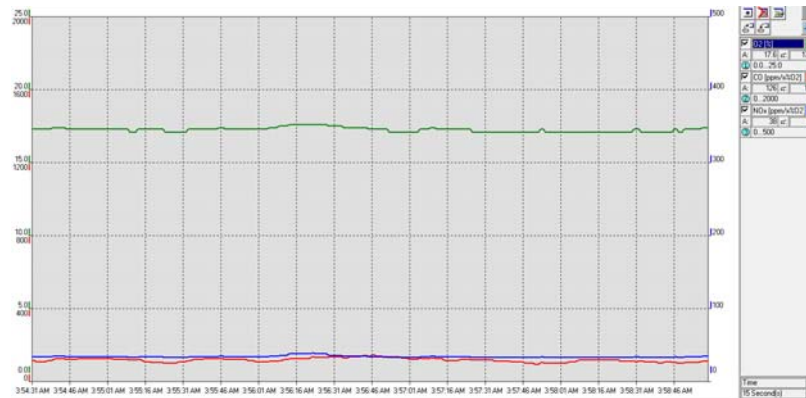
รูปที่ จ.15 Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=23kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)



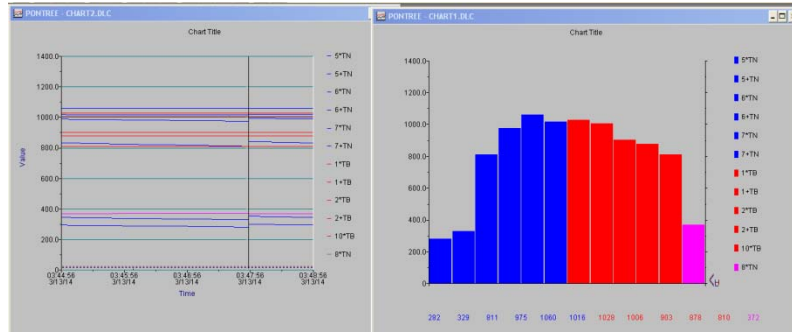
รูปที่ จ.16 Steady state ของอนุกรมมิโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=22kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)



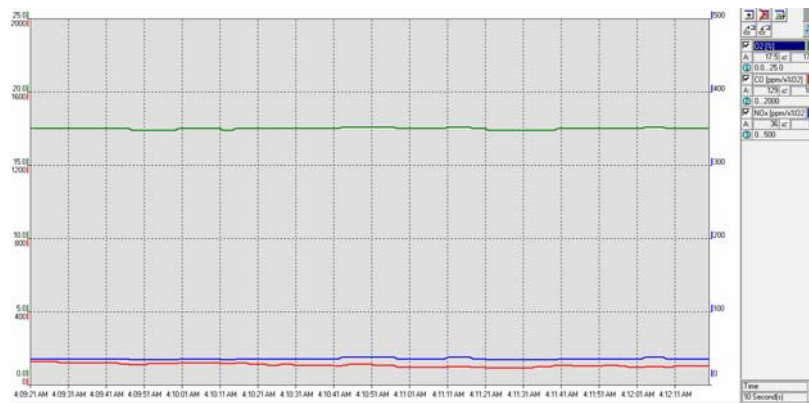
รูปที่ จ.17 Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=22kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)



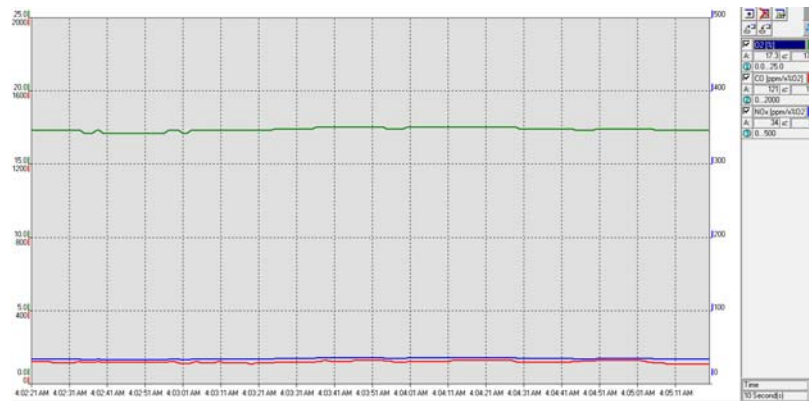
รูปที่ จ.18 Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=22kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)



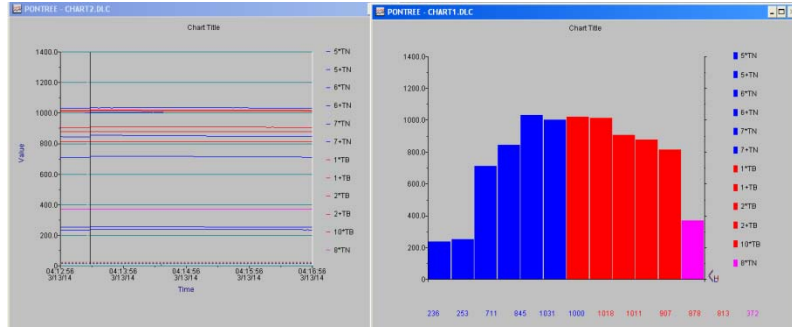
รูปที่ จ.19 Steady state ของอุณหภูมิโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=21kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)



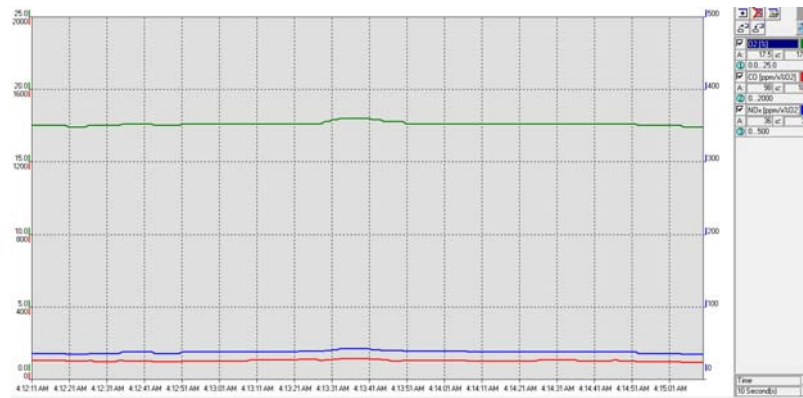
รูปที่ จ.20 Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=21kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)



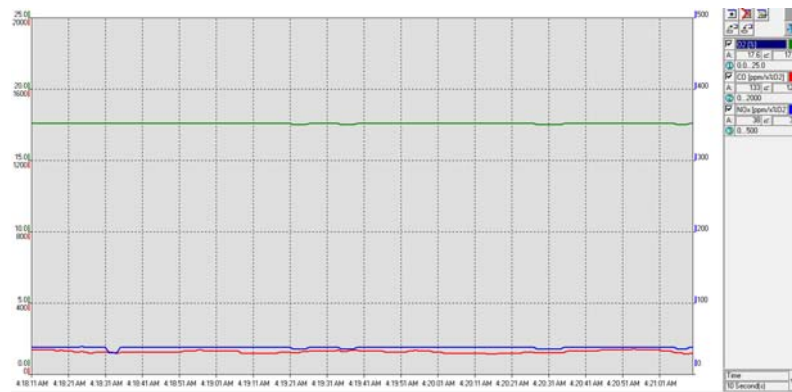
รูปที่ จ.21 Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=21kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)



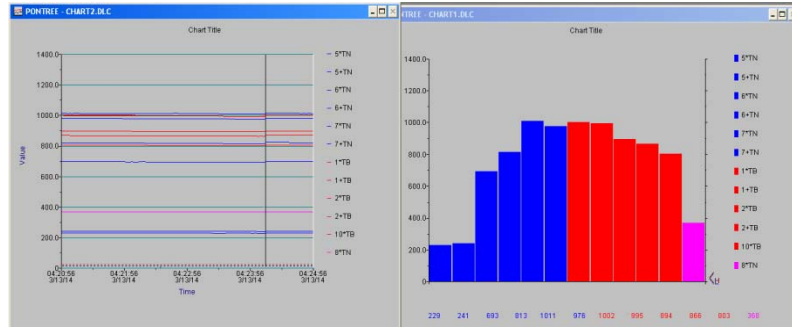
รูปที่ จ.22 Steady state ของอุณหภูมิโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=20kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)



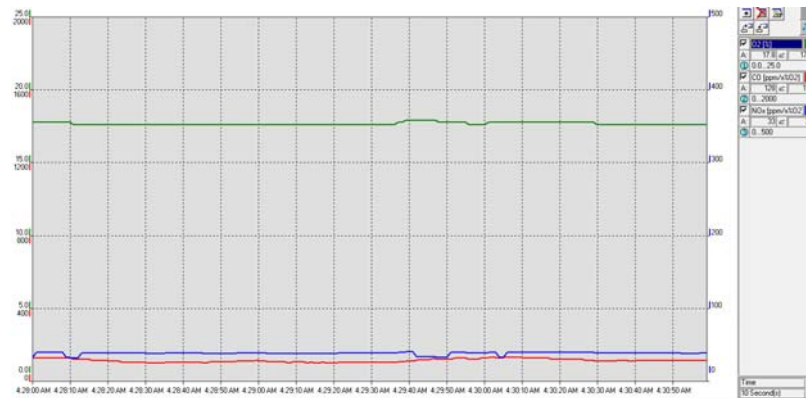
รูปที่ จ.23 Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=21kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)



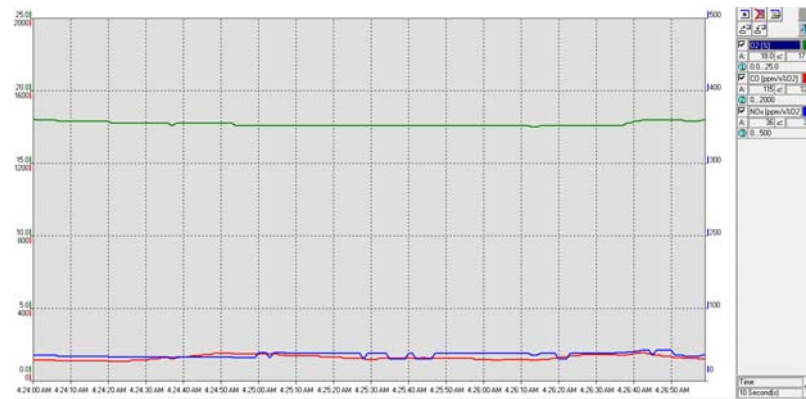
รูปที่ จ.24 Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=21kW, $\theta=160^\circ$ (ปิด Sec.)



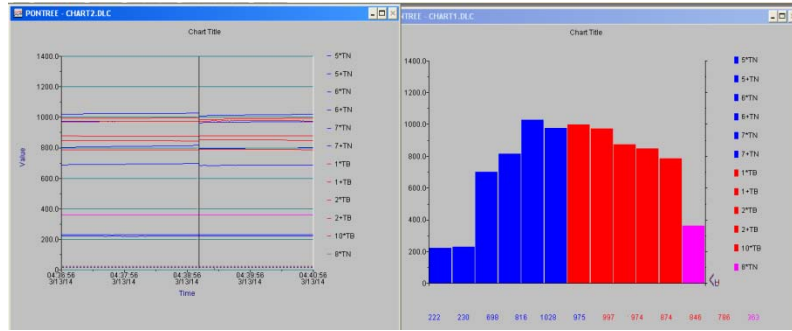
รูปที่ จ.25 Steady state ของอุณหภูมิโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=19kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)



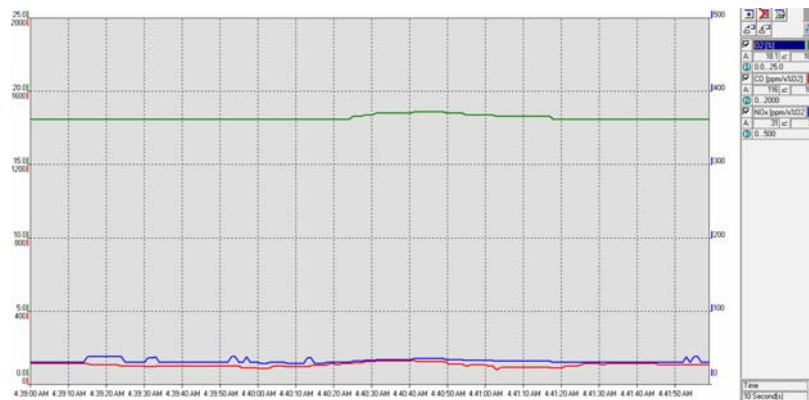
รูปที่ จ.26 Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=19kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)



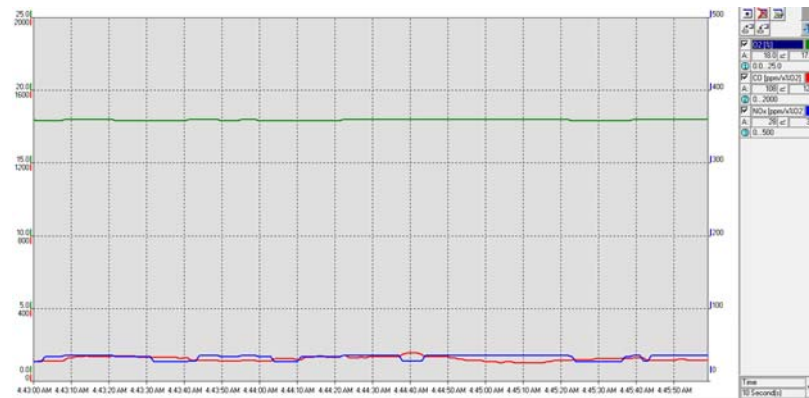
รูปที่ จ.27 Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=19kW, $\theta=160^\circ$ (เปิด Sec.)



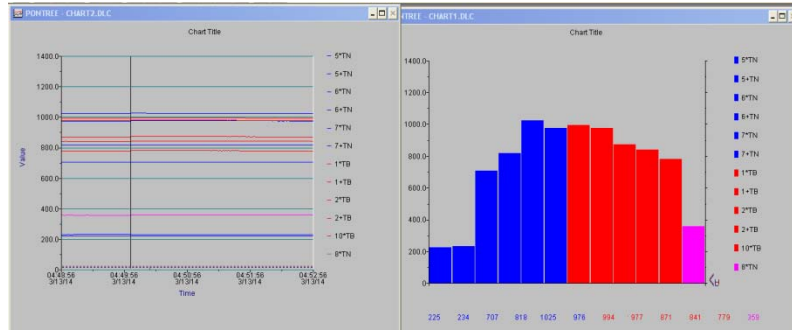
รูปที่ จ.28 Steady state ของอุณหภูมิโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=18kW, $\theta=170^\circ$ (เปิด Sec.)



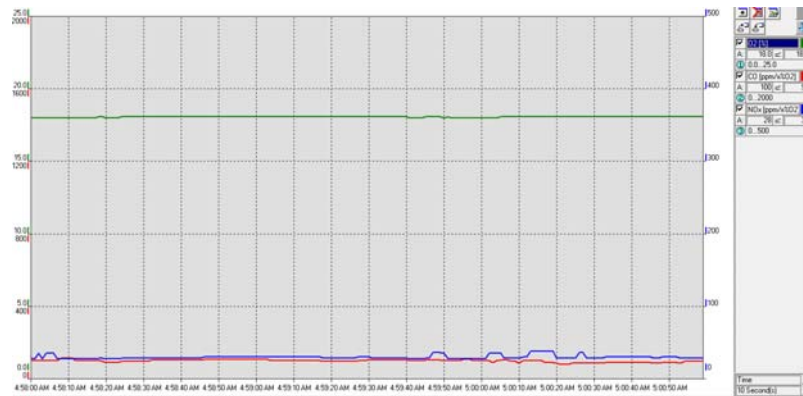
รูปที่ จ.29 Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=18kW, $\theta=170^\circ$ (เปิด Sec.)



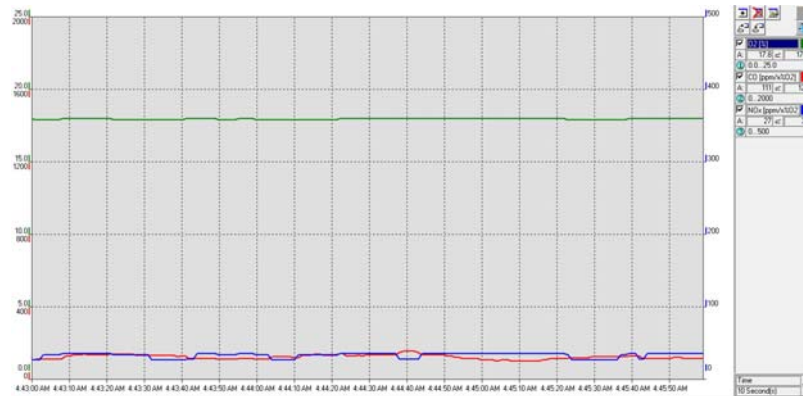
รูปที่ จ.30 Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=18kW, $\theta=170^\circ$ (เปิด Sec.)



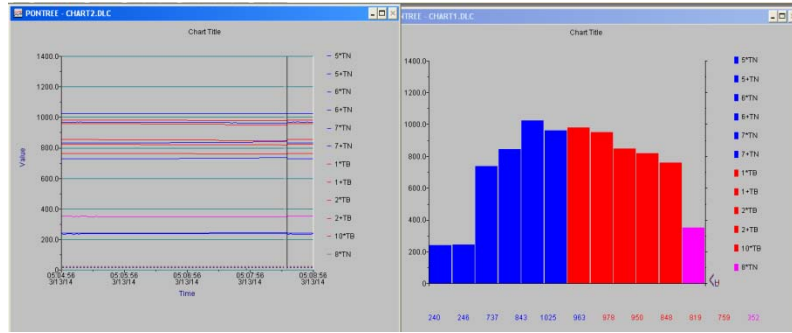
รูปที่ จ.31 Steady state ของอุณหภูมิโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=17kW, $\theta=170^\circ$ (เปิด Sec.)



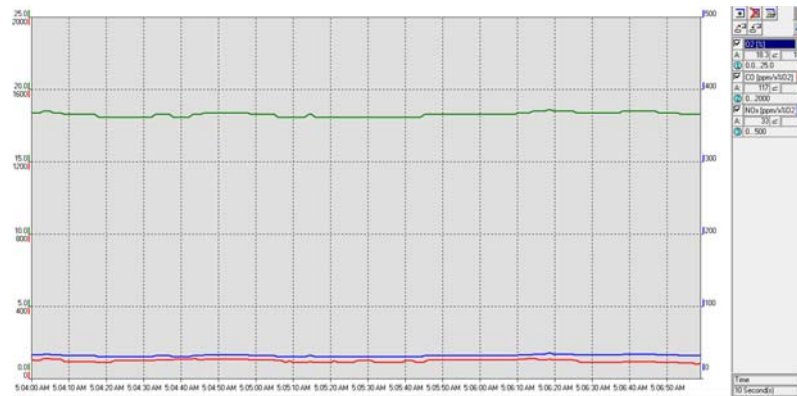
รูปที่ จ.32 Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=17kW, $\theta=170^\circ$ (เปิด Sec.)



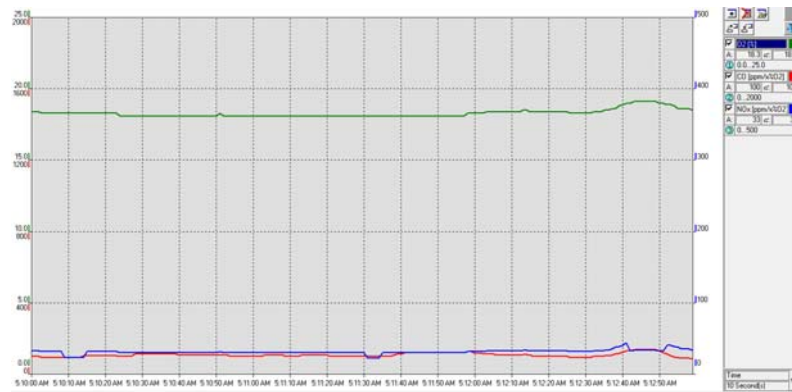
รูปที่ จ.33 Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=17kW, $\theta=170^\circ$ (เปิด Sec.)



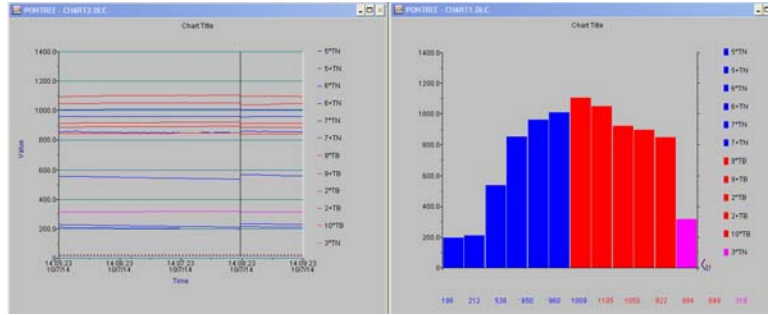
รูปที่ จ.34 Steady state ของอุณหภูมิโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=16kW, $\theta=170^\circ$ (เปิด Sec.)



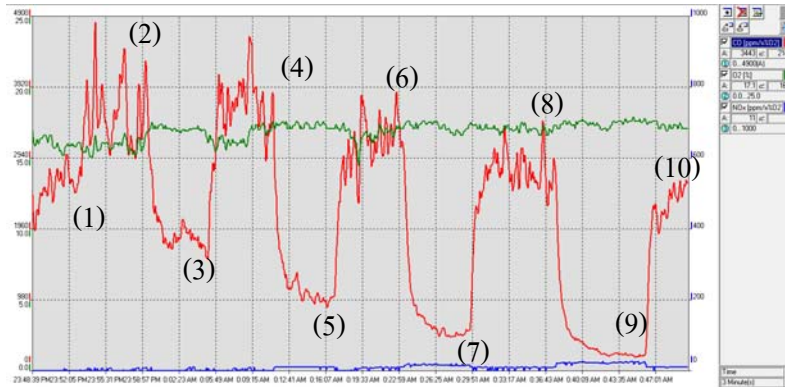
รูปที่ จ.35 Steady state ของมลพิษโดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=16kW, $\theta=170^\circ$ (เปิด Sec.)



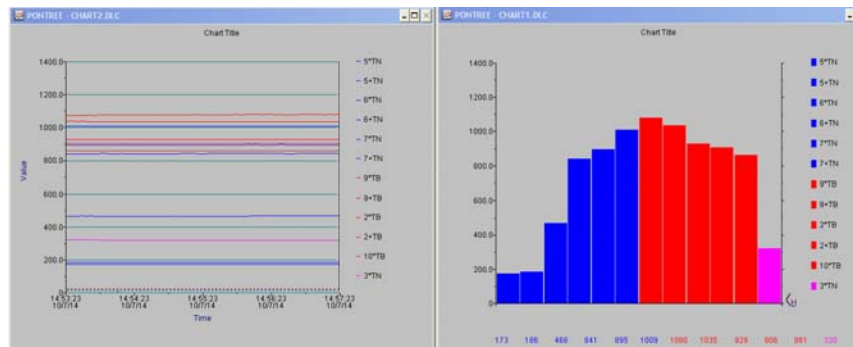
รูปที่ จ. 36 Steady state ของมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง Ethanol, FR=16kW, $\theta=170^\circ$ (เปิด Sec.)



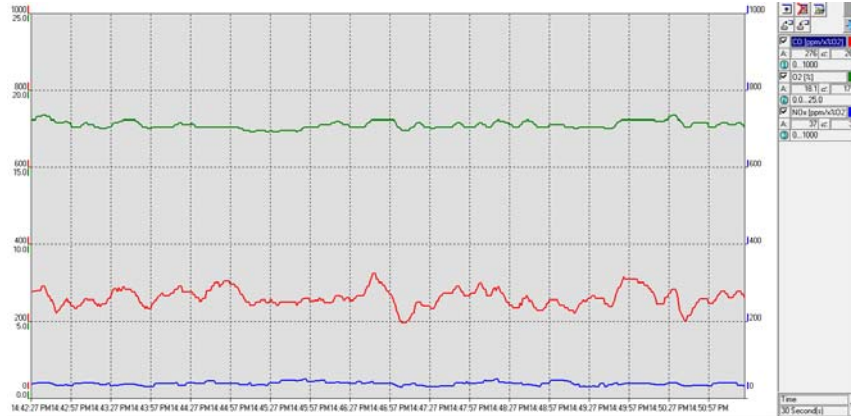
รูปที่ จ.37 Steady state ของ Temperature ระหว่างปรับระยะกันหม้อหัวเผา (H) FR=23kW, $\theta=160^\circ$



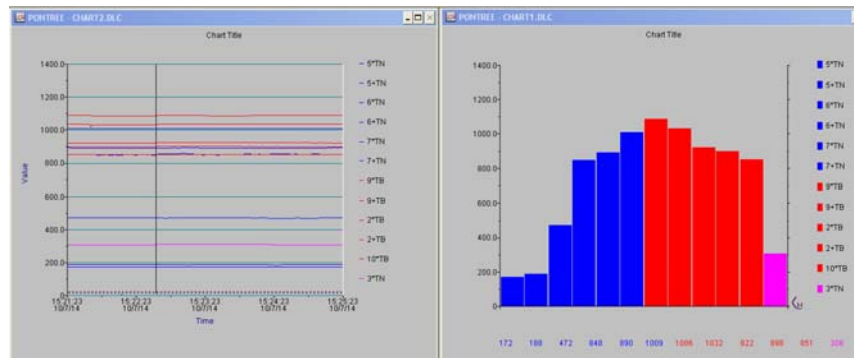
รูปที่ จ.38 Steady state ของ Emission ที่ FR = 23 kW, $\theta = 160^\circ$ เปิดและปิด Secondary air, (1)-(2) H = 50mm เปิดและปิด, (3)-(4) H = 75mm. เปิดและปิด, (5)-(6) H = 100 mm. เปิดและปิด, (7)-(8) H = 125 mm. เปิดและปิด, (9) (10) H = 150mm. เปิดและปิด



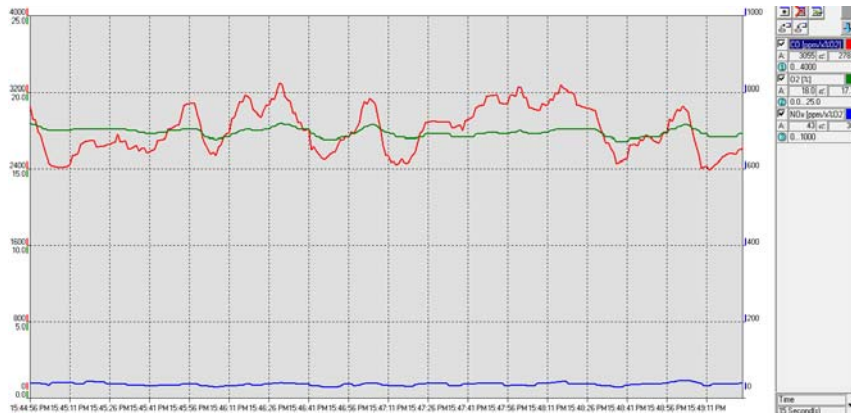
รูปที่ จ.39 Steady state ของ Temperature FR=23 kW $\theta=160^\circ$ H=125mm (เปิด Secondary air)



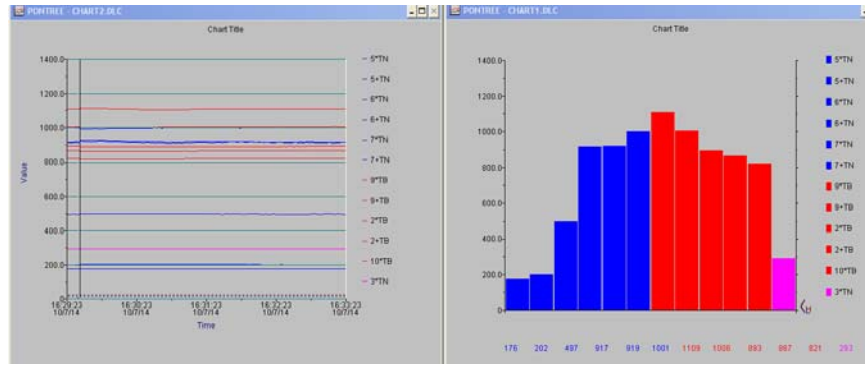
รูปที่ จ.40 Steady state ของ Emission, FR=23 kW, $\theta=160^\circ$, H=125mm, (เปิด Secondary air)



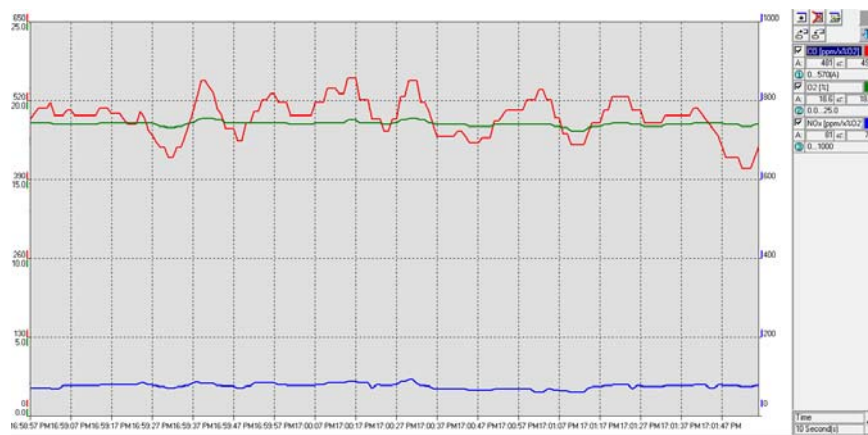
รูปที่ จ.41 Steady state ของ Temperature, FR=23 kW, $\theta=160^\circ$, H=125mm, (เปิด Secondary air)



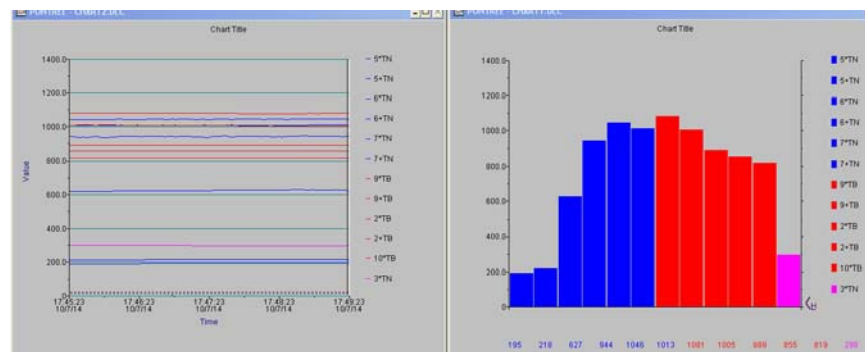
รูปที่ จ.42 Steady state ของ Emission, FR=23 kW, $\theta=160^\circ$, H=125mm, (เปิด Secondary air)



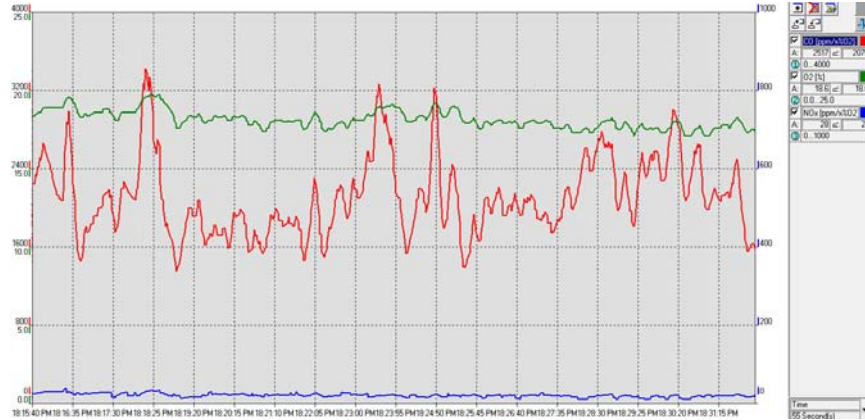
รูปที่ จ.43 Steady state ของ Temperature, FR=21 kW, $\theta=160^\circ$, H=125mm, (เปิด Secondary air)



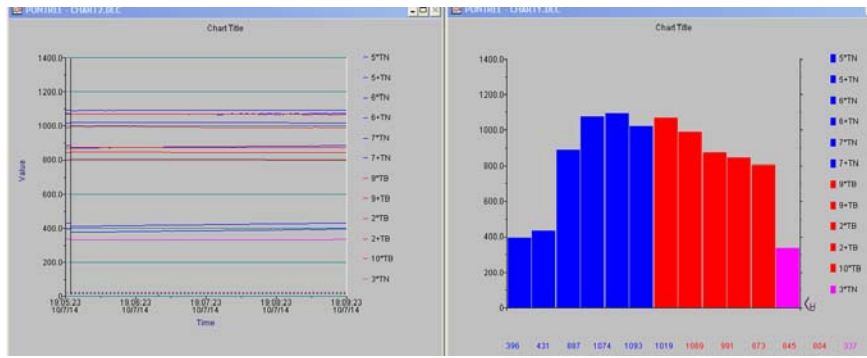
รูปที่ จ.44 Steady state ของ Emission, FR=21 kW, $\theta=160^\circ$, H=125mm, (เปิด Secondary air)



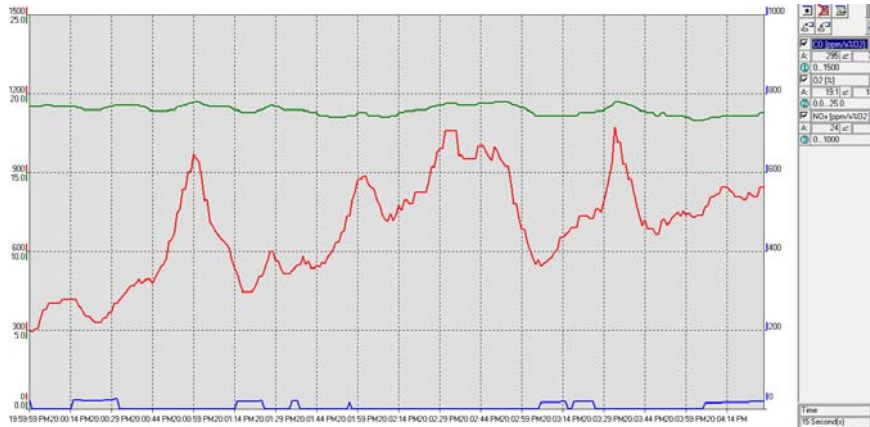
รูปที่ จ.45 Steady state ของ Temperature FR=21 kW, $\theta=160^\circ$, H=125mm, (เปิด Secondary air)



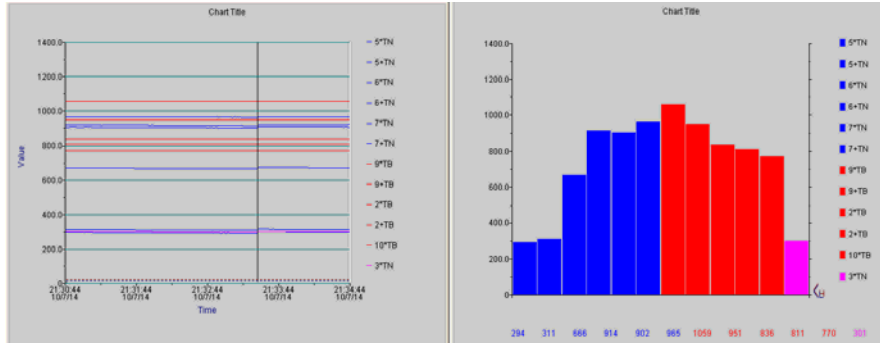
รูปที่ จ.46 Steady state ของ Emission, FR=21 kW, $\theta=160^\circ$, H=125mm, (เปิด Secondary air)



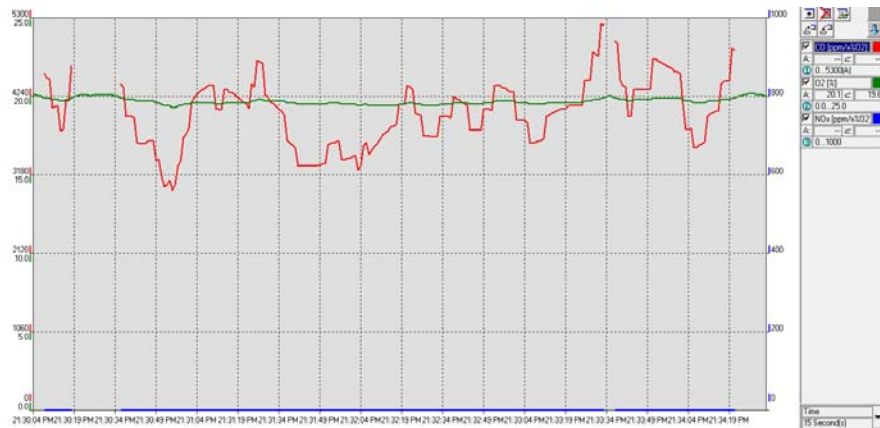
รูปที่ จ.47 Steady state ของ Temperature, FR=19 kW, $\theta=160^\circ$, H=125mm, (เปิด Secondary air)



รูปที่ จ.48 Steady state ของ Emission, FR=21 kW, $\theta=160^\circ$, H=125mm, (เปิด Secondary air)



รูปที่ จ.49 Steady state ของ Temperature, FR=19 kW, $\theta=160^\circ$, H=125mm, (เปิด Secondary air)

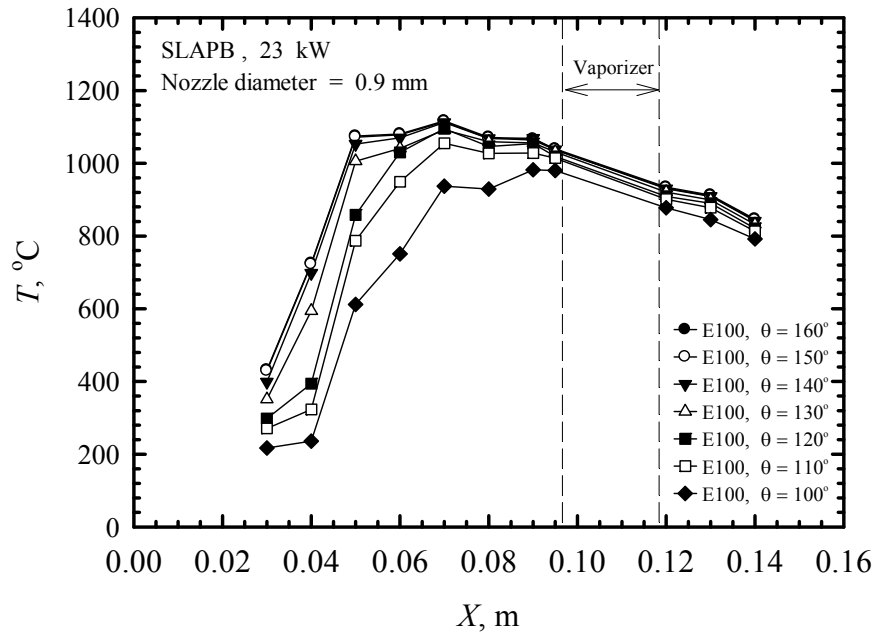


รูปที่ จ.50 Steady state ของ Emission, FR=21 kW, $\theta=160^\circ$, H=125mm, (เปิด Secondary air)

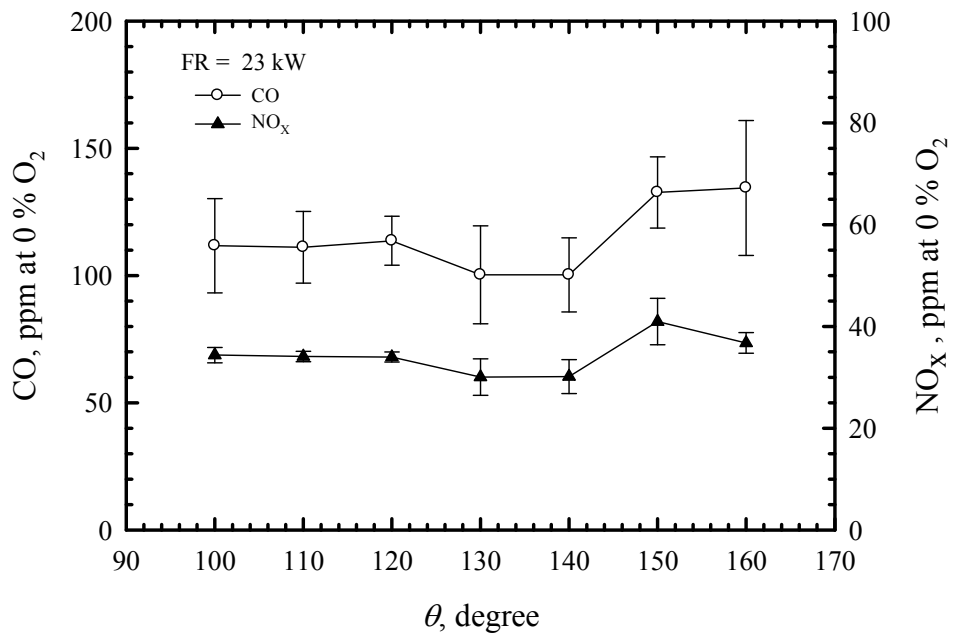
ภาคผนวก จ

ผลการทดลอง

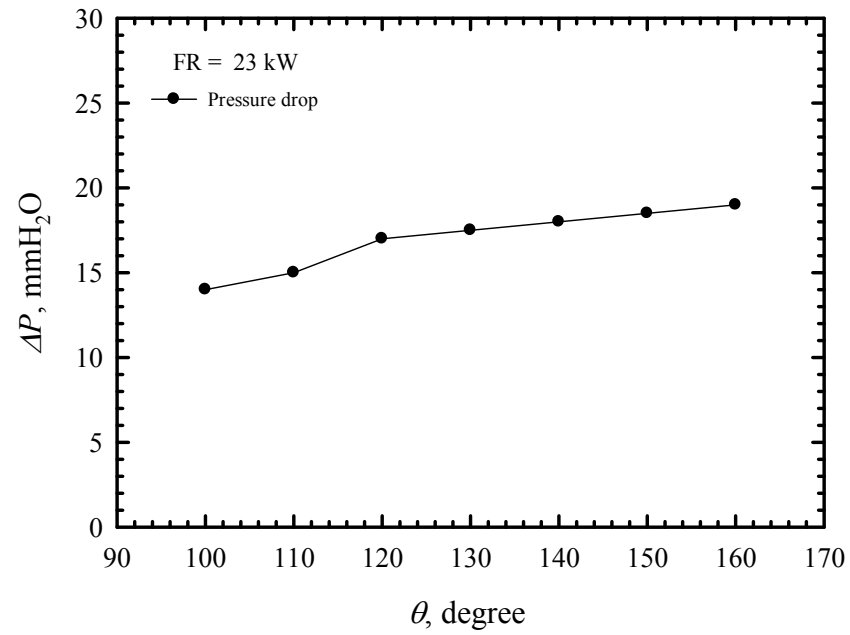
ตำแหน่ง reaction zone อยู่ใต้ท่อ vaporizer โดยใช้เชื้อเพลิง LPG ก่อน switch เป็น Ethanol



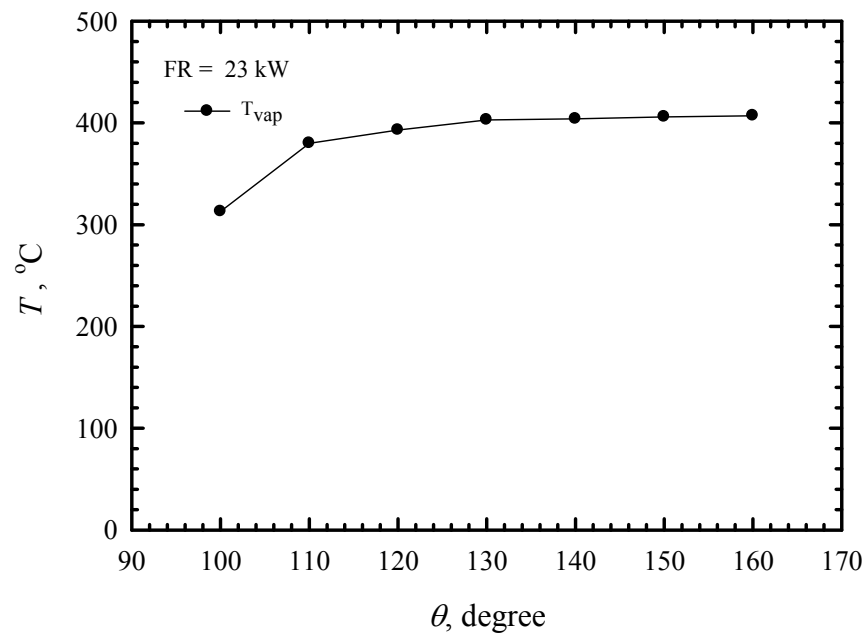
รูปที่ ๑.1 อิทธิพลของ Primary air adjuster มีผลต่อ Temperature profile, FR = 23 kW



รูปที่ ๑.2 อิทธิพลของ Primary air ที่มีผลต่อค่า Emission

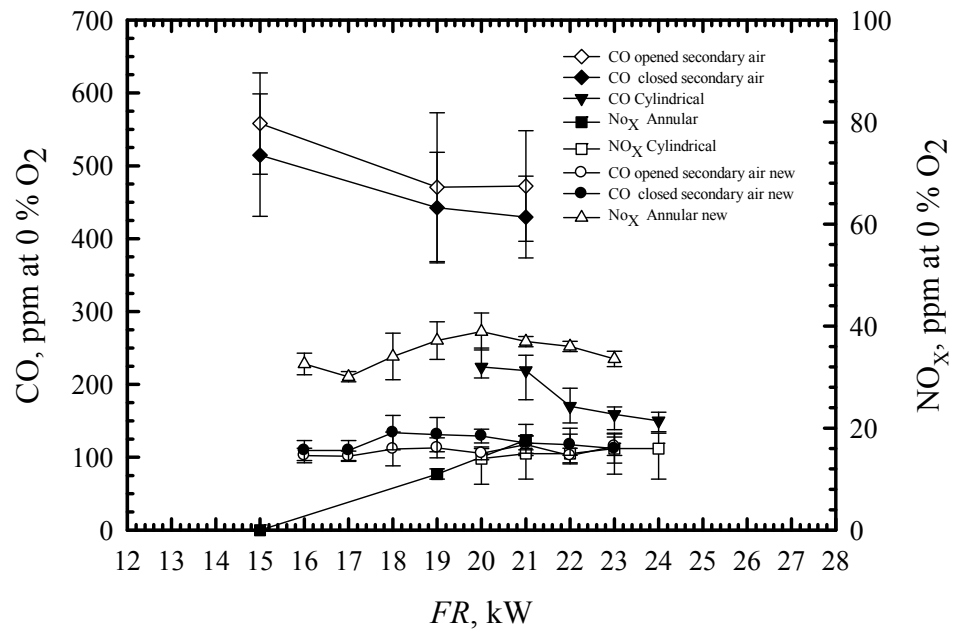


รูปที่ ๓.3 อิทธิพลของอากาศส่วนแรก (PA) ที่มีผลต่อ Pressure ใน Packed bed



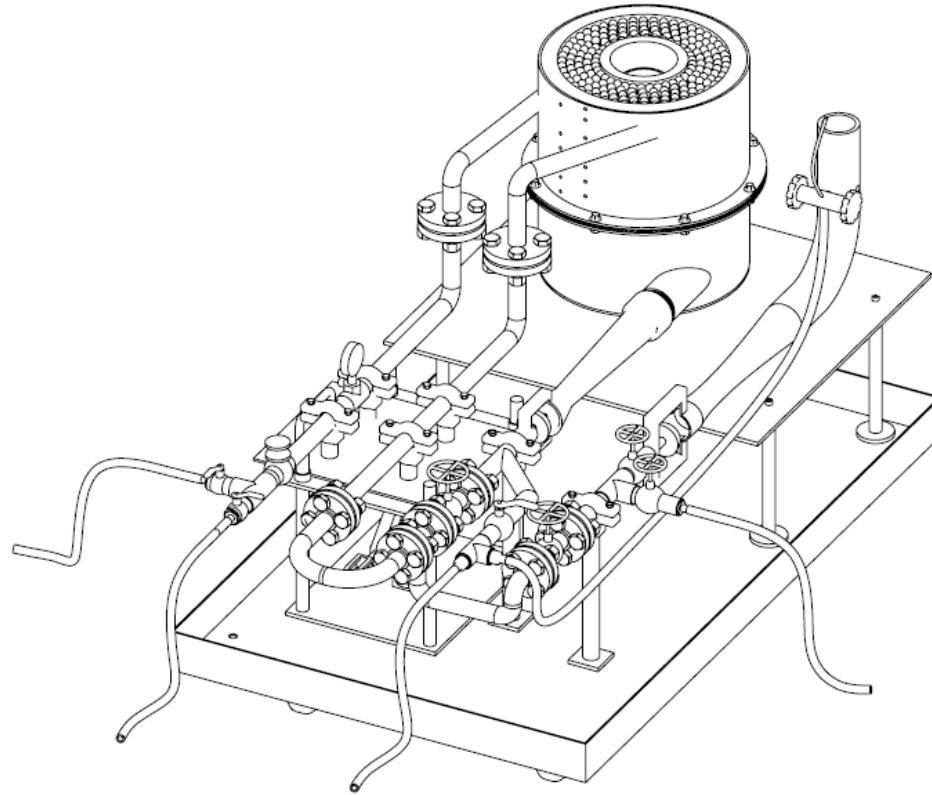
รูปที่ ๓.4 อิทธิพลของอากาศส่วนแรก (PA) ที่มีผลต่อ Temperature ของ ethanol ที่ทางออก

ผลการทดลองเทียบกับงานวิจัยที่ผ่านมา

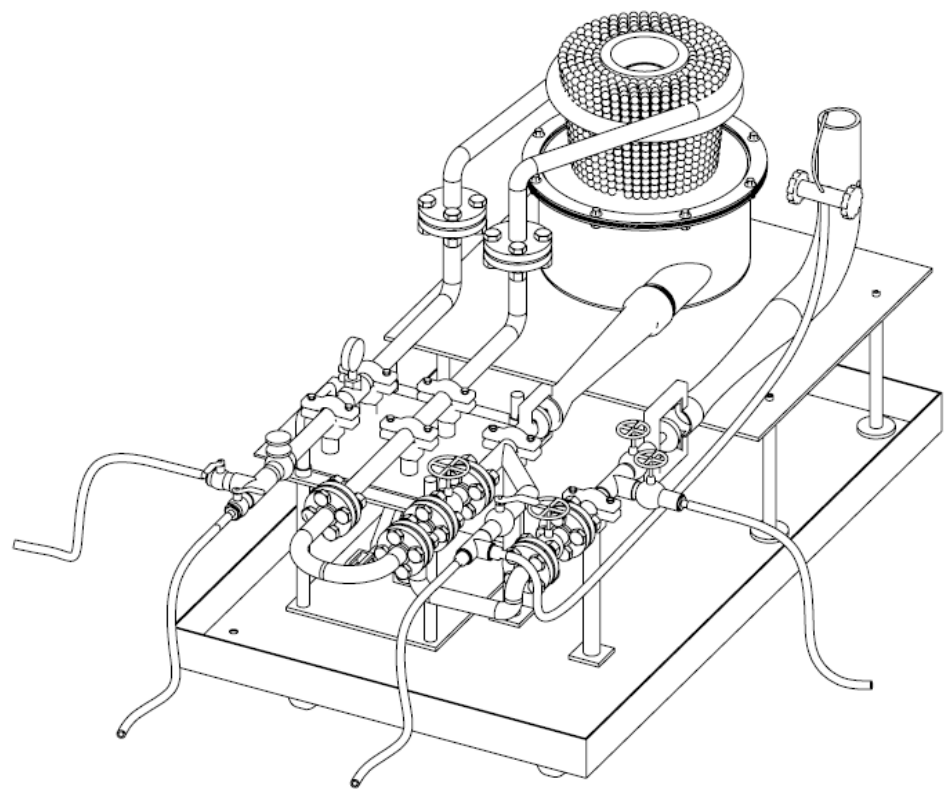


รูปที่ ๓.๕ เปรียบเทียบกับงานวิจัยที่ผ่านมาถึงอิทธิพลของ FR ที่มีผลต่อ Emission

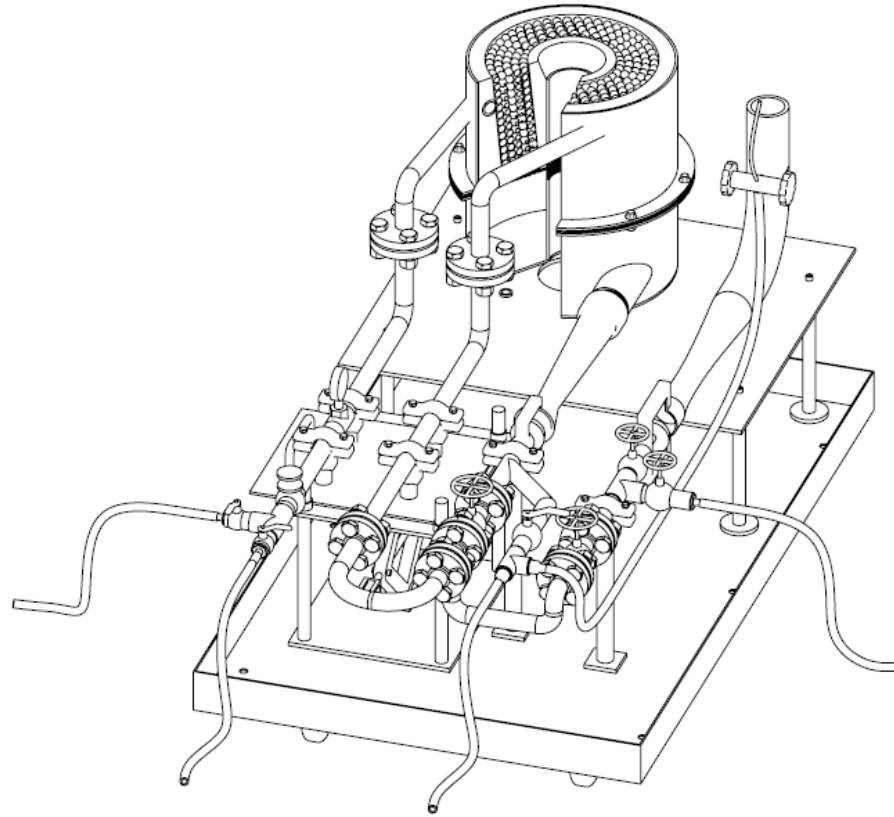
ภาคผนวก ข
แบบทางวิศวกรรมของอุปกรณ์ทดลอง



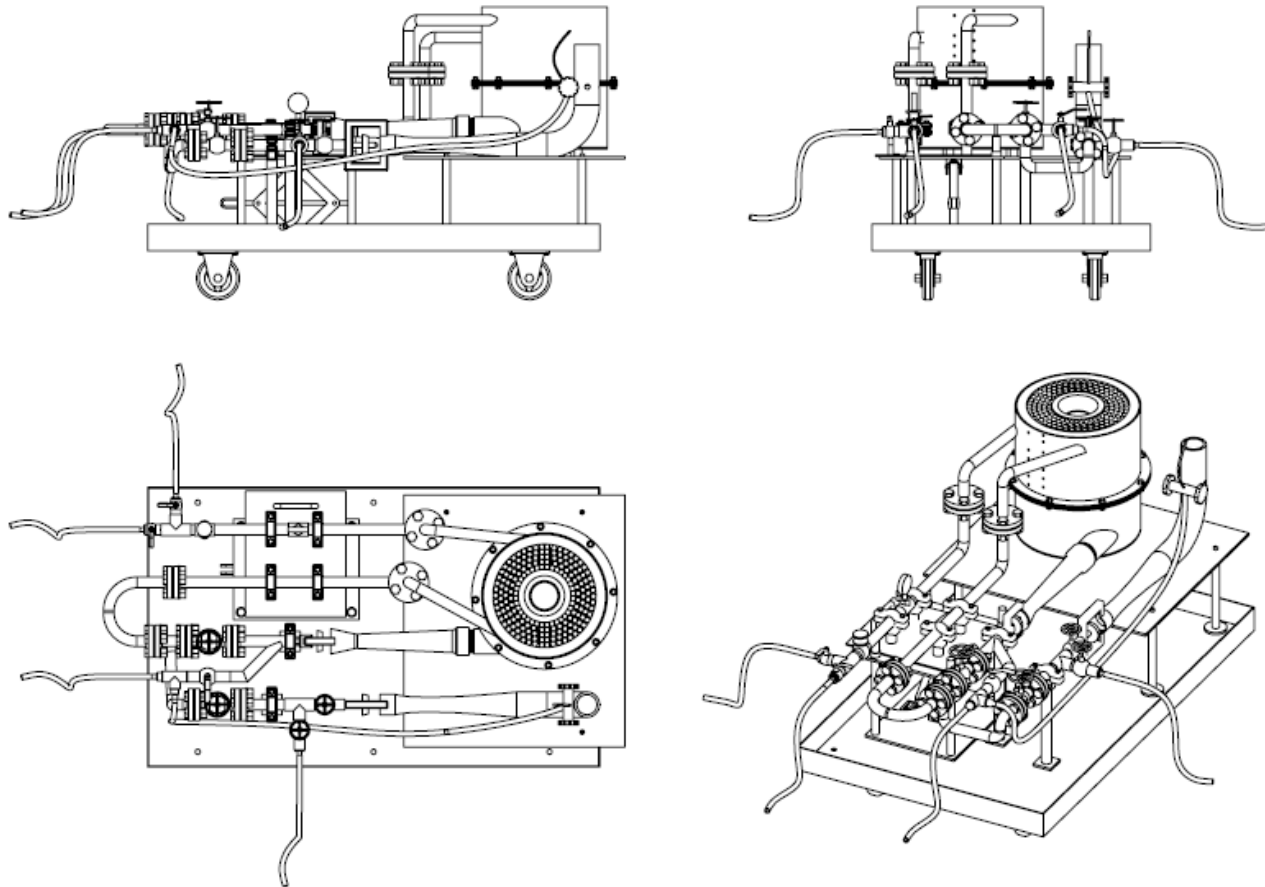
รูปที่ ข.1 เตาเผาไหม้ในวัสดุพอรันแบบวงแหวนที่มีการเหนี่ยวนำอากาศด้วยตนเอง โดยใช้เชื้อเพลิงเหลว (Self-aspirating liquid fuel annular porous burner, SLAPB)



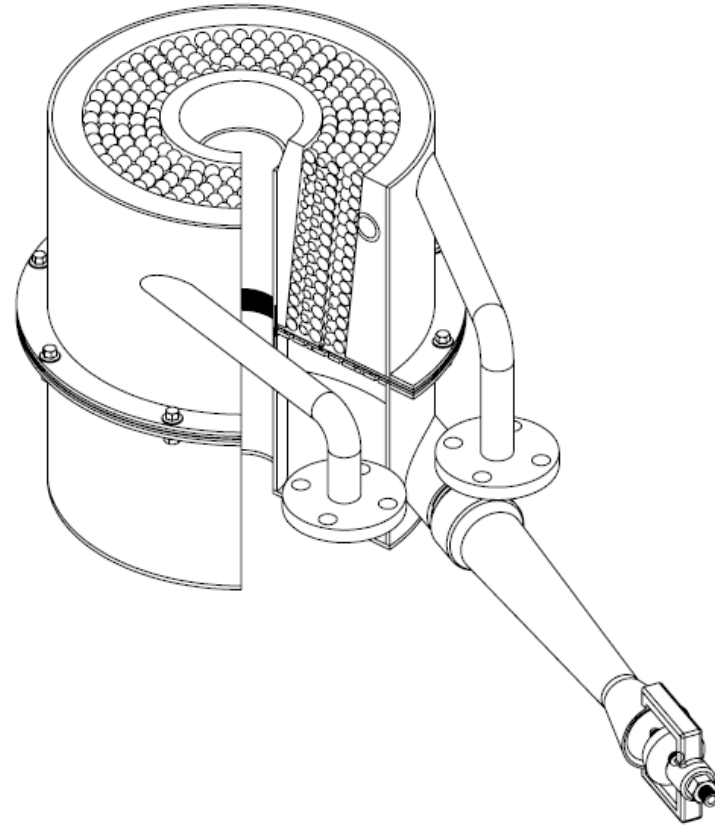
รูปที่ ข.2 เตา SLAPB แสดงท่อ Vaporizer อยู่ในวัสดุพูน



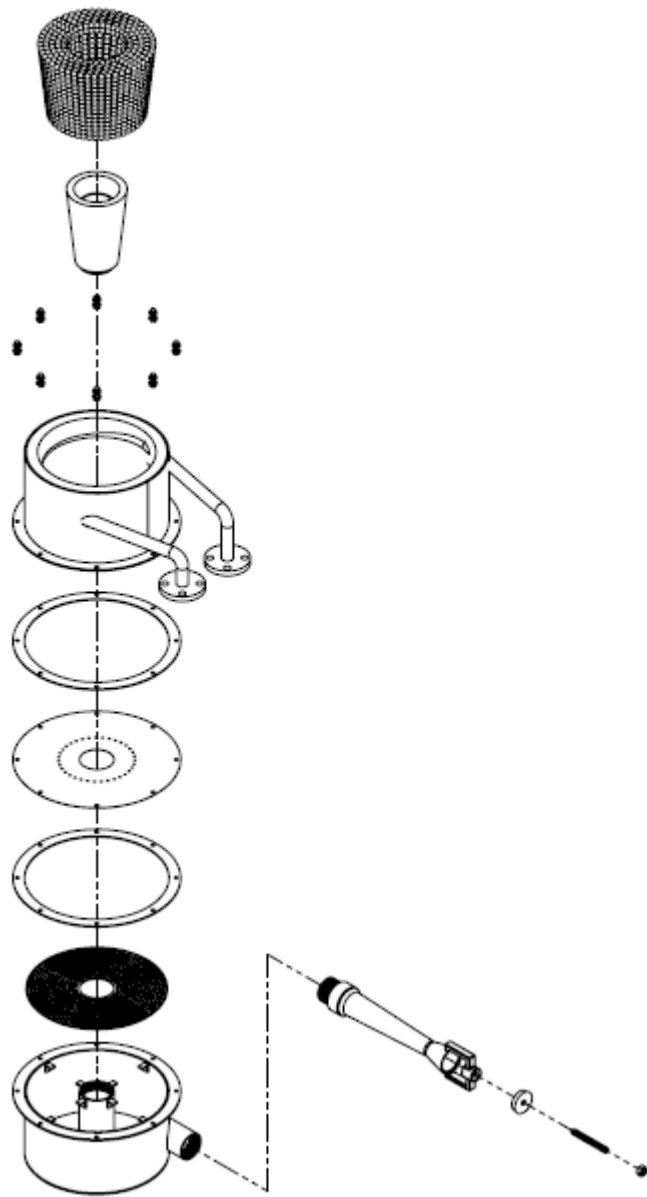
รูปที่ ข.3 เตา SLAPB แสดงการ section view



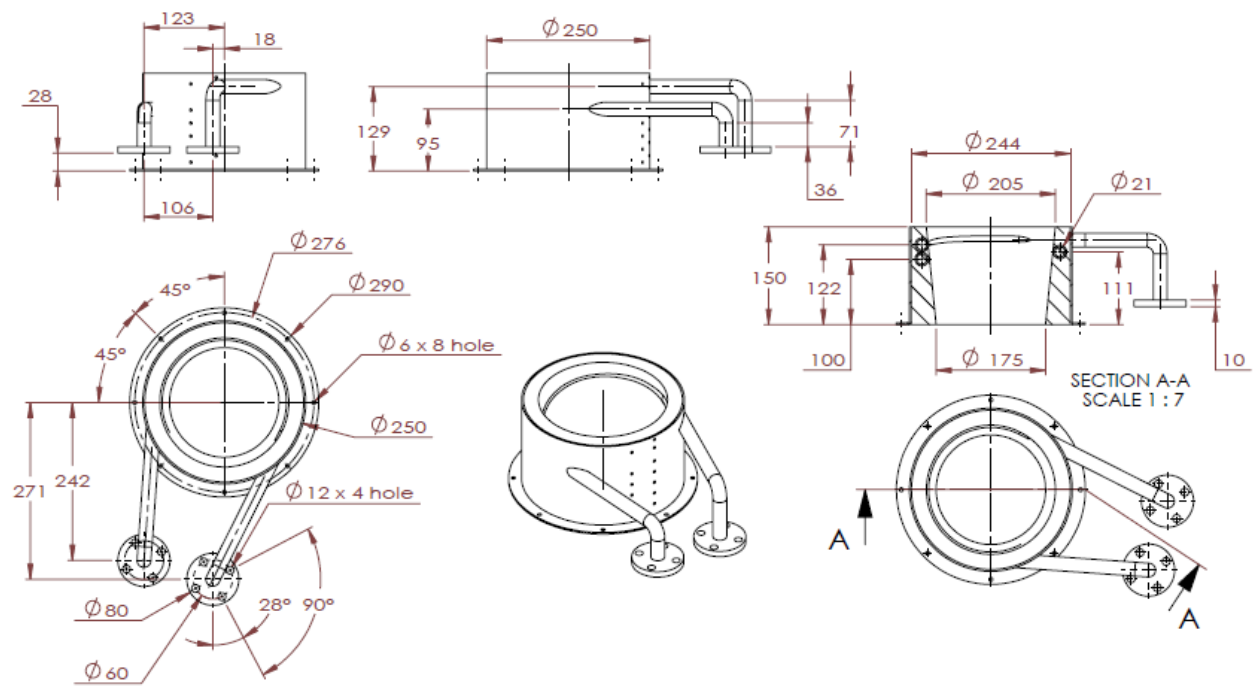
รูปที่ ช.4 เตา SLAPB แสดงภาพฉายมุมที่หนึ่ง



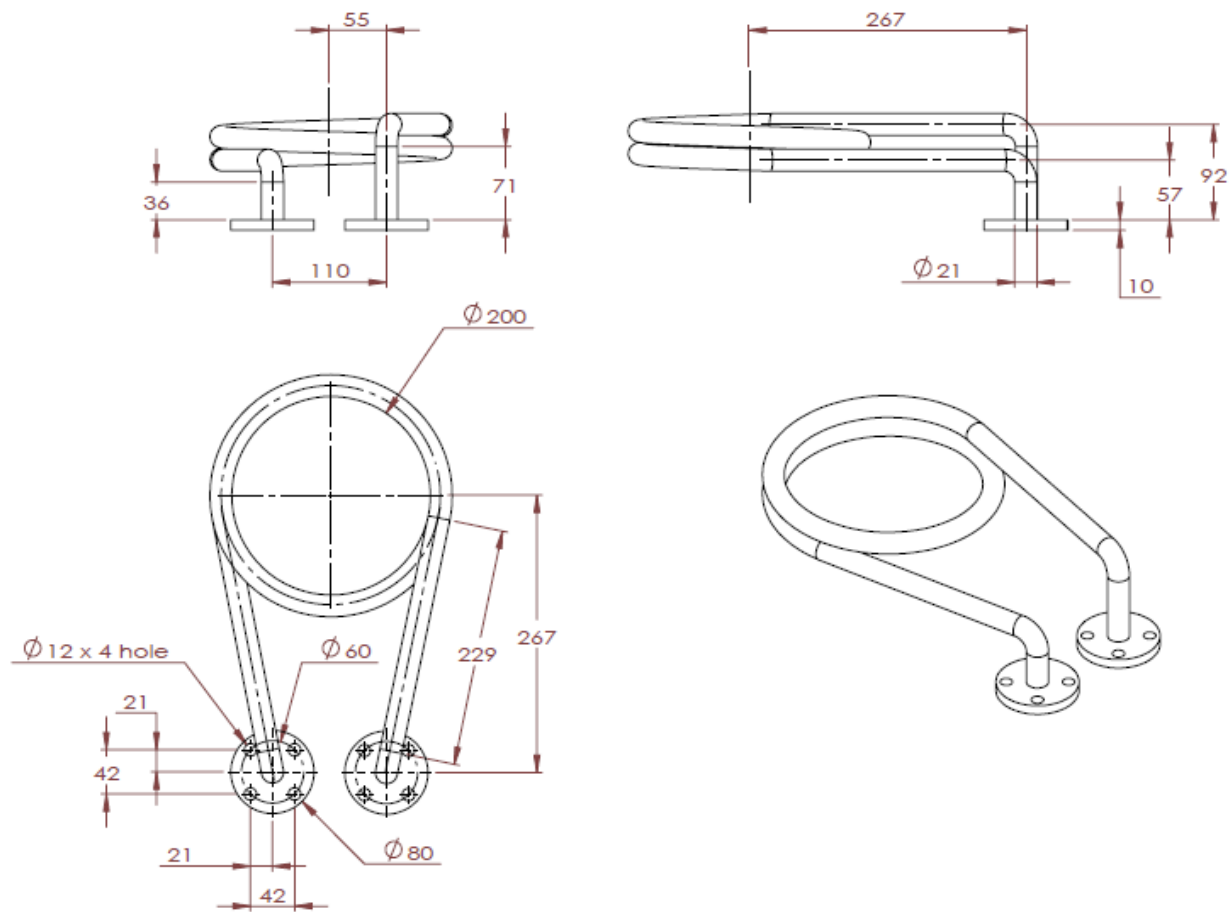
รูปที่ ข.5 แสดง Section view เตา SLAPB



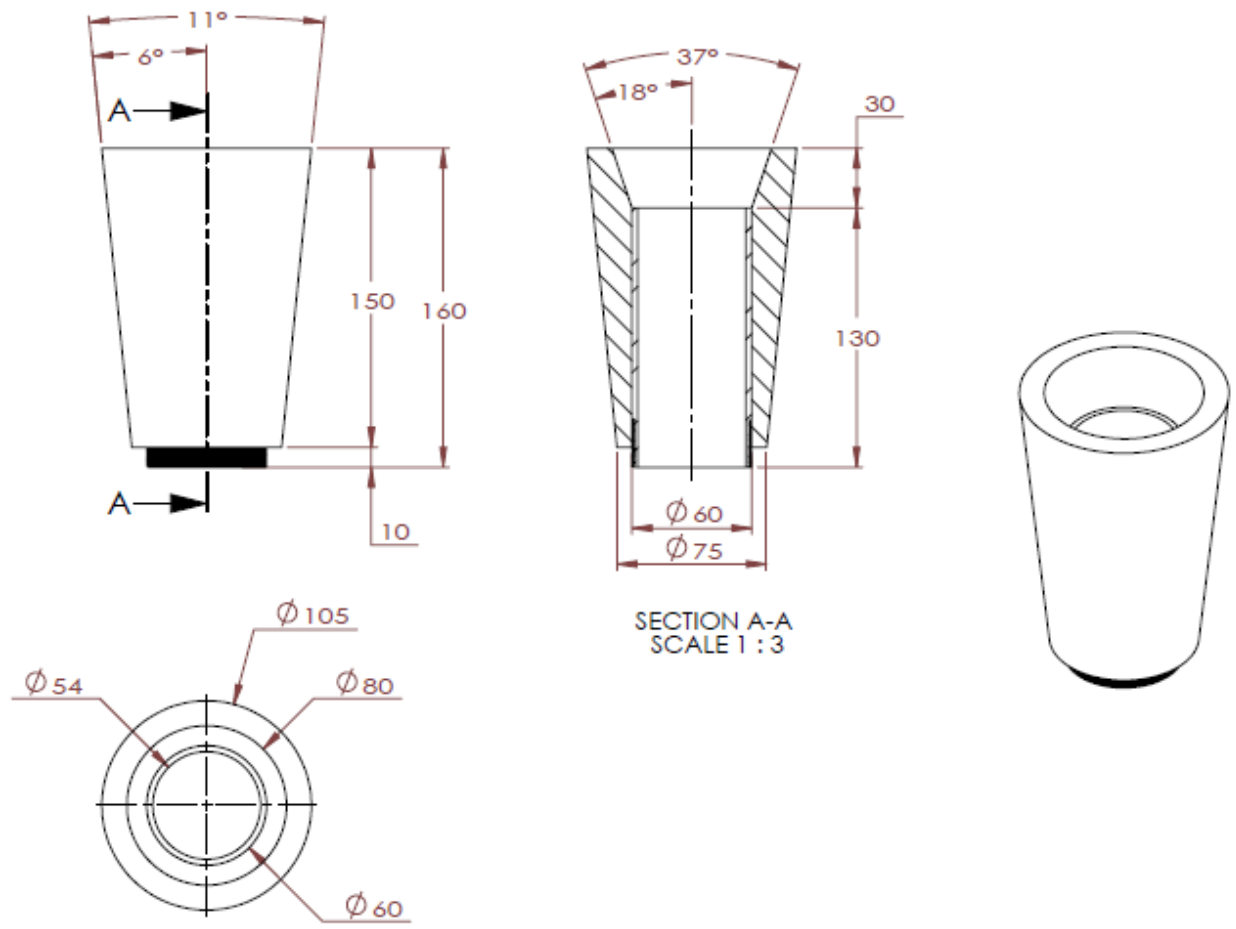
รูปที่ ๖.๖ แสดง Exploded view



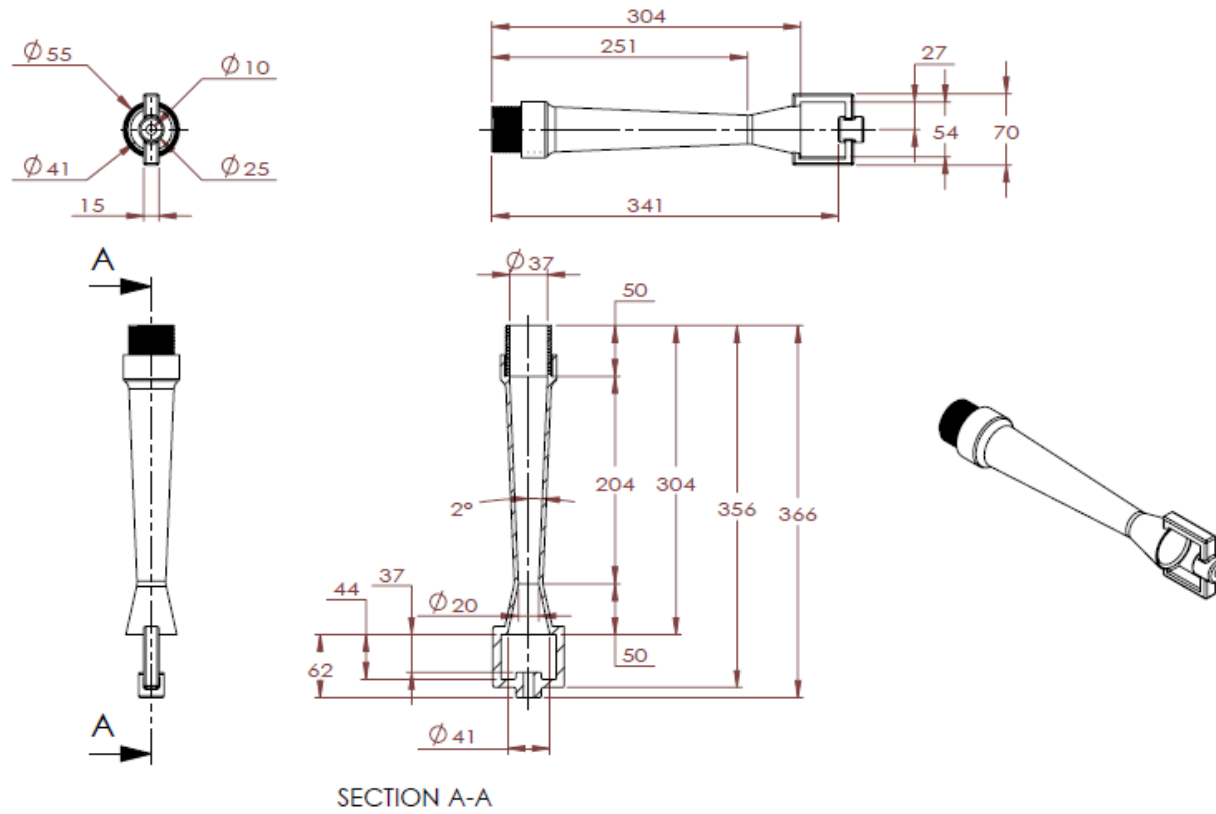
รูปที่ ข.7 Combustion chamber



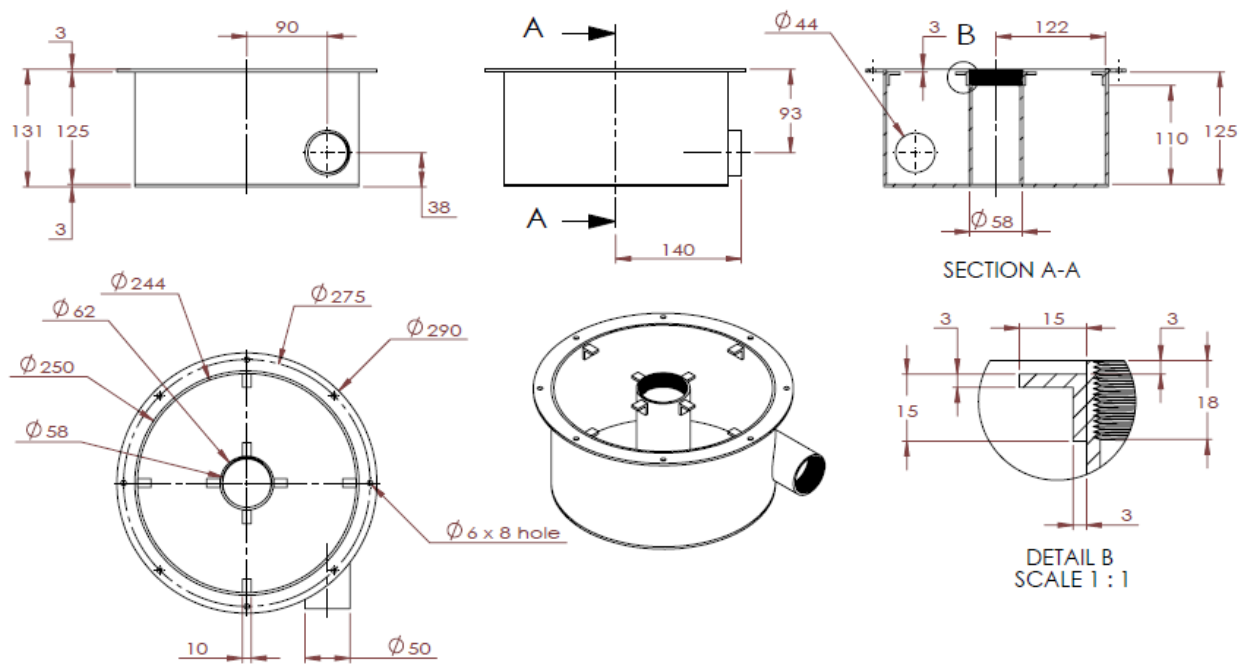
รูปที่ ข.8 Vaporizer



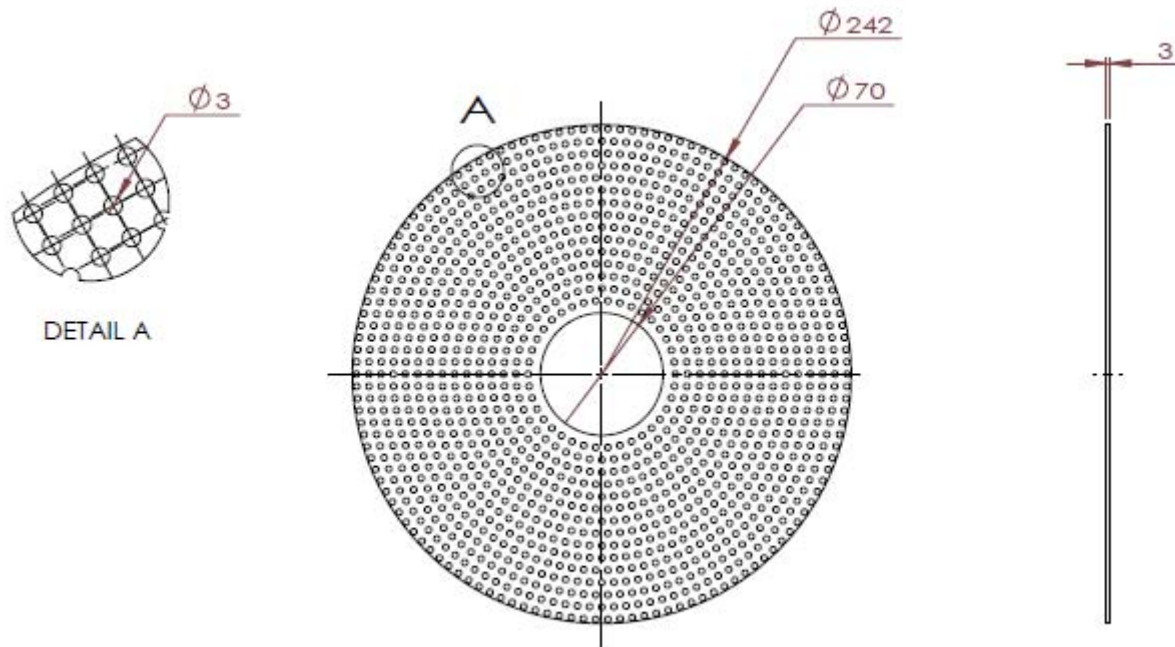
รูปที่ ๙.๙ Pipe secondary air inlet



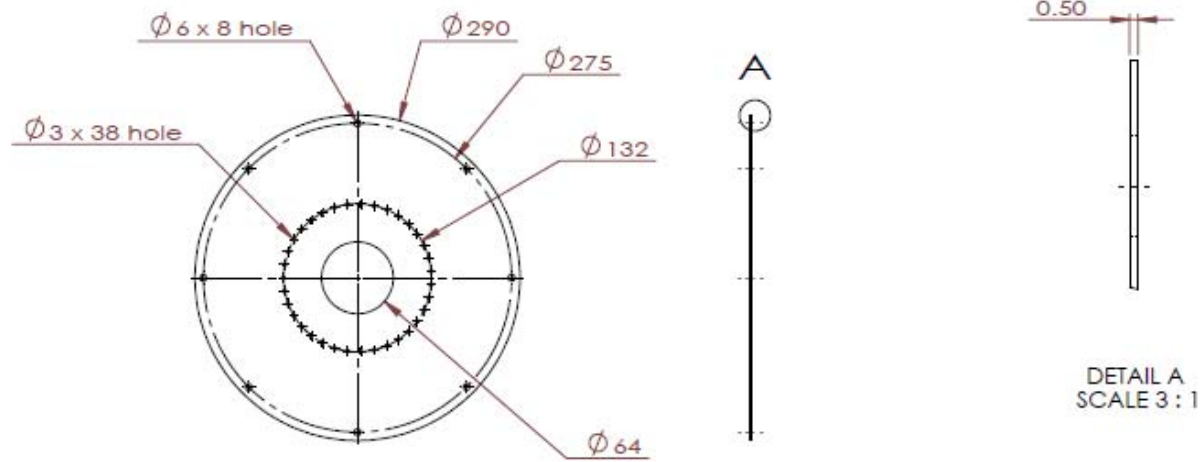
รูปที่ ๗.10 Mixing tube



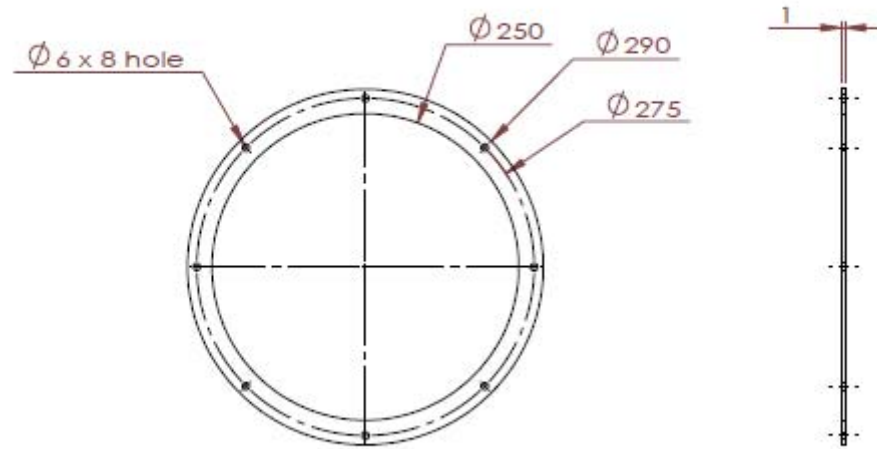
รูปที่ ข.11 Mixing chamber



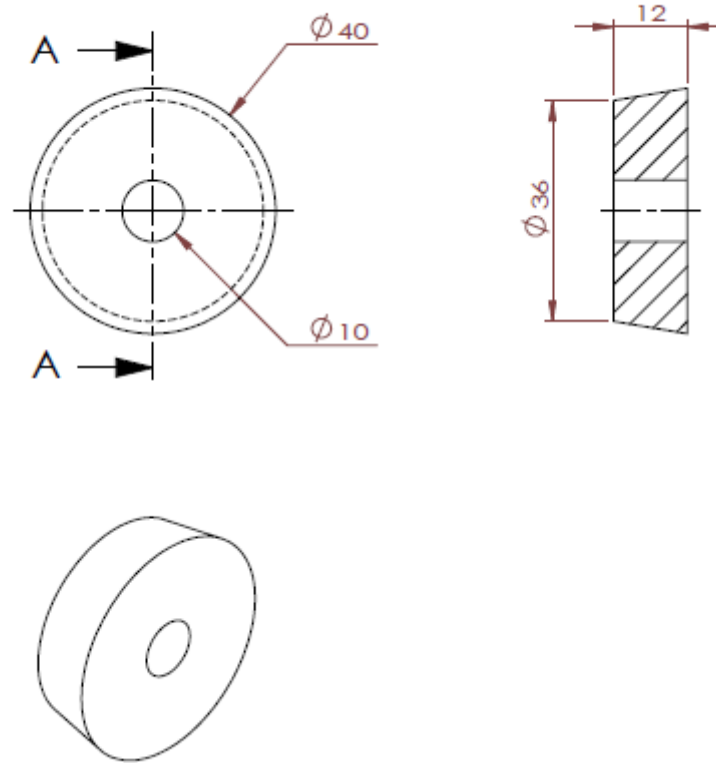
รูปที่ ข.12 Grating



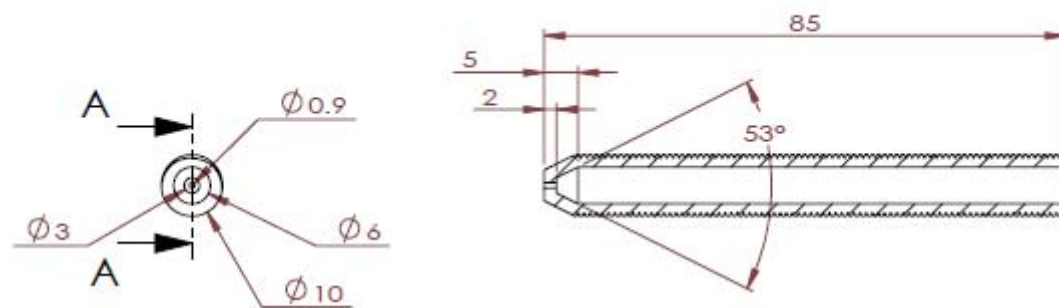
รูปที่ ข.13 Perforated plate



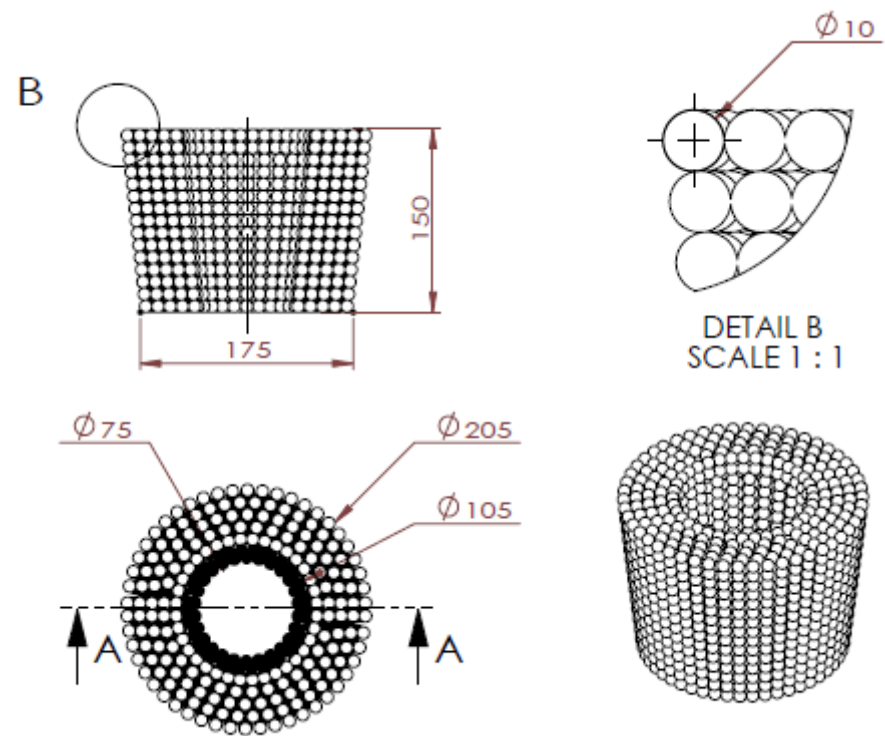
รูปที่ ข.14 Packing



รูปที่ ข.15 Air adjuster



รูปที่ ข.16 Nozzle



รูปที่ ๓.17 Porous medium

ประวัติผู้วิจัย

ชื่อ-สกุล	นายคำนวณ พลตรี
วัน เดือน ปีเกิด	2 มีนาคม 2528
ประวัติการศึกษา	
ระดับมัธยมศึกษา	มัธยมศึกษาตอนต้น โรงเรียนบ้านหนองเชียงซุยโนนสะอาด พ.ศ. 2544
ระดับอาชีวศึกษา	ประกาศนียบัตรวิชาชีพ สาขาวิชาช่างยนต์ วิทยาลัยเทคนิคขอนแก่น พ.ศ. 2547 ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง สาขาวิชาช่างยนต์ วิทยาลัยเทคนิคขอนแก่น พ.ศ. 2549
ระดับปริญญาตรี	วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยศรีปทุม พ.ศ. 2553
ระดับปริญญาโท	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี พ.ศ. 2557
ทุนการศึกษา หรือทุนวิจัย	ทุนอุดหนุนสนับสนุนการวิจัยระดับบัณฑิตศึกษา ทบวงมหาวิทยาลัย ปีงบประมาณ 2554
ผลงานเผยแพร่	Pontree, K. and Jugjai, S., 2014, "Self-aspirating, liquid fuel, annular porous burner", The 5th TSME International Conference on Mechanical Engineering , 17-19 December, Chiang Mai, Thailand.